

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Навчально-науковий інститут автоматики і електротехніки
Кафедра ЕІС та РК

Допущено до захисту

зав. кафедри ЕІС та РК
(скорочена назва кафедри)


(підпис) Костенко Д.В.
(прізвище та ініціали)
" 16 " 12 2025 р.

Кваліфікаційна робота

на здобуття ступеня вищої освіти
магістр

на тему: Розробка електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т

Виконав: студент групи 6363м

Спеціальності

141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

спеціалізації «Експлуатація суднових автоматизованих систем»

Студент Вронський А.Д.
(прізвище та ініціали)


(підпис)

Керівник к.т.н., доцент Войтасик А.М.
(прізвище та ініціали)


(підпис)

Рецензент к.т.н., доцент Клочков О.П.
(прізвище та ініціали)


(підпис)

м. Миколаїв – 2025 року

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет	Навчально-науковий інститут автоматики та електротехніки
Кафедра	Електричної інженерії суднових та роботизованих комплексів
Рівень вищої освіти	магістр
Галузь знань	14 «Електрична інженерія»
Спеціальність	141 «Електроенергетика, електротехніка електромеханіка»
Освітня програма	Експлуатація суднових автоматизованих систем

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


(підпис)

Овсянников В.М.
(прізвище та ініціали)

"01" 10 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу магістра
на здобуття ступеня вищої освіти **магістр**

Студенту Вронському Антону Дмитровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ЕІС та РК Войтасик А.М.
затверджені наказом вищого навчального закладу від "___" _____ 20__ р. № _____

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 підйому/спуску 0,17 м/с, швидкість переміщення вантажного візка 0,21 м/с, швидкість переміщення крана 0,35 м/с, висота підняття вантажу 12 м, відстань переміщення вантажу вибрати в межах від 4 до 20 м, відстань переміщення крана має бути в межах 20 м

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Загальна характеристика та умови застосування електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т. 2 Технічні характеристики електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т. 3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода

мостового крана вантажопідйомністю 8 т. 4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т. 5 Охорона праці

5. Перелік презентаційних матеріалів (з точним зазначенням назв)

1 Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти «магістр». 2 Мета та задачі роботи. 3 Різновиди механізмів мостових кранів. 4 Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу. 5 Розрахунок механізму переміщення вантажного візка. 6 Розрахунок механізму переміщення крана. 7 Вибір складового обладнання електропривода. 8 Вибір з'єднувальних та зубчастих муфт. 9 Електрична принципова схема керування електроприводом механізму підйому/спуску вантажу мостового крана. 10 Основні технічні характеристики розробки. 11 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.	21.11.2025 	28.11.2025 

7. Дата видачі завдання 16.10.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика та умови застосування	24.10.2025	виконано
2	Технічні характеристики	31.10.2025	виконано
3	Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень	14.11.2025	виконано
4	Розрахунки, що підтверджують працездатність	21.11.2025	виконано
5	Охорона праці	28.11.2025	виконано

Студент


 (підпис)

Вронський А.Д.
 (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи


 (підпис)

Войтасик А.М.
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему “Розробка електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т” відповідає спеціальності «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» та виконано на 103 сторінці.

Тема кваліфікаційної роботи актуальна і пов’язана з розробкою з розробкою електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т для обробки вантажів за допомогою однорогового гаку.

В кваліфікаційній роботі виконано огляд різновидів механізмів мостових кранів. Надано загальну характеристику сучасних кранових електроприводів. Визначено потужності виконавчих електродвигунів та вибрано відповідні їм редукторні механізми. Представлені розрахунки пускових та гальмівних моментів. Виконано вибір необхідного комплектного обладнання електропривода мостового крана. Проведені перевірки роботи електропривода на відповідність поставленим вимогам роботи. Розроблено 3D модель конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т. Представлено електричну принципову схему керування електроприводом механізму переміщення вантажного візка мостового крана та описано принцип її роботи.

Ключові слова: електропривод, мостовий кран, механізм переміщення вантажу, електродвигун, система керування.

ABSTRACT

The qualification work «Development of an electric drive for a bridge crane with a load capacity of 8 t» corresponds to the direction of specialty «Electricity, electrical and electromechanical» and holds 103 pages.

The theme of the qualification work is relevant and is related to the development of an electric drive for a bridge crane with a lifting capacity of 8 t for handling cargo using a single-horn hook.

In the qualification work provides an overview of the types of bridge crane mechanisms. A general characteristic of modern crane electric drives is provided. The powers of the executive electric motors are determined and the corresponding gear mechanisms are selected. Calculations of starting and braking torques are presented. The necessary complete equipment for the bridge crane electric drive is selected. The operation of the electric drive is checked for compliance with the requirements of the work. A 3D model of the design of the electric drive for a bridge crane with a lifting capacity of 8 t is developed. An electrical schematic diagram of the electric drive control of the mechanism for moving the cargo trolley of the bridge crane is presented and the principle of its operation is described.

Keywords: electric drive, bridge crane, mechanism for moving the cargo, electric motor, control system.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів	4
Вступ	5
1 Загальна характеристика та умови застосування електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т	8
1.1 Різновиди механізмів мостових кранів	8
1.2 Сучасні кранові електроприводи	17
1.3 Висновок по розділу	20
2 Технічні характеристики електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т	21
2.1 Основні технічні характеристики електропривода	21
2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів	22
2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів	23
2.4 Технічні характеристики гальм	24
2.5 Технічні характеристики з'єднувальних та зубчастих муфт	25
2.6 Технічні характеристики вантажного каната	26
2.7 Висновок по розділу	27
3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т	28
3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т	28
3.2 Методи регулювання швидкості обертання асинхронних двигунів	37
3.3 Електрична принципова схема керування електроприводом механізму підйому/спуску вантажу мостового крана	38
3.4 Висновок по розділу	41
4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т	42
4.1 Вибір діаметра каната поліспасти	42

4.2	Визначення геометричних розмірів барабана та блоків поліспаста	43
4.3	Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу	46
4.4	Розрахунок механізму переміщення вантажного візка	53
4.5	Розрахунок механізму переміщення крана	69
4.6	Висновок по розділу	89
5	Охорона праці	75
5.1	Охорона праці під час проведення вантажно-розвантажувальних робіт	90
5.2	Вимоги правил Регістру судноплавства України щодо захисту електричного обладнання	95
5.3	Вимоги правил СОЛАС-74 до основних джерел електроенергії та системи освітлення	97
5.4	Висновок по розділу	99
	Висновки	100
	Перелік посилань	101

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ,
ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

АД – асинхронний двигун;

ЕРС – електрорушійна сила;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ТВ – тривалість включення

ВСТУП

Огляд наукової літератури та визначення актуальності дослідження. Ефективність функціонування вантажопідіймального обладнання значною мірою визначається набором задіяних робочих механізмів [1, 2]. Зі збільшенням їх кількості зростає і тривалість повного робочого циклу крана, проте це одночасно забезпечує розширення простору, у межах якого кран може виконувати операції [3, 4, 5]. У результаті підвищується здатність машини обслуговувати більші об'єми вантажів, розташованих на значних площах [6, 7]. Мостові крани широко застосовуються як у внутрішніх складах, так і на відкритих промислових майданчиках [8, 9]. Типова конструкція таких кранів включає три базові механізми: підйомно-спусковий, механізм переміщення вантажного візка та механізм пересування самого крана [10, 11]. У більшості випадків їх привод реалізується за допомогою електродвигунів змінного струму [12], хоча в окремих виконавчих вузлах, зокрема в гальмівних системах, можуть застосовуватися і двигуни постійного струму [13]. Нині особливо важливим є питання створення мостових кранів, оснащених автоматизованими захватними пристроями для роботи з вантажами типу однорозмірних контейнерів [14, 15].

Об'єктом дослідження є технологічні процеси проведення вантажопідіймальних операцій, які необхідно реалізовувати з застосуванням електропривода.

Предметом дослідження є моделі та методи аналізу для запровадження роботи мостового крана з застосуванням електроприводних механізмів руху для обробки вантажів за допомогою однорогового гаку.

Мета кваліфікаційної роботи – розробка електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т.

Завдання кваліфікаційної роботи, які потрібно вирішити для досягнення поставленої мети:

– виконати огляд різновидів механізмів мостових кранів та навести загальну характеристику сучасних кранових електроприводів;

- виконати розрахунки механізмів підйому/спуску вантажу, переміщення вантажного візка та переміщення крана;
- виконати розробку 3D моделі конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т;
- виконати вибір складового обладнання електропривода виробу;
- навести електричну принципову схему керування електроприводом механізму підйому/спуску вантажу мостового крана;
- навести основні технічні характеристики розробки.

Методи дослідження. Для розв’язку поставлених у кваліфікаційній роботі завдань використано наступні методи дослідження:

- метод системного аналізу (для визначення взаємозв’язків між елементами електропривода та визначення способу його реалізації);
- метод графічного комп’ютерного моделювання (для створення 3D моделей складових елементів електромеханічного обладнання привода);
- метод аналітичного рішення алгебраїчних рівнянь (для проведення розрахунків електропривода).

Кваліфікаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків та переліку посилань. Робота містить 103 сторінки, у тому числі 7 таблиць, 13 рисунків, 24 найменування використаних посилань.

Практичне значення одержаних результатів. Застосування електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т дозволить автоматизувати процес обробки вантажів на територіях сучасних складських приміщень, або виробничих ділянок.

Апробація результатів дослідження не проводилася у зв’язку з військовим станом у країні та відсутністю технічної можливості.

Положення, що їх винесено на захист:

- виконано розрахунок електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т, а саме механізмів: підйому спуску/вантажу зі швидкістю 0,17 м/с, переміщення вантажного візка зі швидкістю 0,21 м/с та переміщення крана в загальному вигляді зі швидкістю 0,35 м/с;

– розроблено *3D* модель конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т;

– виконано вибір необхідного складового обладнання електропривода мостового крана з застосуванням індивідуального переліку елементів, необхідних для реалізації розробки.

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА УМОВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА МОСТОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 8 Т

1.1 Різновиди механізмів мостових кранів

Механізми мостового крана – це елементами, що забезпечують ефективну, стабільну та безпечну роботу вантажопідйомної техніки. Вони виконують низку функцій, серед яких захоплення вантажу, його піднімання та спуск, горизонтальне переміщення крана вздовж кранової балки, система гальмування та контроль швидкості руху, а також забезпечення точного та безпечного керування під час виконання робочих операцій. Крім того, механізми мостового крана включають елементи, що відповідають за безпеку процесу, такі як обмежувачі вантажопідйомності, аварійні гальма, сигналізаційні пристрої та системи автоматичного контролю положення вантажу.

Мостові крани відносяться до категорії найбільш поширених та універсальних вантажопідіймальних пристроїв у промисловості, будівництві, ремонтних і складських приміщеннях (рис. 1.1). Вони призначені для транспортування об'ємних і важких вантажів, які складно або неможливо переміщувати вручну або за допомогою інших типів підйомної техніки. Завдяки конструктивним особливостям, що включають жорсткі ферми, надійні канати або ланцюги, потужні двигуни та системи керування, мостові крани забезпечують високу міцність, стабільність і точність переміщення вантажу навіть у складних умовах.

Крім того, мостові крани відзначаються простотою експлуатації та обслуговування. Вони забезпечують зручність для операторів, дозволяють швидко налаштовувати режим роботи відповідно до завдань та підвищують продуктивність процесів переміщення вантажів. В умовах сучасного виробництва та будівництва, де важливими є швидкість, точність і безпека виконання робіт, застосування мостових кранів є незамінним. Їхня надійність та універсальність дозволяють виконувати

широкий спектр операцій, від переміщення окремих деталей до транспортування габаритних конструкцій, забезпечуючи ефективну організацію робочого простору та мінімізуючи ризики травматизму серед персоналу.



Рисунок 1.1 – Мостовий двобалочний кран

Мостові крани класифікуються залежно від способу кріплення, типу привода та конструктивних особливостей. Основним критерієм поділу є конструкція мосту, яка визначає можливості крана, його вантажопідйомність, сферу застосування та ефективність використання.

За типом конструкції мосту виділяють два основні види мостових кранів:

1) Однобалочні крани – це компактні, легкі та економічні у використанні пристрої. Вони мають одну несучу балку, що робить конструкцію простою та мобільною, а також дозволяє встановлювати їх у приміщеннях з обмеженою площею. Вантажопідйомність однобалочних кранів, як правило, не перевищує 20 т, що робить їх оптимальними для невеликих складів, будівельних об'єктів, цехів із легкими або середніми вантажами. Основні переваги однобалочних кранів –

компактність, легкість монтажу, менша вартість експлуатації та простота обслуговування.

2) Двобалочні крани – конструктивно більш складні та потужні, що забезпечує значно більшу вантажопідйомність, яка може сягати 100 т і більше. Двобалочні крани мають дві несучі балки, що дозволяє рівномірно розподіляти навантаження і піднімати великогабаритні та важкі вантажі. Вони широко застосовуються на великих промислових підприємствах, у суднобудуванні, металургійних цехах, на великих будівельних майданчиках, де необхідне підняття і переміщення об'ємних конструкцій. Характерною особливістю таких кранів є висока стабільність роботи, надійність під час тривалих експлуатаційних навантажень та здатність інтегруватися у комплексні системи автоматизації виробничого процесу.

За типом вантажопідіймального пристрою мостові крани поділяються на електричні та ручні, що визначає спосіб переміщення вантажу, продуктивність та сферу застосування.

Електричні вантажопідіймальні пристрої – переміщення моста та підйом вантажу здійснюється за допомогою електродвигунів. Вантажопідйомні функції виконують тельфери або лебідки, які підбираються залежно від маси та розмірів вантажу. Такі крани особливо актуальні на промислових об'єктах із великим обсягом робіт, де необхідно швидко і безперервно переміщувати значну кількість вантажів. Основними перевагами електричних систем є висока продуктивність, можливість точного позиціонування вантажу, автоматизація рухів та зниження фізичного навантаження на персонал. Електричні крани ефективні як для однобалочних, так і для двобалочних конструкцій, забезпечуючи стабільність та безпеку роботи навіть із важкими та габаритними вантажами.

Ручні вантажопідіймальні пристрої – підйом і переміщення вантажу здійснюється за рахунок ручних механізмів, зокрема ланцюгових таль. Такі крани оптимальні для роботи з відносно легкими вантажами у цехах, майстернях або приміщеннях із обмеженою площею. Основними перевагами ручних систем є простота конструкції, низька вартість придбання та обслуговування, а також відсутність потреби у складному електроживленні. Ручні крани зручні для

періодичного використання або там, де інтенсивне електричне переміщення вантажів не є доцільним.

За конструктивною схемою мостові крани поділяються на опорні та підвісні, що визначає спосіб їхнього переміщення, вантажопідйомність та умови експлуатації:

Опорні крани – пересуваються по надземних рейкових коліях, встановлених на спеціальних опорах або фермових конструкціях. Цей тип кранів відзначається високою вантажопідйомністю, яка може досягати 100 т і більше, що робить їх незамінними на великих виробничих майданчиках, складах та ремонтних цехах. Опорні крани характеризуються стійкістю, надійністю та можливістю ефективного переміщення габаритних вантажів на значні відстані. Їхня конструкція дозволяє встановлювати потужні електричні або ручні вантажопідіймальні механізми, що забезпечує точне позиціонування вантажу та безпечну роботу персоналу.

Підвісні крани – переміщуються по двотаврових балках, закріплених на стінах або перекриттях будівлі. Вантажопідйомність таких кранів обмежена приблизно 20 т, що робить їх оптимальними для невеликих приміщень, цехів із обмеженою площею або там, де не потрібно переміщувати надважкі вантажі. Підвісні крани легкі у монтажі, економічні та дозволяють ефективно використовувати простір, оскільки їхня конструкція не потребує додаткових опор на підлозі. Вони ідеально підходять для роботи з дрібногабаритними вантажами та виконання маневрових операцій у виробничих процесах.

Механізм пересування мостового крана включає електродвигун, який через редуктор передає обертальний рух на ходову частину. Ходова частина оснащена ходовими колесами, що поділяються на привідні та неprivідні, завдяки яким забезпечується рух крана вздовж підкранових шляхів (рис. 1.2).

Підкранові шляхи виконують роль своєїрідної опори для крана і залежать від типу конструкції: для опорних мостових кранів застосовують опорні шляхи, для підвісних – підвісні шляхи.

Виходячи з конструктивних особливостей, підкранові шляхи можуть бути рейковими або балковими. Для опорних кранів зазвичай використовують рейкові

балки або суцільні квадратичні профілі; якщо вантаж масою перевищує 20 т, застосовують спеціальні кранові рейки, які витримують великі навантаження (рис. 1.3). Підкранові шляхи для підвісних кранів виконують з балок типу М, що забезпечує надійне кріплення та безпечне переміщення крана у межах приміщення.



Рисунок 1.2 – Механізм пересування мостового крана

Гальмівні механізми мостового крана виконують ключову роль у забезпеченні безпеки та точності його роботи. Основна їхня функція полягає у зупинці рухомих частин крана (стопорні гальма), утриманні вантажу на вазі та забезпеченні його плавного опускання (спускні гальма), а також у регулюванні швидкості переміщення вантажу. Гальма відчують підвищені навантаження під час роботи крана, адже механізм постійно перебуває в режимі повторюваних пусків та зупинок. Саме тому вони повинні бути надійними, мати достатню запас міцності та стійкість до зносу, щоб гарантувати безпечне виконання вантажопідйомних операцій. Крім того, правильно спроектоване гальмо дозволяє оператору контролювати рух вантажу з високою точністю, що особливо важливо при роботі з важкими або крихкими предметами, а також при переміщенні вантажів на великих висотах.



Рисунок 1.3 – Підкрановий шлях

Типи гальмівних механізмів мостових кранів поділяються на кілька основних категорій, кожна з яких має свої особливості, переваги та сфери застосування: колодочні та диско-колодкові гальма – це найбільш поширені типи керованих нормально замкнених гальм, які широко застосовуються у мостових кранах. Вони відзначаються простотою монтажу та експлуатації, надійністю і високою ефективністю при тривалих циклах роботи. Привід таких гальм зазвичай здійснюється за допомогою електрогідравлічного штовхача, який часто інтегрований безпосередньо в конструкцію гальма, що дозволяє забезпечити швидке і точне реагування на команди оператора.

Гідравлічні гальма – застосовуються, здебільшого, в системах кранових лебідок (рис. 1.4, а). Вони характеризуються високою швидкістю відгуку на сигнали керування, плавністю дії та підвищеною безпекою експлуатації. Завдяки здатності ефективно працювати під значними навантаженнями, гідравлічні гальма особливо

корисні при інтенсивній роботі крана, коли потрібна точність зупинки та плавність опускання вантажу.

Електромагнітні гальма – включають порошкові моделі, що зазвичай є нормально розімкненими (рис. 1.4, б). Вони зазвичай використовуються разом із нормально замкненими гальмами, що дозволяє продовжити ресурс роботи всієї гальмівної системи та збільшити надійність приводних механізмів. Електромагнітні гальма забезпечують оперативну реакцію на сигнали керування та стабільність роботи при інтенсивних циклах пуску та зупинки.

Види гальм мостових кранів за способом роботи:

1) Відкриті гальма – функціонують лише під час активного натискання на гальмівний важіль. У спокійному стані вони не створюють додаткового опору механізму, з яким взаємодіють. Така конструкція дозволяє зменшити зношування гальмових елементів і забезпечує більш плавний рух крана або лебідки під час короткочасних переміщень вантажу. Відкриті гальма часто використовуються там, де потрібна висока маневреність обладнання та швидкі зміни напрямку руху.

2) Закриті гальма – перебувають у замкненому стані за замовчуванням і перешкоджають руху пов'язаного з ними механізму, доки не буде натиснутий гальмівний важіль. Цей тип гальм забезпечує підвищену безпеку, оскільки вантаж або рухома частина крана автоматично утримуються на місці у разі відключення приводу або при аварійній ситуації. Закриті гальма застосовуються на вантажопідйомних пристроях з великою масою вантажу, де критично важливо запобігти самовільному переміщенню або падінню об'єкта.

Підйомний пристрій мостового крана зазвичай обладнаний закритими гальмами, що забезпечує підвищену надійність та безпеку експлуатації. На відміну від відкритих гальм, закриті перебувають у замкненому стані в спокої, автоматично утримуючи вантаж на місці, доки не буде подано команду на розгальмовування. Така конструкція спрощує обслуговування: будь-які пошкодження або знос легко виявити під час планових перевірок, що дозволяє уникнути аварійних ситуацій під час підйому вантажів.

Одним із вузлів мостового крана є вантажопідйомний механізм, який реалізує основну функцію крана – підйом вантажу на задану висоту та його контрольований спуск (рис. 1.5). Механізм розташовується на вантажному візку, який спроектований для роботи з різною вагою та габаритами вантажів, забезпечуючи безпечне та ефективне переміщення об'єктів.



а) – гідравлічні; б) – електричні

Рисунок 1.4 – Різновиди двоколодкових гальмівних механізмів

Основні елементи підйомного вузла включають:

- електродвигун мостового крана з приводом, що створює необхідну потужність для підйому вантажу;
- трансмісійні вали, які передають крутний момент від двигуна до редуктора;
- горизонтальний редуктор, що регулює швидкість обертання і збільшує момент на вантажному барабані;
- вантажний канат, який забезпечує безпечне підняття і опускання вантажу;
- барабан, на який намотується канат і який є елементом для контролю висоти підйому.

Вантажопідйомні механізми можуть бути ручними та електричними, залежно від способу приводу. Для ручних механізмів підйом здійснюється за допомогою ланцюгової талі, що зручно для роботи з легкими вантажами у невеликих

приміщеннях. Електричні підйомні механізми, як правило, обладнані електроталіями (тельферами), які дозволяють піднімати значні маси вантажу з високою продуктивністю та точністю.



Рисунок 1.5 – Електричний механізм підйому/спуску вантажу

Для переміщення самого мостового крана використовуються електронні мотор-редуктори ходових коліс, які забезпечують плавний і контрольований рух крана вздовж підкранового шляху, а також дозволяють регулювати швидкість пересування в залежності від ваги вантажу та умов роботи. Така комбінація механічних і електронних елементів робить мостові крани високоефективними, надійними та безпечними для використання на виробництві, у цехах та на будівельних майданчиках.

У ручних підйомних механізмах підйом вантажу здійснюється за допомогою ручної талі, яка виконує функцію витягу вантажу. Переміщення крана або вантажу відбувається за рахунок механічного ручного приводу, що забезпечує контрольовану та безпечну роботу при невеликих навантаженнях.

1.2 Сучасні кранові електроприводи

Електропривод крана відповідає за регулювання швидкості підйому та руху механізмів у заданих межах. Його тип обирають залежно від принципу керування швидкістю конкретного двигуна. Найпоширеніші варіанти:

- двигуни постійного струму (а, рис. 1.6);
- асинхронні з фазним ротором (б, рис. 1.6);
- асинхронні з короткозамкненим ротором (в, рис. 1.6).



а)



б)



в)

а) – електродвигун постійного струму; б) – асинхронний електродвигун із фазним ротором; в) – асинхронний електродвигун із короткозамкненим ротором

Рисунок 1.6– Різновиди електричних кранових двигунів

Двигуни постійного струму широко використовуються на важких металургійних підприємствах, зокрема на ливарних кранах, завдяки простій конструкції, майже лінійним характеристикам та високому пусковому моменту.

Серед недоліків – висока вартість, небезпека струму для персоналу та зношування колекторно-щіткових вузлів, що потребують регулярного обслуговування.

Для живлення крана постійним струмом потрібні трифазні випрямлячі, тому нові крани з такими двигунами нині майже не виготовляють. Асинхронні електродвигуни з фазним ротором застосовуються як на реконструйованих, так і на нових вантажопідіймальних кранах. Вони забезпечують високий пусковий момент, стабільну швидкість при різних перевантаженнях і менший пусковий струм порівняно з короткозамкненими двигунами. До недоліків відносяться великі розміри, висока вартість та потреба в обслуговуванні колекторно-щіткових вузлів.

Для двигунів із фазним ротором існує велика різноманітність систем керування. Регулювання швидкості та крутного моменту здійснюється шляхом включення додаткових електричних пристроїв у ланцюг ротора. Залежно від необхідного діапазону регулювання застосовуються:

- реостатні системи (резистивні, з активними опорами);
- дросельні системи для м'якого пуску без зміни швидкості (з реактивними опорами);
- дросельні системи з тиристорними регуляторами та інші модифікації.

В ролі комутаційного обладнання у статорних і роторних колах можуть використовуватися:

- силові контактори, пускачі, реверсори та інші механічні пристрої;
- тиристори та тиристорні ключі;
- *IGBT*-транзистори;
- гібридні комутаційні системи.

При порівнянні різних систем керування кранами слід враховувати кількісні та якісні критерії оцінки. До ключових факторів, що впливають на вибір обладнання, належать:

- вартість обладнання, монтажу та введення в експлуатацію – початкові інвестиції;

- енергоефективність – дозволяє оцінити окупність системи у порівнянні з альтернативами під час експлуатації;
- допустимі умови роботи – температура, запиленість, захист від проникнення пилу, періодичність обслуговування та ін.;
- заявлені характеристики керування та їх фактична реалізація в процесі роботи крана.

При виборі способу регулювання швидкості важливо враховувати не лише технічні характеристики обладнання різних виробників, а й особливості майбутньої циклограми роботи крана. Кожна система регулювання може виявитися економічно вигідною лише для певних умов і повинна оцінюватися індивідуально з точки зору співвідношення «економічність – якість керування». Від правильного вибору на ранніх етапах проектування залежить не лише первісна вартість проекту, а й повна вартість володіння краном протягом всього терміну експлуатації.

Раніше, асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором використовувалися обмежено через складність регулювання швидкості. Їх встановлювали переважно на легкі тельферні підйомники, кран-балки та одно- чи двошвидкісні тихохідні механізми. Замінити двигуни постійного струму або з фазним ротором на той час було майже неможливо. З розвитком та здешевленням частотних перетворювачів ситуація змінилася.

До переваг асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором належать відсутність колекторно-щіткових вузлів, простота конструкції та виготовлення, високий ККД і кращий $\cos \phi$ порівняно з двигунами з фазним ротором. Основні недоліки – великий пусковий струм та необхідність складного обладнання для регулювання частоти обертання.

Наприкінці 1990-х років зниження цін на напівпровідникові компоненти сприяло переходу кранобудівників до сучасних систем керування. На нових мостових кранах дедалі частіше впроваджуються системи на основі перетворювачів частоти. Такі перетворювачі дозволяють плавно регулювати напругу та частоту на клеммах двигуна, що дає змогу керувати швидкістю обертання, зберігаючи номінальний момент у всьому діапазоні.

Серед основних переваг використання перетворювачів частоти слід виділити:

- широкий діапазон і висока плавність регулювання швидкості (до 1:100);
- підвищену енергоефективність порівняно зі старими системами керування;
- можливість роботи в режимі ослабленого магнітного поля двигуна;
- легку зміну характеристик механізму крана через переналаштування параметрів привода;
- здешевлення конструкції завдяки використанню двигунів із короткозамкненим ротором;
- надійність та простоту обслуговування вузлів привода.

Водночас системи на основі перетворювачів частоти мають певні обмеження, які слід враховувати при проектуванні та експлуатації:

- обмежений температурний діапазон роботи;
- високі витрати для двигунів великої потужності;
- низький ступінь захисту від пилу та забруднень;
- обмежена перевантажувальна здатність;
- потреба у висококваліфікованому персоналі для налагодження та обслуговування;
- для діагностики часто необхідний ноутбук;
- тривалі строки виготовлення та поставки, особливо при ремонті.

Виробництво та налаштування систем керування з перетворювачами частоти завжди здійснюється індивідуально під конкретний кран, що передбачає окремий проект для кожного випадку.

1.3 Висновок по розділу

В розділі виконано огляд різновидів механізмів мостових кранів та наведено загальну характеристику сучасних кранових електроприводів. Визначено напрямок для наукової задачі дослідження, який полягає в розробці електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т.

2 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА ЕЛЕКТРОПРИВОДА МОСТОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 8 Т

2.1 Основні технічні характеристики електропривода

Основні технічні характеристики електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т наведені у вигляді табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Загальні технічні характеристики електропривода крана

Найменування параметра	Значення
Вантажопідйомність, т	8
Висота підйому/спуску вантажу, м	12
Швидкість підйому/спуску вантажу, м/с	0,17
Швидкість переміщення вантажного візка, м/с	0,21
Швидкість переміщення крана, м/с	0,35
Тривалість включення, %	25
Напруга живлення електропривода, В	380
Частота мережі, Гц	50
Виконавчі електродвигуни	MTF 312-6; MTF 011-6 – 4 шт.
Застосовані редуктори	Ц2-300; ВК-350 – 4 шт.
Типи гальм	ТКТГ-200; ТКТ-100 – 2 шт.; ТКТ-200 – 2 шт.
Тип вантажного каната	14,5-Г-Н-1770
Максимальна довжина каната на барабані, м	68
Габаритні розміри конструкції крана, м	19,2×6,34×6,17
Маса крана в спорядженому стані, т	6,41

2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів

В електроприводі мостового крана застосовано п'ять редукторів: один горизонтальний циліндричний Ц2-300 для механізму підйому/спуску, чотири вертикальних циліндричних ВК-350: два з них для механізмів переміщення вантажного візка та два 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	17,5
Кількість ступенів передачі, шт.	2
Передатне відношення редуктора	20
Момент на тихохідному валу, кН·м	2,72
Маса, кг	136
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА (по 2 шт.)	
Модель	ВК-350
Тип редуктора	циліндричний
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	1,7
Кількість ступенів передачі, шт.	2
Передатне відношення редуктора	30,56
Момент на тихохідному валу, кН·м	0,143
Маса, кг	235
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА (по 2 шт.)	
Модель	ВК-350
Тип редуктора	циліндричний

Найменування параметра	Значення
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	1,7
Кількість ступенів передачі, шт.	3
Передатне відношення редуктора	30,56
Момент на тихохідному валу, кН·м	1,12
Маса, кг	235

2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів

В якості виконавчих електродвигунів вибираємо асинхронні двигуни (АД) з фазним ротором: *MTF 312-6* для механізму підйому/спуску вантажу, два *MTF 011-6* 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 312-6</i>
Напруга живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50
Тип двигуна	АД з фазним ротором
Потужність, кВт	17,5
Швидкість обертання, об/хв	950
Максимальний пусковий момент, Н·м	352
Момент інерції, кг·м ²	0,31
Маса, кг	210

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА (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	850
Максимальний пусковий момент, Н·м	40
Момент інерції, кг·м ²	0,021
Тривалість включення, %	25
Маса, кг	51
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	850
Максимальний пусковий момент, Н·м	40
Момент інерції, кг·м ²	0,021
Тривалість включення, %	25
Маса, кг	51

2.4 Технічні характеристики гальм

Для електропривода мостового крана вибрано три типи гальм: ТКТГ-200 для механізму підйому/спуску, ТКТ-100 (2 шт.) для механізму переміщення вантажного візка та дав ТКТ-200 (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	ТКТГ-200
Тип гальма	двоколodкове з електрогідроприводним штовхачем
Гальмівний момент, Н·м	250
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА (по 2 шт.)	
Модель гальма	ТКТ-100
Тип гальма	двоколodкове з електроштовхачем
Гальмівний момент, Н·м	20
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА (по 2 шт.)	
Модель гальма	ТКТ-200
Тип гальма	двоколodкове з електроштовхачем
Гальмівний момент, Н·м	40

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

Найменування параметра	Значення	
Виконання муфти	втулично-пальцева з гальмівним шківом	першого виконання
Номінальний обертовий момент, Н·м	500	1000
Діаметр гальмівного шківа/муфти, мм	170/200	–/145
Момент інерції, кг·м ²	0,32	–
Маса, кг	18,5	10,2
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА		
Вид муфти	з'єднувальна	зубчаста
Виконання муфти	втулично-пальцева з гальмівним шківом	другого виконання
Номінальний обертовий момент, Н·м	130	1000
Діаметр гальмівного шківа/муфти, мм	160/125	–/145
Момент інерції, кг·м ²	0,057	–
Маса, кг	10,5	6,7
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА (по 2 шт.)		
Вид муфти	з'єднувальна	зубчаста
Виконання муфти	втулично-пальцева з гальмівним шківом	першого виконання
Номінальний обертовий момент, Н·м	130	2500
Діаметр гальмівного шківа/муфти, мм	160/125	–/185
Момент інерції, кг·м ²	0,057	–
Маса, кг	10,5	10,2

2.6 Технічні характеристики вантажного каната

В якості вантажного каната вибрано тип 14,5-Г-Н-1770.

Основні технічні характеристики каната представлені у вигляді табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Технічні характеристики каната типу 14,5-Г-Н-1770

Найменування параметра	Значення
Конструкція каната	6×25
Стандарт	ГОСТ 2688-80
Діаметр, мм	14,5
Розривне зусилля, кН	113
Границя міцності, МПа	1770

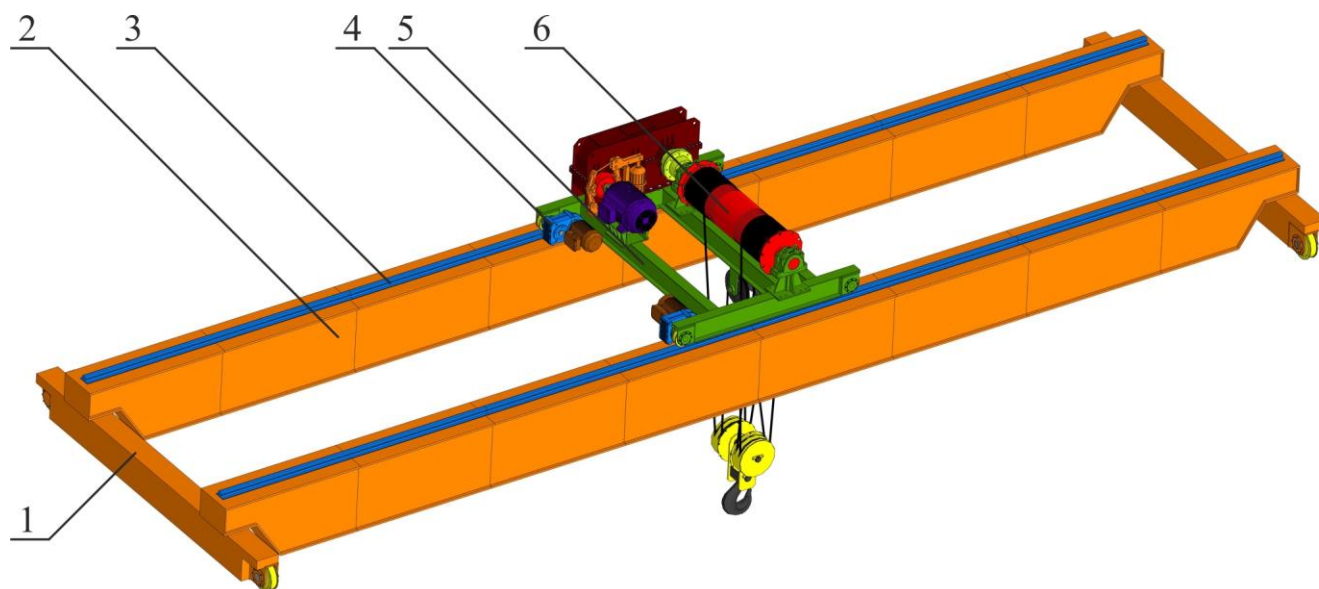
2.7 Висновок по розділу

В розділі представлені основні технічні характеристики електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т, а саме механізмів: підйому спуску/вантажу зі швидкістю 0,17 м/с, переміщення вантажного візка зі швидкістю 0,21 м/с та переміщення крана в загальному вигляді зі швидкістю 0,35 м/с, а також технічні характеристики його основних комплектуючих елементів електрообладнання, вибраних в результаті виконаних розрахунків.

З ОПИС ТА ОБГРУНТУВАННЯ ПРИЙНЯТИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ РОЗРОБЦІ ЕЛЕКТРОПРИВОДА МОСТОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 8 Т

3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т

3D модель конструкції електропривода мостового крана з вантажопідйомністю 8 т була створена в програмному середовищі *AutoCAD* з урахуванням всіх масогабаритних характеристик обраного виконавчого електрообладнання та складових елементів конструкції виробу. Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода представлений на рис. 3.1.



1) – підкранова балка; 2) – міст; 3) – рейка; 4) – механізм переміщення вантажного візка; 5) – вантажний візок; 6) – механізм підйому/спуску вантажу
Рисунок 3.1 – Зовнішній вигляд 3D моделі конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т (вид спереду, ліворуч)

Вздовж усього прольоту будівлі змонтовано підкранові рейки (3, рис. 3.1), що служать направляючими шляхами для пересування мостової конструкції.

Підкранові рейки сприймають вертикальні і горизонтальні навантаження, що виникають під час руху моста в робочих режимах, та передають їх у несучі елементи каркаса будівлі. Точність їхнього монтажу визначає плавність ходу, відсутність перекосів і рівномірність навантаження на колісні групи крана.

По підкранових рейках переміщується міст (2, рис. 3.1) – металоконструкція коробчастого типу, що виконує функцію основної несучої рами для всіх механізмів крана. Жорсткість і міцність моста визначають здатність крана працювати з номінальною вантажопідйомністю без виникнення деформацій, що можуть негативно вплинути на точність та безпеку експлуатації. Конструкція моста спроектована таким чином, щоб забезпечувати оптимальний розподіл навантажень та можливість встановлення додаткового обладнання – обмежувачів, датчиків положення та систем електроживлення.

Міст підтримується підкрановими балками (1, рис. 3.1), які оснащено приводними та не приводними колесами. Саме підкранові балки є рухомими елементами, що здійснюють переміщення всього крана по прольоту будівлі. Вони забезпечують надійне зчеплення з рейковою колією та компенсують можливі нерівності шляху завдяки спеціальним підшипниковим вузлам і системам регулювання. На підкранових балках розташовані електродвигуни механізму пересування крана та редукторні механізми, що забезпечують контрольоване і безпечне переміщення крана вперед та назад з потрібною швидкістю.

В центральній частині моста розташований вантажний візок (5, рис. 3.1), конструктивно виконаний у вигляді компактної несучої рами, на якій змонтовані механізм підйому/спуску вантажу та механізм переміщення вантажного візка (4, рис. 3.1). Візок переміщується у поперечному напрямку, що включає комплект коліс, встановлених на повздовжніх рамах та приводну групу. Колеса візка взаємодіють з окремою системою рейок, закріплених на верхньому поясі моста, що дозволяє здійснювати точне позиціонування вантажозахватного органу в межах усього робочого простору крана.

Важливим функціональним вузлом є механізм підйому/спуску вантажу (6, рис. 3.1), що встановлений на вантажному візку. До його складу входять

електродвигун підйому, планетарний або циліндричний редуктор, гальмо, канатно-блокова система та крюкова підвіска. Цей механізм забезпечує вертикальне переміщення вантажу, стабільність роботи під час ривкових навантажень, а також гарантований захист від мимовільного опускання завдяки гальмівним пристроям та системам безпеки. Конструкція блочно-канатної схеми передбачає мінімізацію динамічних навантажень і забезпечення високої точності регулювання швидкості підйому.

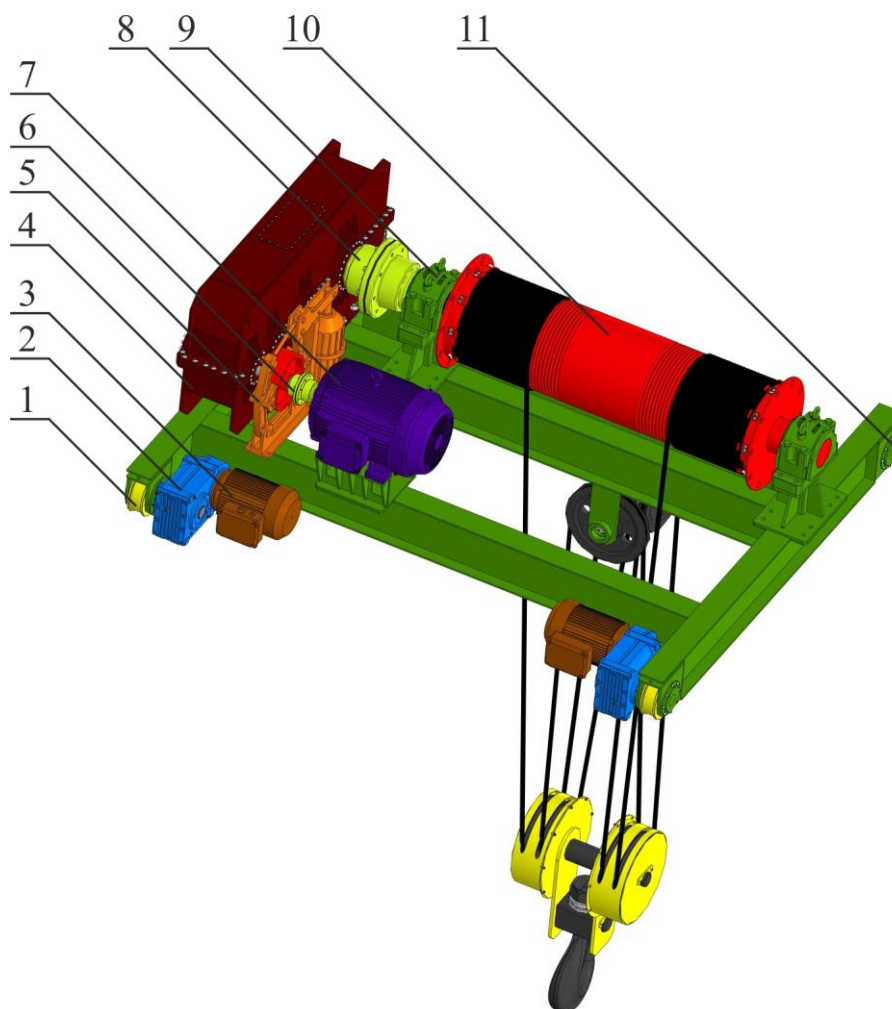
В нижній частині візка розміщені приводні ходові колеса (1, рис. 3.2), що відповідають за поступальний рух вантажного візка по рейках. Вони сприймають значні механічні навантаження та передають тягове зусилля від приводу механізму переміщення. Джерелом тягової сили слугує електродвигун механізму переміщення (3, рис. 3.2), обертання якого подається на редуктор механізму переміщення вантажного візка (2, рис. 3.2). Редуктор знижує частоту обертання електродвигуна та забезпечує необхідний рівень крутного моменту для переміщення візка з вантажем. З'єднання валу двигуна з редуктором реалізовано через з'єднувальну муфту №1 (6, рис. 3.2), яка компенсує невеликі перекоси валів та знижує ударні навантаження при запуску й гальмуванні.

Центральну частину вузла займає механізм підйому та спуску вантажу, ключовим елементом якого є редуктор підйому (4, рис. 3.2). Він забезпечує перетворення кінематичних параметрів електродвигуна у високий крутний момент, необхідний для роботи барабана (10, рис. 3.2). Для забезпечення безпеки та утримання вантажу в нерухомому стані використано гальма (5, рис. 3.2), які автоматично активуються при знеструмленні системи.

Передача обертового моменту між електродвигуном підйому (7, рис. 3.2) та редуктором здійснюється через муфту №2 (8, рис. 3.2), яка у даній конструкції виконується у вигляді з'єднувальної муфти, призначеної для компенсації незначних зміщень валів та пом'якшення крутильних ударів.

Барабан установлено на підшипниковій опорі (9, рис. 3.2), яка забезпечує плавне його обертання та зменшує втрати на тертя. Барабан слугує для намотування вантажного каната, що формує механізм підйому/спуску вантажу крана. Точність

виготовлення та балансування барабана визначають рівномірність навивки каната, відсутність бокових переміщень і довговічність усього підйомного вузла.



1) – приводні ходові колеса вантажного візка; 2) – редуктор механізму переміщення вантажного візка; 3) – електродвигун механізму переміщення вантажного візка; 4) – редуктор механізму підйому/спуску вантажу; 5) – гальма; 6) – муфта №1; 7) – електродвигун механізму підйому/спуску вантажу; 8) – муфта №2; 9) – підшипникова опора; 10) – барабан; 11) – не приводні ходові колеса вантажного візка

Рисунок 3.2 – Зовнішній вигляд 3D моделі вантажного візка
(вид спереду, ліворуч)

Для забезпечення стійкості руху візка та його правильного положення на рейках на протилежному боці конструкції розміщені не приводні ходові колеса (11,

рис. 3.2). Вони сприймають частину навантаження та стабілізують переміщення, не беручи участі у передачі крутного моменту.

До складу рамної конструкції вантажного візка входять декілька елементів. Один із них повздовжня балка (1, рис. 3.3), виконана у вигляді жорсткого профілю двотаврового типу. Вона забезпечує поздовжню жорсткість рами та слугує базовою опорною структурою для встановлення приводних і не приводних ходових коліс. Саме через повздовжню балку відбувається передача реактивних сил, які виникають під час гальмування, розгону та руху візка під навантаженням.

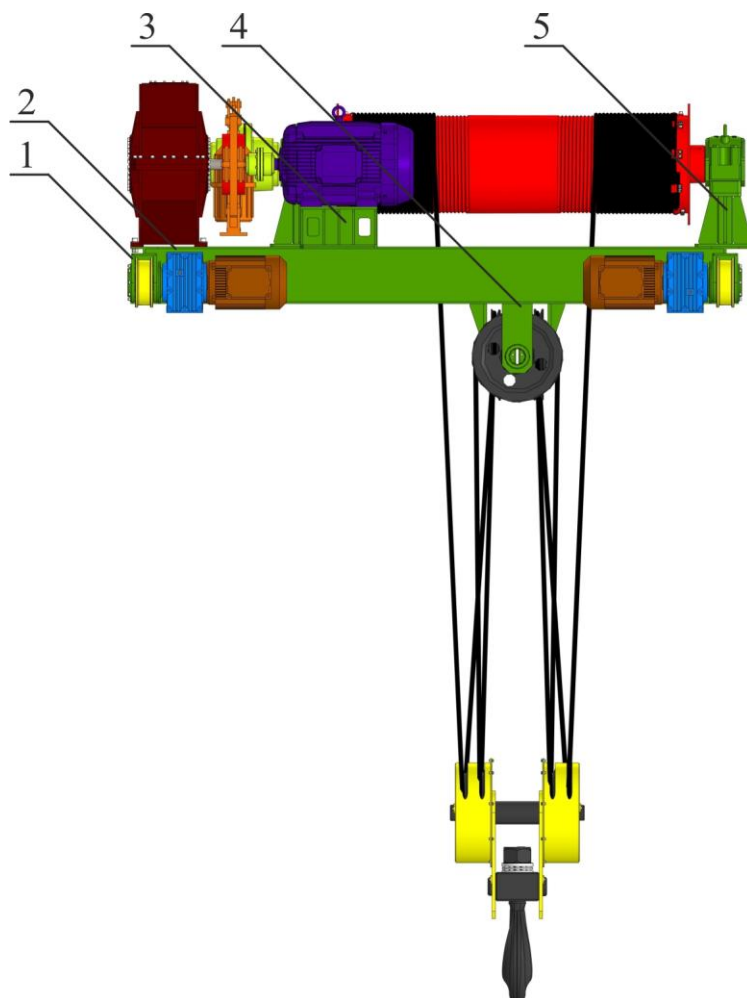
Перпендикулярно до неї розташована поперечна балка (2, рис. 3.3), що формує просторову жорсткість рами. Вона з'єднує повздовжні елементи, запобігає їх деформаціям і забезпечує рівномірний розподіл навантажень під час переміщення візка. На поперечну балку спираються окремі елементи механізму підйому/спуску вантажу, а також додаткові конструктивні вузли, залежно від компоновки крана.

На одному з торців рами передбачена полиця №1 (3, рис. 3.3) – спеціальна монтажна площа, призначена для встановлення електродвигуна механізму підйому/спуску вантажу. Її конструкція забезпечує точне просторове орієнтування двигуна та дозволяє виконувати тонке регулювання для досягнення співвісності обертових валів двигуна, муфти та редуктора. Це критично важливо для мінімізації вібрацій, зношування муфт і підшипників, а також для підвищення загальної надійності приводу.

Окремим вузлом конструкції є кронштейн поліспасти (4, рис. 3.3), який слугує місцем жорсткого закріплення елементів поліспастного механізму на рамі вантажного візка. Через нього передаються значні тягові зусилля від вантажного каната, тому він виконується зі сталевого профілю підвищеної міцності та має конструктивні елементи, що забезпечують стійкість до циклічних навантажень, характерних для підйомних операцій.

На полиці №2 (5, рис. 3.3) розташовується підшипникова опора на якій закріплюється обертова частина валу барабана, що забезпечує його точне положення у просторі. Завдяки цьому досягається стабільне обертання барабана, рівномірне намотування канату та зменшується ризик виникнення паразитних моментів, які

можуть призвести до перекосу поліспасти або нерівномірного підйому вантажу. Полиця №2 конструктивно пов'язана з рамою так, щоб її положення зберігалось навіть за наявності значних динамічних навантажень.

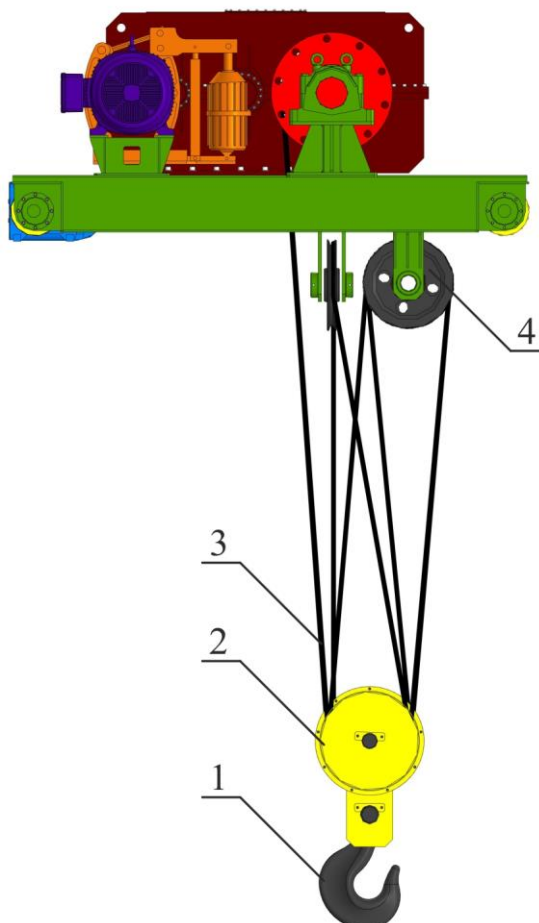


- 1) – повздовжня балка; 2) – поперечна балка; 3) – полиця №1;
4) – кронштейн поліспасти; 5) – полиця №2

Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд 3D моделі вантажного візка
(вид зліва)

Гак (1, рис. 3.4) є тим самим робочим органом, що безпосередньо взаємодіє з вантажем. Він виготовлений зі спеціальних високоміцних сталей, що забезпечують його стійкість до статичних і динамічних навантажень. Гак встановлено у складі гакової підвіски (2, рис. 3.4), яка включає систему блоків поліспасти, осі їх обертання та металевий корпус, що сприймає повне навантаження від підвішеного вантажу. Підвіска забезпечує вільне обертання гака навколо вертикальної осі, завдяки чому

мінімізуються перекручування канату та небажані поперечні навантаження. Її конструкція розрахована на роботу в жорстких експлуатаційних умовах та витримує повторювані цикли підйому й спуску.



1) – гак; 2) – гакова підвіска; 3) – вантажний канат; 4) – поліспаст

Рисунок 3.4 – Зовнішній вигляд 3D моделі вантажного візка
(вид справа)

Передавання зусиль між барабаном і підвіскою здійснюється за допомогою вантажного канату (3, рис. 3.4). Канат виготовлено із багатодротяної сталеві сировини з високою межею плинності, що гарантує тривалий ресурс роботи, гнучкість та знижене зношування при контакті з блоками поліспаста. Конструкція канату забезпечує рівномірний розподіл навантажень по всій його довжині.

Роботу вантажного канату забезпечує поліспаст (4, рис. 3.4) – система рухомих блоків, що зменшує зусилля, яке має створювати механізм підйому, та

підвищує точність і плавність переміщення вантажу. Завдяки поліспасти зменшуються навантаження на барабан та електропривод, що позитивно впливає на довговічність механізму підйому.

На рис. 3.5 подано фронтальну проєкцію мостового крана вантажопідйомністю 8 т, який має проліт 19,2 м. Зображення демонструє просторове розміщення основних конструктивних вузлів крана у межах прольоту та дозволяє оцінити компоновку вантажопідйомного обладнання відносно мостових балок та напрямних.

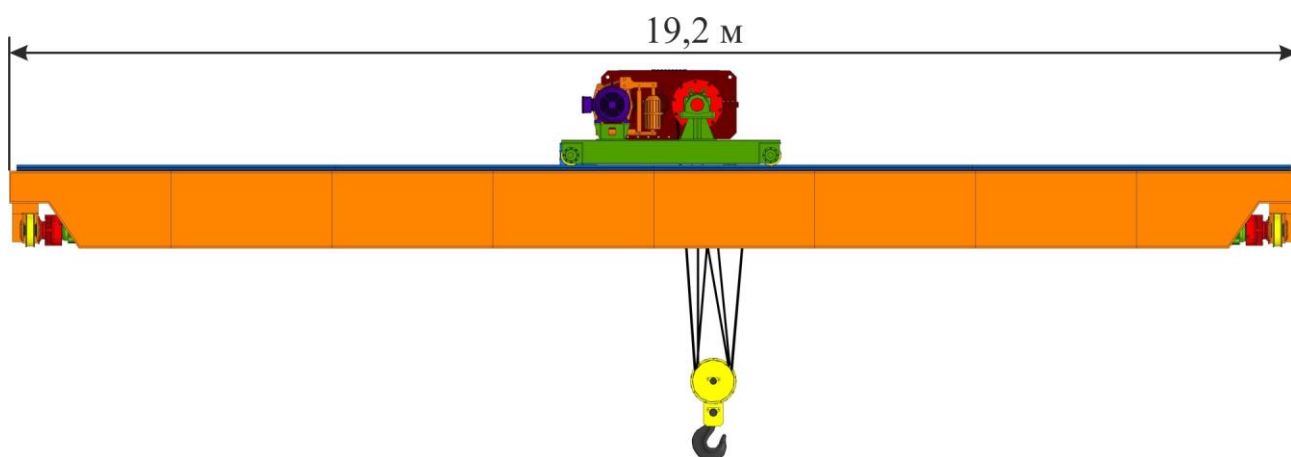


Рисунок 3.5 – Довжина моста крана (вид спереду)

Основною несучою частиною конструкції є двобалковий міст, виконаний у вигляді жорсткої коробчастої системи, здатної сприймати вертикальні, горизонтальні та крутильні навантаження, що виникають під час транспортування вантажів. Міст спирається на підкранові балки з ходовими візками, розташовані по їх кінцях, які забезпечують пересування крана вздовж підкранових рельсів. Під візком у центрі проєкції представлено поліспапну систему з гаковою підвіскою, яка є робочим вантажозахоплювальним органом крана. Поліспаст забезпечує кратність підйому, зниження динамічних навантажень та плавність руху вантажу. Гакова підвіска знаходиться у положенні строго під центром візка, що сприяє рівномірному розподілу навантаження на міст та забезпечує стабільність під час підйомно-транспортних операцій.

На рис. 3.6 наведено габаритне креслення мостового крана вантажопідйомністю 8 т, яке відображає його основні геометричні параметри – висоту та ширину конструкції.

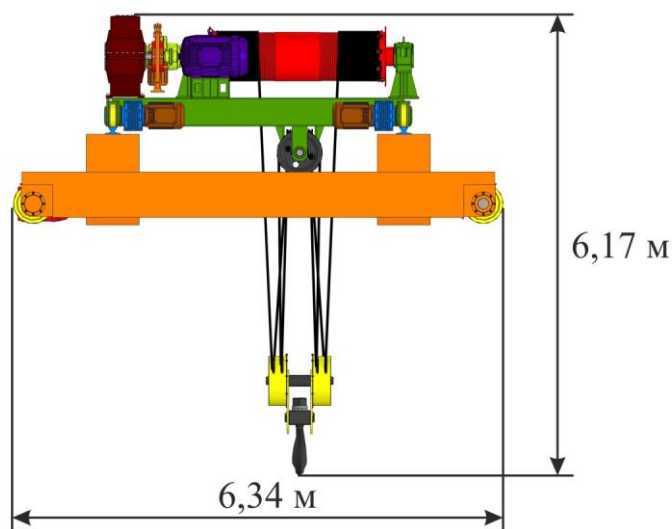


Рисунок 3.6 – Ширина та висота запропонованої 3D конструкції електропривода мостового крана (вид зліва)

Габаритна ширина крана визначається відстанню між зовнішніми точками підкранових балок і включає повну ширину мосту разом із ходовими візками. Це значення є важливим для проєктування підкранових шляхів, оскільки саме по цій ширині підкранові балки спираються на рейки та забезпечують пересування крана вздовж прольоту будівлі.

Вертикальний габарит конструкції охоплює висоту від рівня стропування вантажу однороговим гаком до найвищої точки крана. Даний параметр визначає мінімальну висоту приміщення, необхідну для встановлення крана, а також впливає на доступність обслуговування механізмів, розміщених на вантажному візку. Крім того, показана висота дозволяє оцінити робочий простір для безпечного підйому вантажів та визначити максимальну висоту підйому гакової підвіски.

3.2 Методи регулювання швидкості обертання асинхронних двигунів

Можливість та діапазон регулювання швидкості обертання електродвигуна є одним із ключових критеріїв при виборі типу привода. Асинхронні двигуни можуть керуватися кількома способами, кожен із яких має свої переваги та обмеження:

1) Регулювання параметрів електричних кіл двигуна – передбачає зміну напруги, частоти струму або кутової швидкості. Для цього застосовуються пристрої, такі як частотні перетворювачі.

2) Введення додаткової електрорушійної сили (ЕРС) у роторне коло – створює додаткове магнітне поле у роторі, впливаючи на обертальний момент двигуна, що забезпечує плавну зміну швидкості.

3) Зміна параметрів джерела живлення – включає регулювання напруги або частоти живлення за допомогою спеціалізованого обладнання, що дозволяє отримати необхідну швидкість обертання.

Оцінка методів регулювання швидкості обертання повинна враховувати тривалість роботи машини та енергетичну ефективність, включаючи коефіцієнт корисної дії (ККД) і коефіцієнт потужності. Важливим показником є також діапазон зміни швидкості – максимальна та мінімальна частота обертання при допустимих навантаженнях і характеристиках двигуна.

В простих механізмах, де плавне регулювання не критичне, достатньо обмежитися двома-трьома швидкостями. Це реалізується багатошвидкісними асинхронними двигунами з релейно-контактною системою перемикання обмоток. Такі приводи широко застосовуються в металорізальних верстатах, ліфтах, вентиляційних установках, насосах та інших аналогічних пристроях.

Раніше для приводів великої потужності застосовували каскадні установки, які дозволяли регулювати швидкість обертання лише в обмежених межах. Такий підхід мав низку технічних обмежень, зокрема складність обслуговування та невеликий діапазон плавного регулювання. Сучасні асинхронні приводи з частотним керуванням значно випередили ці системи, оскільки дозволяють ефективно і гнучко регулювати швидкість обертання двигуна в широкому діапазоні.

Частотне регулювання сьогодні є найбільш поширеним методом контролю швидкості асинхронних двигунів. Воно забезпечує плавну зміну швидкості при збереженні номінального моменту на валу двигуна, дозволяє економно витратити електроенергію та підвищує ефективність роботи механізмів, включаючи двигуни з короткозамкненим ротором. Крім того, такі системи дають можливість легко змінювати робочі характеристики привода, адаптуючи його до конкретних умов експлуатації та навантажень.

3.3 Електрична принципова схема керування електроприводом механізму підйому/спуску вантажу мостового крана

Для керування підйомом і опусканням вантажу застосовується магнітний контролер ТСД-160, який працює спільно з трифазним випрямним мостом VD31-VD36. Процес підйому та спуску контролюється за допомогою командо-контролера з несиметричною розгорткою, що дозволяє задавати окремі режими роботи електродвигуна у позиціях «Підйом» та «Спуск». Регулювання швидкості під час підйому здійснюється шляхом виведення резисторів із роторного кола за допомогою спеціальних контакторів прискорення.

Розглянемо роботу електричної принципової схеми підйому вантажу (рис. 3.7). Після ввімкнення керувального кола автоматичним вимикачем QF2 напруга надходить на котушку реле навантаження КПЗ.1. У цей момент спрацьовують замикаючі контакти КНЗ.2 і КНЗ.3, готуючи систему до активації контактора гальмування та командо-контролера. Переміщення рукоятки командо-контролера SA3 у положення «Підйом» у першу позицію забезпечує подачу напруги на кола керування А5-69-113-5-43-С2 і А5-69-3-49-47-С2.

У цих колах активуються котушки лінійних і блокувальних контакторів КМ12.1 і КМ15.1, що дозволяє включити електропривід. Водночас у колі постійного струму, випрямленому діодами V9-V10, замикається блокувальне реле КТЗ.

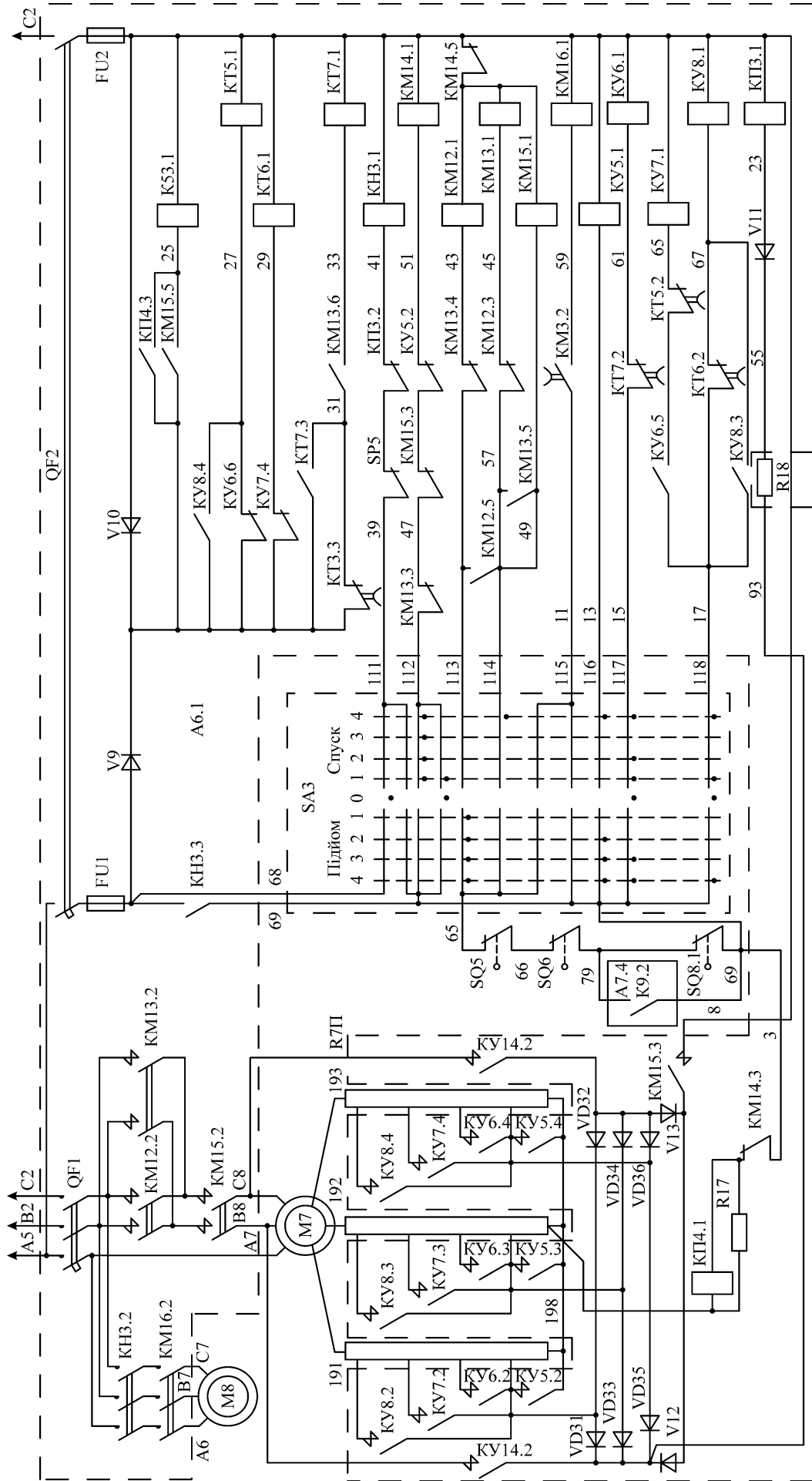


Рисунок 3.7 – Електрична принципова схема керування механізмом підйому/спуску вантажу

Нормально відкритий контакт реле замикає коло А5-69-115-КТ3.2-59-С2, активуючи котушку контактора гальмівного електрогідрострумівача КМ16.1 і розчіплюючи кола контакторів КМ14 і КУ8. Завдяки взаємодії контактів КМ14.2, КМ16.2 та КМ15.2 гальмо розблокується, а обмотки статора електродвигуна підключаються до джерела живлення, забезпечуючи стабільний підйом вантажу.

На початковому етапі роботи обмотки ротора перебувають на максимальному опорі резисторів, що дозволяє провести контроль наявності потенційно слабких місць у канаті. При перемиканні контактора прискорення КУ5 у другу позицію частина резисторів виводиться з кола ротора, що забезпечує плавний запуск механізму підйому.

На третій і четвертій позиціях розгін під контролем реле часу КТ5, КТ6 і КТ7 відбувається поступово. Після відновлення кола А5-117-15-61-С2 контактор прискорення КУ6 відключає другий ступінь опору ротора. У той же час реле КТ7 активується, а його контакт у колі котушки КУ6.1 працює із витримкою часу, забезпечуючи коректне послідовне виведення опорів та плавний запуск підйомного механізму.

Якщо кранівник миттєво переводить рукоятку командо-контролера в четверте положення, контакти КУ6.2, КУ6.3 і КУ6.4 не замкнуться до моменту спрацювання реле часу КТ7.2. Після цього контактори КУ7 і КУ8, з витримкою часу, виводять усі додаткові опори з кола ротора, що дозволяє механізму підйому досягти максимальної швидкості. Реле часу послідовно активує котушки контакторів прискорення, забезпечуючи контрольований наріст швидкості та задані інтервали відключення опор.

По завершенні підйому кранівник повертає рукоятку в нульове положення, після чого кола керування повертаються до початкового стану і механізм зупиняється. Для опускання вантажу рукоятку переводять у положення «Пуск». Це подає напругу на котушки реле навантаження, лінійного контактора спуску, блокувального контактора, контактора гальмівного електрогідрострумівача, контактора прискорення та блокувального реле. Одночасно спрацьовують реле кола

підмагнічування та реле постійного струму, запускаючи процес контрольованого спуску вантажу.

У режимі силового спуску швидкість вантажу майже дорівнює номінальній швидкості підйому й обмежується тільки опорами резистора R7U, що створюють навантаження на кола ротора. Хоча кремнієві вентиля випрямляча VD34–VD36 формально не задіяні в колі статора, вони під час спуску отримують струм ротора. У разі пробою одного з вентилів відбувається зміщення струмового навантаження, що активує котушку реле постійного струму КПЗ.1. В результаті контакт КПЗ.2 розмикає коло реле навантаження, знімаючи напругу з силових і керуючих кіл, і вантаж автоматично гальмується.

Після повернення рукоятки в нульове положення спуск припиняється: коло противмикання розривається контактором КМ14, а коло електрогальма відключається контактором КМ16. В колах котушок лінійних контакторів КМ12.1 і КМ15.1 задіяні кінцеві вимикачі обмежувача підйому SQ5 (УБ-15А на 20 А, 380 В; ВПК-4140 на 6,3 А, 380 В) та канатних датчиків SQ6 (ВПК-1110 на 6 А, 380 В). Виняток становить канатний датчик SQ8.1, який замкнений нормально відкритим контактом К9.2 реле ПЕ21-3 для авто-стропа. Це реле спрацьовує лише якщо всі чотири захвати авто-стропа закріплені; другий контакт SQ8.2 підключено до пускача КМ7 (ПМЕ-2113) привода авто-стропа.

3.4 Висновок по розділу

Наведені методи регулювання швидкості обертання асинхронних двигунів. Розроблено 3D модель конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т та можливістю обробки вантажів у межах робочої зони стрічки розміром 18,5×4,88×12 м. Представлено електричну принципову схему керування електроприводом мостового крана та описано принцип її роботи.

4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РОЗРОБКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА МОСТОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 8 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);

$u_{\Pi} = 3$ – кратність поліспада;

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

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

$$F_Q = (8000 + 0,02 \cdot 8000) \cdot 9,8 = 79970 \text{ Н.}$$

Загальний ККД поліспада та обвідних роликів

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

де $\eta_{\Pi} = 0,86$ – ККД поліспада;

$\eta_{\text{бл}} = 0,94$ – ККД обвідних роликів;

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

Тоді

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

Таким чином, максимальне зусилля в тяговій гілці каната при підйомі вантажу

$$F_6^{\uparrow} = \frac{79970}{2 \cdot 3 \cdot 0,63} = 21,2 \text{ кН.}$$

Мінімальне розривне зусилля

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

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

Тоді

$$F_0 = 21,2 \cdot 5 = 106 \text{ кН.}$$

Вибираємо по ГОСТ 2688-80 канат типу ЛКЗ конструкції 6х25 діаметром $d_k = 14,5$ мм, що має при маркувальній групі проволоч $\sigma_B = 1770$ МПа розривне зусилля $F_0 = 113$ кН. Тобто, вибираємо канат з маркуванням 14,5-Г-Н-1770 ГОСТ 2688-80.

4.2 Визначення геометричних розмірів барабана та блоків поліспаста

Мінімальні діаметри:

– барабана

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

$$D_1 \geq 8 \cdot 14,5 = 116 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_1 = 170 \text{ мм}$;

– блоків поліспаста

$$D_2 \geq h_2 \cdot d_{\kappa},$$

$$D_2 \geq 10 \cdot 14,5 = 145 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_2 = 180 \text{ мм}$;

– зрівноважувального блока

$$D_3 \geq h_3 \cdot d_{\kappa},$$

$$D_3 \geq 10 \cdot 14,5 = 145 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_3 = 180 \text{ мм}$.

Довжина каната, що навивається на барабан поліспаста

$$L_{\kappa} = z \cdot [H \cdot u_{\Pi} + \pi \cdot D_1 \cdot (z_1 + z_2)],$$

$$L_{\kappa} = 2 \cdot [12 \cdot 2,5 + 3,14 \cdot 170 \cdot (2 + 6)] \approx 68 \text{ м.}$$

Робоча довжина барабана

$$L'_6 = \frac{L_{\kappa} \cdot p_t}{\pi \cdot m \cdot (m \cdot d_{\kappa} + D_1) \cdot \varphi},$$

$$L'_6 = \frac{68 \cdot 0,02419}{3,14 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 14,5 + 170) \cdot 0,9} \approx 0,4 \text{ м.}$$

Загальна довжина барабана

$$L_{\delta} = L'_6 + (3...4) \cdot p_t,$$

$$L_{\delta} = 0,4 + 3,5 \cdot 0,02419 = 0,484 \text{ м.}$$

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

$$\delta' = \frac{22,2}{0,02419 \cdot 140} = 6,56 \text{ мм.}$$

З технологічних умов виготовлення барабана

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

$$\delta' \geq 0,01 \cdot 170 + 3 = 4,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину стінки барабана $\delta = 6 \text{ мм.}$

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

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

$$P_c = \frac{7000 \cdot 9,8 \cdot 0,18}{10^3 \cdot 0,86} = 14,4 \text{ кВт.}$$

Таким чином, вибираємо крановий АД з фазним ротором серії *MTF* 312-6 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

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

$$n_6 = \frac{60 \cdot 0,18 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 0,17} = 50,6 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_6},$$

$$u'_p = \frac{950}{50,6} = 18,8.$$

Необхідний обертовий момент на тихохідному валу редуктора

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

$$T'_T = 9550 \cdot \frac{14,4}{50,6} = 2,72 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По величині необхідного обертового моменту з урахуванням необхідного передатного числа вибираємо для групи режиму роботи М6 (4М) та частоти обертання швидкохідного вала $n_{\text{дв}} = 950 \text{ хв}^{-1} = 15,8 \text{ с}^{-1}$ редуктор типу Ц2-300.

Фактична швидкість обертання барабана

$$n_6^\phi = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p},$$

$$n_6^\phi = \frac{950}{20} = 47,5 \text{ хв}^{-1}.$$

Фактична швидкість підйому вантажу

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

$$V_\Gamma^\phi = \frac{3,14 \cdot 0,17 \cdot 47,5}{60 \cdot 2,5} \approx 0,17 \text{ м/с}.$$

Фактична швидкість підйому вантажу відрізняється від заданої на 5,56 %, 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 шківа. Ця напівмуфта кріпиться на швидкохідний вал редуктора, що забезпечує жорсткий зв'язок гальм з барабаном через редуктор.

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 $u_p = 20$ – передатне число редуктора;

$\eta_6 = 0,94$ – ККД барабану;

$\eta_p = 0,94$ – ККД редуктора.

Таким чином, момент статичного опору обертанню в період пуску

$$T_c = \frac{22,2 \cdot 2 \cdot 170}{2 \cdot 20 \cdot 0,94 \cdot 0,94} = 214 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$T_m = 214 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 334 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо з'єднувальну муфту на 500 Н·м та зубчасту муфту на 1000 Н·м.

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

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

$$T_c^T = \frac{22,2 \cdot 2 \cdot 170 \cdot 0,94 \cdot 0,94}{2 \cdot 20} = 167 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина розрахункового гальмівного моменту

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

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

Тоді

$$T^T = 167 \cdot 1,75 = 292 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо ТКТГ-200 з приводом від електрогідравлічного штовхача.

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

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

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{17,5}{950} = 176 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальна кратність пускового моменту електродвигуна

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

$$\psi_{\text{max}} = \frac{352}{176} = 2.$$

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

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{2 + 1,3}{2} \cdot 176 = 290 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний момент інерції ротора та муфти з гальмівним шківом

$$I = I_p + I_m,$$

$$I = 0,31 + 0,78 = 1,09 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Час пуску електродвигуна

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

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

$I = 1,09 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – сумарний момент інерції ротора та муфти з гальмівним шківом.

Таким чином, матимемо

$$t_{\Pi} = \frac{1,2 \cdot 1,09 \cdot 950}{9,55 \cdot (290 - 214)} + \frac{9,55 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 0,17^2}{950 \cdot (290 - 214) \cdot 0,86} = 1,74 \text{ с}.$$

Отриманий час пуску знаходиться в допустимих межах значень $1 \text{ с} < 1,74 \text{ с} < 2 \text{ с}$.

Прискорення при пуску електродвигуна

$$a = \frac{V_{\Gamma}^{\Phi}}{t_{\Pi}},$$

$$a = \frac{0,17}{1,74} \approx 0,1 \text{ м/с}^2.$$

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)

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

$$t_T = \frac{1,2 \cdot 1,09 \cdot 950}{9,55 \cdot (292 - 167)} + \frac{9,55 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 0,17^2 \cdot 0,86}{955 \cdot (292 - 167) \cdot 0,86} \approx 1 \text{ с.}$$

Найбільша допустима довжина шляху гальмування при опусканні вантажу

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

де $k_s = 2,5$ – коефіцієнт шляху гальмування [17].

Тоді

$$[S] = \frac{0,17}{2,5} = 0,068 \text{ м.}$$

Максимальний час гальмування при опусканні вантажу

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

$$t_{T \max} = \frac{2 \cdot 0,068}{0,17} = 0,8 \text{ с} > t_T = 1 \text{ с}.$$

Уповільнення вантажу при гальмуванні

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

де $V_{\Gamma}^{\phi} = 0,17 \text{ м/с}^2$ – фактична швидкість підйому вантажу.

Отже

$$a_T = \frac{0,17}{0,1} = 0,17 \text{ м/с}^2,$$

Значення уповільнення вантажу при гальмуванні знаходиться в допустимих межах, так як $a_T = 0,17 \text{ м/с}^2 < [a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

4.4 Розрахунок механізму переміщення вантажного візка

4.4.1 Визначення повного опору переміщенню вантажного візка

Визначаємо орієнтовну масу вантажного візка переміщення

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

$$m_T = 0,4 \cdot 8000 \approx 3200 \text{ кг}.$$

При проектуванні вантажного візка переміщення навантаження на ходові катки від ваги вантажу та візка необхідно розподілити рівномірно.

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

$$F_R = \frac{(3200 + 8000) \cdot 9,8}{4} = 27440 \text{ Н.}$$

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 $D_k = 0,145$ м;

– внутрішній діаметр підшипників $d = 0,03$ м.

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

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

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

$$F_{\text{тр}} = (3200 + 8000) \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,03 + 2 \cdot 0,0004}{0,145} \cdot 2 = 1824 \text{ Н.}$$

Опір від максимально допустимого нахилу шляху

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

$$F_{\text{укл}} = (3200 + 8000) \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) = 318 \text{ Н.}$$

Опір від вітрового навантаження. Статична складова вітрового навантаження на вантаж

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

$$F_{\Gamma} = 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 8,5 = 1402 \text{ Н.}$$

Ширина рейки для вантажного візка переміщення

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

$$l_{\kappa} = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 8000 = 2,72 \text{ м.}$$

Висота рейки для вантажного візка переміщення

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

$$l_h = 0,835 + 10^{-5} \cdot 7000 = 0,905 \text{ м.}$$

Площа вантажного візка переміщення, що дорівнює проекції зовнішнього контуру на площину, перпендикулярну швидкості вітру

$$A_T = l_k \cdot l_h,$$

$$A_T = 2,72 \cdot 0,905 = 2,46 \text{ м}^2.$$

Статична складова вітрового навантаження на вантажний візок

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

$$F_T = 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 2,46 = 406 \text{ Н.}$$

Повний опір від вітрового навантаження

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

$$F_B = 1402 + 406 = 1808 \text{ Н.}$$

Повний опір переміщенню вантажного візка переміщення

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

$$F = 1824 + 318 + 1808 = 3950 \text{ Н.}$$

4.4.2 Вибір електродвигуна

Необхідна максимальна статична потужність електродвигуна механізму переміщення вантажного візка

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

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

Тоді

$$P_c = \frac{3950 \cdot 0,21}{1000 \cdot 0,93} = 0,892 \text{ кВт.}$$

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%.

Вибираємо електродвигун серії *MTF* 011-6. Основні технічні параметри електродвигуна представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

Номінальний момент електродвигуна

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

$$T_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{1,7}{850} = 19,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Швидкість обертання ходових катків

$$n_k = \frac{60 \cdot V_T}{\pi \cdot D_k},$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,21}{3,14 \cdot 0,145} = 27,7 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне відношення числа редуктора

$$u'_p = \frac{n_{дв}}{n_k},$$

$$u'_p = \frac{850}{27,7} = 30,7.$$

Розрахункова потужність редуктора

$$P'_p = P'_p \cdot k_y,$$

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

Отже

$$P'_p = 0,892 \cdot 2 = 1,78 \text{ кВт}.$$

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-350, який має передатне відношення $u_p = 30,56$ 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 вантажного візка

$$n'_k = \frac{n_{дв}}{u_p},$$

$$n'_k = \frac{850}{30,56} = 27,8 \text{ хв}^{-1}.$$

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

$$V'_T = \frac{3,14 \cdot 0,145 \cdot 27,8}{60} = 0,21 \text{ м/с}.$$

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

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

$$T_k = 0,25 \cdot 3950 \cdot 0,145 = 143 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Обертний момент на швидкохідному валу редуктора та валу електродвигуна

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

$$T = \frac{2 \cdot 143}{30,56 \cdot 0,93} = 10,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

$$T_M = 10,1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 14,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

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

$$T'_M = 143 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 206 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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 вантажного візка переміщення

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

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

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

$$\left[a^{\uparrow} \right]_{\max} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,15}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,03}{0,145} \right) - (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,03) \cdot \frac{2}{0,145} - \frac{406}{3800 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a^{\uparrow} \right]_{\max} \approx 0,41 \text{ м/с}^2.$$

За нормами для мостового крана з ручним стропуванням та вантажопідйомністю 7 т допустиме прискорення $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$. Тому приймаємо рекомендоване значення прискорення пуску.

Мінімально допустимий час пуску має бути не менше

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

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

Час пуску рекомендовано приймати у межах 1,5 – 6 с. Приймаємо час пуску електродвигуна рівний $t_{\pi} = 2$ 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 $T = 10,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент на валу електродвигуна від сил інерції вантажу та візка

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

$$T_{\text{ин}}^{\uparrow} = \frac{0,955 \cdot (3200 + 8000) \cdot 9,8 \cdot 0,21^2 \cdot 0,93}{850 \cdot 4} = 2,44 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент інерції на валу електродвигуна від сил інерції обертових мас привода

$$T_{\text{ин1}}^{\uparrow} = \frac{\delta \cdot (I_p + I_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_{\pi}},$$

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

Тоді

$$T_{ин1}^{\uparrow} = \frac{1,25 \cdot (0,021 + 0,037) \cdot 850}{9,55 \cdot 2} = 3,23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний пусковий момент на валу електродвигуна

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

$$T_{\Pi} = 10,1 + 2,44 + 3,23 = 15,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна

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

$$\lambda = \frac{15,8}{19,1} \approx 0,83.$$

Допустимий коефіцієнт перевантаження електродвигуна

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

де $T_{\text{max}} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – максимальний обертовий момент, що здатен розвинути електродвигун.

Тоді

$$\lambda = \frac{40}{19,1} \approx 2.$$

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 вантажного візка максимальним вантажем в період гальмування за умови достатнього зчеплення приводних катків з рейками

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

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\max} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,15}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,03}{0,145} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,03) \cdot \frac{1}{0,145} - \frac{1808}{105840} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\max} = 0,57 \text{ м/с}^2.$$

За нормами для мостового крана з ручним стропуванням та вантажопідйомністю 8 т допустиме прискорення $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$.

Відповідно до зазначеної інформації приймаємо рекомендоване значення прискорення при гальмуванні.

Мінімально допустимий час гальмування візка 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 вантажного візка рівний $t_T = 3$ с.

Шлях гальмування вантажного візка при максимальному вантажі

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

$$S = \frac{0,21 \cdot 3}{2} \approx 0,32 \text{ м.}$$

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

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

$$F_{\text{тр}} = (3200 + 8000) \cdot 9,8 \cdot (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,03) \cdot \frac{0,93}{2 \cdot 30,56} \approx 2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

– при порожньому вантажному візку переміщення

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

$$F_{\text{тр}}^{\text{п}} = (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,03) \cdot \frac{3200 \cdot 9,8 \cdot 0,93}{2 \cdot 30,56} \approx 0,71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

– при максимальному вантажі

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

$$F_{\text{укл}} = (3200 + 8000) \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) \cdot \frac{0,145 \cdot 0,93}{2 \cdot 30,56} = 0,701 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– при порожньому вантажному візку 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

$$F_{\text{укл}}^{\text{п}} = 3200 \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) \cdot \frac{0,145 \cdot 0,93}{2 \cdot 30,56} \approx 0,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

– при максимальному вантажі

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

$$F_B = \frac{1808 \cdot 0,145 \cdot 0,93}{2 \cdot 30,56} = 3,99 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– при порожньому вантажному візку переміщення

$$F_B^{\Pi} = \frac{F_T \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot u_p},$$

$$F_B^{\Pi} = \frac{406 \cdot 0,145 \cdot 0,93}{2 \cdot 30,56} = 0,896 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Складові моментів, необхідних на гальмівному шківу для гасіння сил:

– інерції візка, яка поступально рухається з максимальним вантажем

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

$$T_1 = \frac{0,955 \cdot (3200 + 8000) \cdot 9,8 \cdot 0,21^2 \cdot 0,93}{850 \cdot 3} = 1,63 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– інерції обертових мас привода

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

$$T_2 = \frac{1,25 \cdot (0,021 + 0,037) \cdot 850}{9,55 \cdot 3} = 2,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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

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

$$T_T = 1,63 + 2,15 + 0,701 + 3,99 - 2 = 6,47 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо гальма типу ТКТ-100. 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

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

$$\left[a_{\text{п}}^{\downarrow} \right] = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,15}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,03}{0,145} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,145) \cdot \frac{1}{0,145} - \frac{406}{3200 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a_{\text{п}}^{\downarrow} \right] = 0,631 \text{ м/с}^2.$$

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

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

$$T_{\text{с}} = 0,708 - 0,896 - 0,25 = -0,438 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Час гальмування порожнього вантажного візка переміщення

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

$$t_T^{\pi} = \frac{1,25 \cdot (0,021 + 0,037) \cdot 850}{9,55 \cdot (6,47 + (-0,438))} + \frac{0,955 \cdot 3200 \cdot 9,8 \cdot 0,21^2 \cdot 0,93}{850 \cdot (6,47 + (-0,438))} \approx 1,4 \text{ с.}$$

Дійсне прискорення порожнього візка переміщення при гальмуванні

$$a' = \frac{V'_T}{t_T^{\pi}},$$

$$a' = \frac{0,21}{1,4} = 0,15 \text{ м/с}^2 \leq [a_{\pi}^{\downarrow}] = 0,63 \text{ м/с}^2.$$

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 мостового крану об упори на кінцевих ділянках підкранових рейок встановлені пружинно-фрикційні обмежувачі.

Сила тяжіння:

— крана

$$F_{\text{Гкр}} = m_{\text{кр}} \cdot g,$$

$$F_{Gкр} = 6,41 \cdot 9,8 = 63 \text{ кН},$$

– вантажу та вантажозахватного пристрою

$$F_{Gr} = Q \cdot g,$$

$$F_{Gr} = 8 \cdot 9,8 = 78,4 \text{ кН},$$

– вантажного візка з привідними шківками

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

$$F_{GT} = 0,4 \cdot 8 \cdot 9,8 = 31,4 \text{ кН}.$$

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

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

де $L = 4,88 \text{ м}$ – довжина прольоту;

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

$$l = L_k - 2,$$

$$l = 12 - 2 = 10 \text{ м},$$

Тоді

$$F_{RB} = \frac{63 \cdot \frac{4,88}{2} + (78,4 + 31,4) \cdot (4,88 + 10)}{4,88} = 366 \text{ кН.}$$

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

$$F_{R\max} = \frac{366}{4 / 2} = 183 \text{ кН.}$$

4.5.2 Вибір та розрахунок ходових катків

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

Основні параметри катків:

- діаметр катків $D_k = 240$ мм;
- внутрішній діаметр підшипника (діаметр цапфи) $d_{ц} = 110$ мм;
- тип рейки – Р 50;
- коефіцієнт тертя кочення катка об рейку $\mu = 0,0006$ м;
- допустиме навантаження на каток $F_R = 250$ кН.

Розрахункове навантаження на каток

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

$$F_p = 1,2 \cdot 1 \cdot 183 = 220 \text{ кН.}$$

Коефіцієнт, що залежить від відношення радіусів

$$k \approx 0,09 \cdot \sqrt[9]{(R_1 / R_2)^4},$$

де $R_1 = 0,8$ м – радіус округлення головки рейки Р 50;

$R_2 = 0,12$ м – радіус ходового катка.

Тоді

$$k \approx 0,09 \cdot \sqrt[9]{(0,8 / 0,12)^4} = 0,209.$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_n = k \cdot k_f \cdot \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot E_{\text{пр}}^2}{R_1^2}},$$

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

Відповідно

$$\sigma_n = 0,209 \cdot 1,07 \cdot \sqrt[3]{\frac{220 \cdot (2,1 \cdot 10^5)^2}{0,8^2 \cdot 1000}} = 548 \text{ МПа.}$$

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

$$[\sigma]_{\text{н}} = 548 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}} = 628 \text{ МПа.}$$

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

$$F_{\text{тр}} = 2,5 \cdot (6,41 + 8) \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006}{0,24} = 3,83 \text{ кН.}$$

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.

$$F_{\text{укл}} = (6,41 + 8) \cdot 9,8 \cdot 0,003 = 0,387 \text{ кН.}$$

Розподілене вітрове навантаження на одиницю розрахункової площини елемента конструкції

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

де $q = 125$ Па – динамічний тиск вітру;

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

$c = 1,24$ – коефіцієнт аеродинамічної сили для вантажу;

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

Отже

$$p = 125 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 1 = 155 \text{ Па.}$$

Розрахункова площа конструкції крана

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

де $h = 1,3$ м – висота пролітної балки крана;

L' – довжина пролітної балки крана, що визначається виразом

$$L' = L + 2 \cdot L_{\text{к}},$$

$$L' = 4,88 + 2 \cdot 12 = 28,9 \text{ м.}$$

Отже

$$A = 1,3 \cdot 28,9 = 37,6 \text{ м}^2.$$

Статична складова вітрового навантаження на елементи конструкції крана

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

$$F_B^K = \frac{(155 \cdot 37,6)}{1000} \cdot 0,3 = 1,75 \text{ кН.}$$

Статична складова вітрового навантаження на вантаж

$$F_B^\Gamma = q \cdot k \cdot c \cdot n \cdot A_\Gamma,$$

де $A_\Gamma = 8,5 \text{ м}^2$ – розрахункова площа вантажу, що визначається в залежності від номінальної маси вантажу.

Тоді

$$F_B^\Gamma = 125 \cdot 1 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot 8,5 = 1,32 \text{ кН.}$$

Повний опір від вітрового навантаження на кран у робочому стані

$$F_B = F_B^K + F_B^\Gamma,$$

$$F_B = 1,75 + 1,32 = 3,07 \text{ кН.}$$

Загальний опір переміщенню крана від статичних навантажень

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

$$F_{\text{пер}} = 3,83 + 0,387 + 3,07 = 7,29 \text{ кН.}$$

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

$$P_c = \frac{7,29 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,86} = 1,48 \text{ кВт.}$$

Попередньо вибираємо електродвигун з фазним ротором серії *MTF* 011-6.

4.5.5 Вибір редуктора

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

Швидкість обертання ходового катка

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

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,35}{3,14 \cdot 0,24} = 27,9 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне відношення привода

$$u' = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k},$$

$$u' = \frac{850}{27,9} = 30,5.$$

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

$$P_p = 1,48 \cdot 2,2 = 3,26 \text{ кВт.}$$

Обертовий момент на тихохідному валу редуктора

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

де $n_T = n_k = 27,9 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді

$$T_T = 9550 \cdot \frac{3,26}{27,9} = 1,12 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

За величиною обертового моменту з урахуванням необхідного передатного числа попередньо вибираємо для групи режиму роботи 4М та частоти обертання швидкохідного вала $n_6 = n_{дв} = 850 \text{ хв}^{-1}$ редуктор вертикальний крановий типу ВК-350.

Фактична швидкість переміщення крана

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

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

Отже

$$V_{кр}^{\phi} = \frac{0,35 \cdot 30,5}{30,56 \cdot 1} = 0,349 \text{ м/с.}$$

Зміна величини швидкості

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

$$\Delta V_{кр} = \frac{0,35 - 0,349}{0,35} \cdot 100\% \approx 0,3\%.$$

Фактична швидкість переміщення крана менша заданої на 0,3%, що допустимо за умовою перевірки.

4.5.6 Вибір з'єднувальних муфт

Обертовий момент, що передається муфтою

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

де $u = u_{\text{р}} = 30,56$ – передатне відношення привода, рівне передатному числу редуктора.

Тоді

$$T_{\text{м}}^{\text{НОМ}} = \frac{7,29 \cdot 240}{2 \cdot 2 \cdot 30,56 \cdot 0,86} = 16,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахункова величина моменту

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

$$T_{\text{м}}^{\text{р}} = 16,6 \cdot 2 \cdot 2 = 66,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За необхідним розрахунковим моментом та діаметрам з'єднувальних валів вибираємо пружну втулочно-пальцеву муфту з гальмівним шківом на 130 Н·м. Основні технічні параметри муфти представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

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

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

$$T_M^{\text{НОМ}} = \frac{7,29 \cdot 240}{2 \cdot 2 \cdot 1} = 437 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий момент

$$T_M^p = T_M^{\text{НОМ}} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

$$T_M^p = 437 \cdot 2 \cdot 2 = 1748 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За наведеним значенням вибираємо зубчасту муфту на 2500 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

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

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

$$[a]_{\text{max}} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,45}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,24} \right) - (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,11) \cdot \frac{2,5}{0,24} - \frac{3,07}{6,41 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$[a]_{\text{max}} = 1,25 \text{ м/с}^2.$$

Найменший допустимий час пуску за умови зчеплення катків

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

$$[t]_{\min} = \frac{0,349}{1,25} \approx 0,28 \text{ с.}$$

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

$$I = I_{\text{р}} + I_{\text{м}},$$

$$I = 0,021 + 0,057 = 0,0591 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Номінальний момент на валу електродвигуна

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

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{1,7}{850} = 19,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальна кратність пускового моменту електродвигуна

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

$$\psi_{\max} = \frac{40}{19,1} \approx 2.$$

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

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{2 + 1,1}{2} \cdot 19,1 = 30,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опір переміщенню крана без вантажу:

– від сил тертя

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

$$F'_{\text{тр}} = 2,5 \cdot 6,41 \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006}{0,24} = 1,79 \text{ кН}.$$

– від нахилу шляху

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

$$F'_{\text{ук}} = 6,41 \cdot 9,8 \cdot 0,003 = 0,181 \text{ кН}.$$

– від вітрового навантаження

$$F'_{\text{в}} = F_{\text{в}}^{\text{к}} = 1,75 \text{ кН}.$$

– повний опір переміщенню

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

$$F'_{\text{пер}} = 1,79 + 0,181 + 1,75 = 3720 \text{ Н.}$$

Момент статичного опору при роботі крана без вантажу

$$T'_c = \frac{F'_{\text{пер}} \cdot D_k}{2 \cdot a \cdot u_p \cdot \eta_m},$$

$$T'_c = \frac{3,72 \cdot 240}{2 \cdot 2 \cdot 30,56 \cdot 0,86} = 8,49 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Час пуску електродвигуна механізму переміщення крану без вантажу

$$t_{\pi} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{2 \cdot a \cdot u_p \cdot \eta_m},$$

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

$$t_{\pi} = \frac{1,2 \cdot 0,0591 \cdot 850}{9,55 \cdot (30,5 - 8,49)} + \frac{9,55 \cdot 6,41 \cdot 10^3 \cdot 0,349^2}{850 \cdot (30,5 - 8,49) \cdot 0,86} = 0,73 \text{ с.}$$

Фактичне прискорення крана при пуску механізму

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

$$a^{\Phi} = \frac{0,35}{0,73} \approx 0,48 \text{ м/с}^2.$$

Отримане значення менше за максимально допустиме $[a]_{\max} = 1,25 \text{ м/с}^2$. 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

$$P_e = 1,15 \cdot 1,48 = 1,7 \text{ кВт.}$$

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

$$P_{\text{пв}} = k \cdot P_e,$$

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

$$P_{\text{пв}} = 0,5 \cdot 1,7 = 0,85 \text{ кВт.}$$

Номінальна потужність електродвигуна *MTF* 111-6 становить $P_{\text{дв}} = 1,7 \text{ кВт}$, що значно більше ніж $P_{\text{пв}} = 0,85 \text{ кВт}$, 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

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

$$F_{\text{пр}} = 6,41 \cdot 9,8 \cdot \frac{2}{4} = 30,1 \text{ кН.}$$

Фактичний запас зчеплення катків з рейками при пуску

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

$$K_{\varphi} = \frac{30,1 \cdot 0,45}{3,72 + 6,41 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{0,48}{9,8} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{110}{240} \right)} = 2,1.$$

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

Максимально допустиме уповільнення крана за умови зчеплення катків з рейками

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

$$[a^T]_{\text{max}} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,45}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,24} \right) + (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,11) \cdot \frac{1}{0,24} - \frac{9,8}{6,41 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$[a^T]_{\text{max}} = 1,66 \text{ м/с}^2.$$

Максимально допустиме уповільнення крана при гальмуванні по нормативним даним з урахуванням технологічних процесів повинно мати таке значення, що і прискорення при пуску $[a]_{\max} = 1,25 \text{ м/с}^2$. 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

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

$$[t_T] = \frac{0,35}{1,25} = 0,28 \text{ с.}$$

4.5.10 Вибір гальм

Момент сил тертя ходових катків крана при гальмуванні

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

$$T_{\text{тр}}^T = \frac{6,41 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot (0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006) \cdot 0,86}{2 \cdot 30,56} = 2,42 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент опору руху від нахилу шляху при гальмуванні

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

$$T_{\text{укл}}^T = \frac{6,41 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 0,24 \cdot 0,86 \cdot 0,003}{2 \cdot 30,56} = 0,61 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент опору руху від вітрового навантаження

$$T_B^T = \frac{F'_B \cdot D_K \cdot \eta_M}{2 \cdot u},$$

$$T_B^T = \frac{1,75 \cdot 0,24 \cdot 0,86}{2 \cdot 30,56} = 0,005 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент статичних опорів на валу гальм при гальмуванні

$$T_c^T = T_{тр}^T - T_{укл}^T - T_B^T,$$

$$T_c^T = 2,42 - 0,61 - 0,005 = 1,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил інерції при гальмуванні крана без вантажу

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

$$T_{ин}^T = \frac{1,2 \cdot 0,05 \cdot 850}{9,55 \cdot 0,28} + \frac{9,55 \cdot 6,41 \cdot 10^3 \cdot 0,349^2 \cdot 0,86}{850 \cdot 0,28} = 48,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий момент на валу гальма

$$T_p^T = T_{ин}^T - T_c^T,$$

$$T_p^T = 48,5 - 1,8 = 46,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За розрахунковим значенням T_p^T попередньо вибираємо колодкові гальма ТКТ-200 з приводом від електроштовхача, 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

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

$$S_{\min} = \frac{0,349^2}{0,9} = 0,135 \text{ м.}$$

Фактична довжина шляху гальмування

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

$$S^{\Phi} = 0,5 \cdot 0,349 \cdot 0,28 \approx 0,05 \text{ м.}$$

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 1,7 кВт, редукторів ВК-350, гальм ТКТ-200.

4.6 Висновок по розділу

На основі виконання математичних розрахунків визначено потужності виконавчих електродвигунів та вибрано відповідні їм редукторні механізми. Представлені розрахунки пускових та гальмівних моментів. Виконано вибір необхідного комплектного обладнання. Проведені перевірки роботи електропривода на відповідність поставленим вимогам роботи. Отримані у розділі результати в повній мірі засвідчують працездатність розробки.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Охорона праці під час проведення вантажно-розвантажувальних робіт

Вантажно-розвантажувальні роботи належать до робіт підвищеної небезпеки, тому вимагають чіткого дотримання встановлених правил та організаційної дисципліни. Порухення вимог безпеки може призвести до тяжких травм і створення аварійних ситуацій.

Серед основних причин нещасних випадків найпоширенішими є недоліки в організації робочого процесу та ненадійне закріплення вантажів. Відсутність чітких інструкцій, розподілу обов'язків або контрольованої схеми виконання робіт значно підвищує ризик небезпечних подій. Неправильне стропування вантажу також може спричинити його падіння, що створює загрозу для всіх працівників у зоні виконання операцій.

До виконання регулярних вантажно-розвантажувальних робіт допускаються лише особи віком від 18 років, які мають достатню фізичну підготовку та пройшли обов'язковий медичний огляд. Така вимога гарантує, що працівник здатен безпечно виконувати покладені на нього завдання та не становить ризику для інших.

Окрім обов'язкового медичного огляду, кожен працівник має пройти інструктаж з охорони праці. Цей етап підготовки забезпечує працівників необхідними знаннями щодо безпечних методів роботи, правил користування обладнанням та засобами індивідуального захисту. Під час інструктажу також розглядаються основи надання першої допомоги, що є вкрай важливим у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

Працівники, які отримують право працювати з небезпечними вантажами, проходять спеціальне навчання. До таких вантажів належать вибухові матеріали, окислювачі, токсичні речовини та інші потенційно небезпечні сполуки. Підготовка включає вивчення їхніх властивостей, класифікаційних ознак та безпечних прийомів

роботи. Після завершення навчання проводиться атестація, яка підтверджує професійну готовність працівника.

Відповідно до вимог ГОСТ 19433-88 «Вантажі небезпечні. Класифікація та маркування», усі небезпечні вантажі повинні мати відповідні попереджувальні знаки. Таке маркування інформує працівників про рівень ризику та визначає необхідні заходи безпеки під час виконання вантажно-розвантажувальних операцій. Знаки містять умовні позначення, кольорові сигнали та текстові вказівки, що дають змогу швидко ідентифікувати тип небезпечної речовини.

Транспортні засоби, задіяні у навантажувально-розвантажувальних роботах, повинні бути надійно зафіксовані, щоб виключити їхнє мимовільне переміщення. Навіть незначний зсув автомобіля може спричинити небезпечні ситуації, тому перед початком роботи необхідно перевірити справність гальм та переконатися, що транспорт стійко закріплений.

Переміщення вантажів вручну допускається лише на висоту до 1,5 м, що дозволяє знизити навантаження на працівника та мінімізувати ризик травм. На похилих поверхнях цей показник може бути збільшений до 3 м, але лише за умови дотримання безпечних прийомів роботи.

Для виконання операцій із завантаження чи вивантаження штучних вантажів мають використовуватися спеціальні естакади або платформи, висота яких відповідає рівню підлоги кузова транспортного засобу. Якщо цей рівень не збігається з висотою майданчика, застосовують трапи, містки або сходи. Такі конструкції, виготовлені з дерева або металу, повинні витримувати максимальне навантаження з прогином не більше 20 см та бути обладнані поручнями для підвищення безпеки працівників.

Якщо довжина трапу чи містка перевищує 3 м, під їхньою серединою обов'язково встановлюють опору. Це забезпечує стійкість конструкції та запобігає її надмірному прогину або руйнуванню під час переміщення важких вантажів. Опора повинна бути надійною, правильно розміщеною та здатною витримати максимальні робочі навантаження.

Мінімальна ширина трапів і містків становить 0,6 м. Для безпечного руху в одному напрямку вона має бути не меншою за 0,8 м, а при двосторонньому русі – не менше 1,5 м. Такі параметри дають змогу уникнути скупчення працівників і забезпечити безперешкодне пересування вантажів.

Майданчики, на яких виконують навантажувально-розвантажувальні операції, повинні мати ухил не більше 5°. Це дозволяє запобігти неконтрольованому переміщенню вантажів і гарантує стабільність робочого процесу.

Працівники, задіяні в цих роботах, зобов'язані суворо дотримуватися інструкцій та виконувати лише ті завдання, які їм офіційно доручені. Чіткий розподіл обов'язків підтримує порядок, знижує ризик помилок і забезпечує безпечну та злагоджену організацію робіт.

Під час виконання операцій із завантаження та розвантаження барабанів з карбідом кальцію необхідно суворо дотримуватися спеціальних вимог безпеки. Зокрема, працівникам забороняється застосовувати гачки, ломики, лопати чи інші металеві інструменти. Використання таких предметів може призвести до механічного пошкодження тари або вантажу, а також створити ризик утворення іскри, що у присутності реакційно небезпечних матеріалів потенційно спричиняє пожежу чи вибух.

Для зниження ризику травмування під час відкривання поздовжнього борту транспортного засобу слід дотримуватися встановленої послідовності дій. Насамперед необхідно демонтувати середні затвори, що забезпечує безпечний доступ і контрольованість процесу. Лише після цього, розміщуючись у торцевій частині платформи або автомобіля, допускається відкривання кінцевих затворів.

Під час укладання вантажів обов'язковим є забезпечення проходів і проїздів мінімальною шириною не менше 1 м. Дотримання цього вимоги є критично важливим для безпечного пересування працівників, своєчасної евакуації та запобігання виникненню небезпечних ситуацій у зоні виконання робіт.

Забороняється розміщувати матеріали та обладнання ближче ніж на 1 метр від краю виїмки або траншеї. Також неприпустимо спирати вантажі на огороження, оскільки це може спричинити їх зсув або падіння. Подібні ситуації створюють

безпосередню загрозу для працівників, які перебувають поблизу, тому дотримання цих вимог є важливим чинником забезпечення безпечних умов праці.

Вантажі, що надходять у мішках, кулях або стосах, необхідно укласти в перев'язку для запобігання їх розсипанню чи зсуву під час транспортування. Крім того, усі вантажі повинні зберігатися в справній, міцній та надійній тарі, здатній витримувати робочі навантаження та забезпечувати збереження вмісту на всіх етапах переміщення.

Балони зі стисненими або зрідженими газами (кисень, ацетилен та інші) категорично забороняється піддавати ударам, кидати або перекичувати по землі. Працівники, відповідальні за їх переміщення, повинні повністю усвідомлювати можливі наслідки порушення правил безпеки. Транспортування таких балонів має здійснюватися виключно на спеціалізованих ношах із м'якими гніздами, які забезпечують додатковий захист під час перенесення.

Під час розміщення вантажів на транспортних засобах необхідно забезпечити їх надійне закріплення. Усі операції мають виконуватися таким чином, щоб у процесі руху вантаж не зміщувався, не випадав і не створював перешкод водію. Правильне кріплення є необхідною умовою як збереження вантажу, так і забезпечення безпеки водія та інших учасників дорожнього руху. Крім того, вантаж не повинен обмежувати огляд водія чи впливати на стійкість транспортного засобу, оскільки це може призвести до аварійних ситуацій.

Крім того, необхідно стежити, щоб вантаж не закривав світлові та сигнальні прилади, а також номерні знаки та реєстраційні таблички транспортного засобу. Це є обов'язковою вимогою безпеки, оскільки належна видимість автомобіля на дорозі та можливість інших учасників руху своєчасно реагувати на його сигнали безпосередньо впливають на запобігання дорожньо-транспортним пригодам. Таким чином, правильне розміщення та закріплення вантажу – це ключовий фактор, який забезпечує безпечне та безаварійне перевезення.

Вантажі, що транспортуються у бочках з рідинами або скляній тарі, необхідно перевозити у вертикальному положенні – пробками чи горловинами догори. Балони зі зрідженими газами слід перевозити виключно на підресорених транспортних

засобах, обладнаних іскрогасниками на вихлопних трубах. Такі балони встановлюють поперек кузова на спеціальних стелажах із виїмками або в сертифікованих контейнерах, які забезпечують їхній захист від пошкоджень та ударів.

Пилові вантажі, такі як цемент чи вапно, повинні транспортуватися лише у транспортних засобах, конструкція яких передбачає роботу з сипучими матеріалами. Застосування спеціалізованих машин запобігає розсипанню, витокам або розпиленню вантажу, що може негативно вплинути на довкілля, створити загрозу для працівників і знизити якість самого матеріалу.

Граничні норми фізичного навантаження також є важливим елементом охорони праці. Максимальна дозволена маса для перенесення вручну становить 50 кг для чоловіків і 20 кг для жінок. Щоб уникнути травм та перевантаження опорно-рухового апарату, вантажі масою понад 20-25 кг необхідно переміщувати за допомогою механізованих засобів. Використання підйомно-транспортного обладнання не лише підвищує безпеку працівників, а й сприяє ефективній організації вантажно-розвантажувальних процесів.

Вантажопідйомні механізми на вантажно-розвантажувальному майданчику потрібно розташовувати так, щоб забезпечити вільні проходи для людей шириною не менше 0,8 м. Проїзди для техніки мають бути щонайменше 2,5 м, що гарантує безпечний рух транспортних засобів у робочій зоні.

Раціональне планування майданчика допомагає уникнути аварійних ситуацій, забезпечує безпечну роботу персоналу та підвищує ефективність виконання операцій. Правильне розміщення обладнання й вантажів зменшує ризики травмування та сприяє організованості виробничого процесу.

Під час горизонтального переміщення вантаж необхідно попередньо підняти не менш ніж на 0,5 м над можливими перешкодами. Це дає змогу уникнути контакту з предметами, що можуть завадити руху, та мінімізує ймовірність пошкодження вантажу або обладнання.

Важливим параметром під час вантажно-розвантажувальних операцій є швидкість вітру. Якщо вона перевищує 12 м/с, роботи з використанням механізмів

необхідно негайно припинити. Це дозволяє уникнути ситуацій, коли сильні пориви можуть знизити стійкість вантажу або спричинити його падіння.

Загальний рівень безпеки та продуктивності робіт напряму залежить від дотримання встановлених норм. Працівники повинні відповідально ставитися до своїх обов'язків, враховувати можливі ризики й діяти дисципліновано. Виконання визначених вимог гарантує не лише захист персоналу, а й підвищує ефективність роботи підприємства в цілому.

5.2 Вимоги правил Регістру судноплавства України щодо захисту електричного обладнання

Частини обладнання, що потребують заміни або обслуговування, мають бути доступними для швидкого демонтажу без розбирання основних вузлів. Гвинтові кріплення повинні бути захищені від самовільного відгвинчування, а гвинти й гайки зберігатися у спеціальних контейнерах або системах, що запобігають їх втраті.

Ущільнювальні прокладки дверцят, кришок, оглядових отворів та сальників повинні бути стійкими до хімічних впливів, температури та механічних навантажень. Їхнє кріплення має гарантувати надійну фіксацію, щоб запобігти пошкодженню або зміщенню під час експлуатації, що забезпечує герметичність і продовжує термін служби обладнання.

Щитки, кришки та кожухи електрообладнання в доступних зонах повинні відкриватися лише спеціальними інструментами, щоб уникнути контакту з струмоведучими частинами. Всі дії мають виконуватися відповідно до встановлених інструкцій і правил безпеки.

Електричні системи, схильні до утворення конденсату, повинні мати ефективні пристрої для його відведення та внутрішні канали, що запобігають накопиченню вологи. Обмотки та інші струмоведучі елементи слід розташовувати або захищати так, щоб вони не контактували з конденсатом, що мінімізує ризики корозії, пошкоджень і коротких замикань. Регулярний огляд і обслуговування

систем спеціалізованим персоналом дозволяє своєчасно виявляти конденсат, знос або ушкодження, забезпечуючи безпечну та надійну роботу обладнання.

Електричні установки, розташовані в нижніх частинах приміщень із високою вологістю, повинні мати конструкцію, що обмежує потрапляння вологи та масляних парів. Прилади, які потребують мастила, пари або води, слід захищати спеціальними елементами, щоб уникнути контакту з струмоведучими частинами. Відстані між компонентами різного потенціалу, заземленими елементами та кожухом повинні відповідати технічним нормам, а ізоляційні матеріали обирати з урахуванням їхніх властивостей. Внутрішній монтаж слід виконувати багатопровідним дротом із чітким маркуванням, що забезпечує надійність, безпечність та зручність обслуговування.

Для внутрішнього монтажу пультів, розподільчих пристроїв та інших елементів комутаційних систем слід використовувати дроти з площею перерізу не менше 1 мм^2 , що забезпечує належну провідність і запобігає перегріванню та аваріям. Для систем керування, сигналізації, вимірювання та зв'язку дозволяється дріт перерізом від $0,5 \text{ мм}^2$. Струмопровідні частини повинні бути надійно закріплені, уникати додаткових механічних навантажень і не монтуватися гвинтами безпосередньо в ізоляційний матеріал, щоб не пошкодити ізоляцію та уникнути небезпеки ураження електричним струмом.

Кінцеві елементи багатожильних кабелів і проводів повинні оброблятися відповідно до типу затискачів і можуть оснащуватися спеціальними наконечниками для надійного контакту та захисту від пошкоджень. Ізольовані дроти слід укладати і фіксувати так, щоб ізоляція залишалася ефективною навіть під дією вібрацій, електродинамічних сил та механічних ударів. Необхідно контролювати допустимі температурні режими під час експлуатації та короточасних перевантажень, щоб уникнути перегріву, витоку струму чи пожежі. Підключення до клем або шин виконують з особливою обережністю, забезпечуючи збереження ізоляції та запобігаючи ризику короткого замикання або перегрівання.

Вибір електричного обладнання має відповідати умовам його експлуатації та передбачати захист від негативних факторів, таких як підвищена вологість або

агресивне середовище. Це дозволяє захистити не лише обладнання, а й персонал. Крім технічних заходів, важливо проводити навчання та інструктажі працівників, що забезпечує безпечні умови роботи та зменшує ризик ураження електричним струмом.

5.3 Вимоги правил СОЛАС-74 до основних джерел електроенергії та системи освітлення

Проектування суднових електросистем передбачає створення надійного основного джерела електроенергії, здатного живити всі системи та пристрої, зазначені у правилах II-1/40.1.1. Основне джерело повинно включати мінімум два генератори, розраховані так, щоб у разі виходу одного з них з ладу забезпечувався безперервний електропостачання необхідних систем, включно з житловими та побутовими приміщеннями. Електрообладнання має стабільно функціонувати незалежно від частоти чи напрямку обертання головних механізмів і валопроводу, забезпечуючи надійну роботу всіх суднових пристроїв у різних умовах експлуатації.

Генератори на судні повинні бути спроектовані та встановлені таким чином, щоб у випадку виходу з ладу будь-якого окремого агрегату або його первинного джерела енергії інші генератори могли безперервно забезпечувати електроживлення всіх критично важливих систем і пристроїв. Це особливо важливо для запуску головних механізмів судна в тих випадках, коли воно перебуває в неробочому стані, наприклад під час стоянки, перевантаження або технічного обслуговування.

Для досягнення цієї мети допускається застосування аварійного джерела електроенергії, яке має достатню потужність для забезпечення функціонування всіх необхідних систем як самостійно, так і в комбінації з іншими джерелами живлення. Таке джерело дозволяє підтримувати роботу пристроїв і систем, що потребують безперервного електроживлення відповідно до вимог правил II-1/42.2.1–42.2.3 та 43.2.1–43.2.4, включаючи системи керування, сигналізації, освітлення, вентиляції та аварійного живлення.

Трансформатори повинні бути спроектовані та виготовлені таким чином, щоб забезпечувати безперебійну подачу електроенергії всім споживачам, гарантуючи стабільну роботу обладнання незалежно від зовнішніх умов, таких як коливання напруги, зміни режимів роботи суднових механізмів або вплив погодних факторів.

Основне електричне освітлення, що охоплює пасажирські, службові та технічні зони судна, має отримувати живлення виключно від основного джерела електроенергії. Це забезпечує безперервність освітлення у всіх приміщеннях, критично важливих для безпеки екіпажу та пасажирів, і гарантує, що аварійні ситуації або вихід з ладу частини обладнання не вплинуть на роботу освітлювальної системи в нормальному режимі.

Система основного електричного освітлення повинна бути спроектована так, щоб аварії чи пожежі в приміщеннях з основним джерелом енергії, трансформаторами, головним розподільчим щитом або щитом освітлення не призводили до виходу з ладу системи аварійного освітлення, як передбачено правилами П-1/42.2.1–42.2.2 і 43.2.1–43.2.3. Аварійне освітлення, навпаки, має зберігати працездатність при аварії в приміщеннях з аварійним джерелом, трансформаторами та аварійними щитами, не впливаючи на основну систему. Головний розподільчий щит повинен бути розташований максимально близько до основної електростанції, щоб забезпечити безперервність живлення; порушення постачання можливе лише при аварії в межах одного приміщення.

Якщо сумарна потужність головних генераторів перевищує 3 МВт, шини слід поділити мінімум на дві окремі секції, з'єднані знімними перемичками або іншими схваленими засобами. Підключення генераторів та дубльованого обладнання має забезпечувати максимально рівномірний розподіл навантаження між секціями. При цьому допускаються інші технічно обгрунтовані рішення, погоджені Адміністрацією, що відповідають встановленим нормам безпеки та експлуатації.

Судна, збудовані з 1 липня 1998 року, повинні дотримуватися наступних правил:

1) Живлення критично важливого обладнання має підтримуватися безперервно або відновлюватися негайно після виходу з ладу будь-якого генератора, щоб забезпечити нормальний рух і управління судном.

2) Для захисту генераторів від тривалих перевантажень слід передбачити механізми скидання навантаження або їх еквіваленти, що дозволяють уникнути пошкоджень та аварійних ситуацій.

3) Основна електрична шина повинна мати мінімум дві секції, з'єднані схваленими засобами, а підключення генераторів і дубльованого обладнання — розподілятися максимально рівномірно, що підвищує надійність електропостачання та безпеку всіх критично важливих систем на судні.

5.4 Висновок по розділу

В розділі представлені комплекси заходів щодо забезпечення належного рівня безпеки праці під час виконання вантажно-розвантажувальних робіт. Наведені та проаналізовані вимоги правил Регістру судноплавства України щодо захисту електричного обладнання та вимоги правил СОЛАС-74 до основних джерел електроенергії та системи освітлення.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі виконано огляд різновидів механізмів мостових кранів та наведено загальну характеристику сучасних кранових електроприводів. Визначено напрямок для наукової задачі дослідження, який полягає в розробці електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т. 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 мостового крана для механізмів підйому/спуску вантажу, переміщення вантажного візка та переміщення крана. Виконано вибір необхідного комплектного обладнання. Забезпечено роботу електропривода мостового крана без перегрівання виконавчих електродвигунів. Розроблено 3D модель конструкції електропривода мостового крана вантажопідйомністю 8 т з можливістю обробки вантажів у межах робочої зони розміром $18,5 \times 4,88 \times 12$ м. Представлено електричну принципову схему керування електроприводом механізму переміщення вантажного візка мостового крана та описано принцип її роботи.

Розглянуто питання охорони праці щодо особливостей застосування вирівнювання потенціалів для захисту персоналу від ураження електричним струмом. Розглянуті вимоги Регістру судноплавства України до систем відеоспостереження та сигналізації та вимоги правил СОЛАС-74 до аварійних джерел електроенергії на вантажних суднах.

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

1. Hui Li, Yanbo H., Jun Ma, Qiao W., Ying Zh., Hongxiao W. Research on variable universe fuzzy multi-parameter self-tuning PID control of bridge crane. *Applied sciences*, 2023, 13(8):4830. DOI: 10.3390/app13084830
2. Zhongye L., Chuntong L., Zhenxin He, Yuanying G., 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
3. Mirsad Č., Nedim P., Muamer D., Adis M., Senad O., Vahidin H. Mathematical modelling of bridge crane dynamics for the time of non-stationary regimes of working hoist mechanism. *Archive of mechanical engineering*, 2022, 69(2):189-202. DOI: 10.24425/ame.2022.140415
4. Lei T., Zhong T., 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
5. Yanyang L., Renxing Li, Tianle L., Chenmin L., Tianlei W., Yuebang He. An enhanced coupling optimal trajectory planning for bridge cranes. *Journal of mechanical engine*, 2023. DOI: 10.1177/09544062231190797
6. Chovnyuk Y., Cherednichenko P., Kravchyuk V., Ostapushchenko O., Kravchenko I. 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
7. Tianlei W., Nanlin T., Jiongzhi Q., Zhaoming Zh., Chengmin L., Hongmin W. 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
8. Josef M. Dynamical model for calculation transverse forces between overhead bridge crane and crane runway. *IOP conference series materials science and engineering*, 2020, 728(1):012001. DOI: 10.1088/1757-899X/728/1/012001

9. Haojie L., Xuyang L. Data-driven active learning control for bridge cranes. *Mathematical and computational applications*, 2023, 28(5):101. DOI: 10.3390/mca28050101
10. Yanchao Zh., Hua W., Xiangdong Li, Qinghua R., Yunwen F., Xiaofeng X. Fatigue reliability analysis of bridge crane metal structure considering maintenance. *Journal of physics conference series*, 2022, 2383(1):012060. DOI: 10.1016/B978-0-12-820139-8.00012-7
11. 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
12. Fan Bo, Yi Zh., Hangyu Zh., Jianxiang W., Lifan S. Load energy coupling-based underactuated control method on trajectory planning and anti-swing for bridge cranes. *Journal of computational and nonlinear dynamics*, 2025. 20(5). P. 1-14. DOI: 10.1115/1.4068011
13. Renjie Wu, Yaohua F., Youshan G., Aihong W., Shengqi L. Research on anti-swing of bridge crane based on serial fuzzy PID with IVY algorithm. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part d journal of automobile engineering*, 2025. DOI: 10.1177/09544070251327694
14. Haiyan Q., Yan Wu, Zhen Q., Hengyue H., Sheng Q. The research on the skew force caused by skew operation of bridge cranes. *Transactions of the institute of measurement and control*, 2025. DOI: 10.1177/01423312251350196
15. Shi-hua Li, Ke-xin Li, You-shan G., Ai-hong W. Neural network adaptive robust control strategy for bridge crane based on partial state feedback of trolley. *Journal of mechanical science and technology*, 2025. 39(11). DOI: 10.1007/s12206-025-0949-z
16. Лівінський О.М., Курок О.І., Пелевін Л.Є. Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини: підручник. – К.: «МП Леся», 2016. – 676 с.
17. Слободян, Н.М. Вантажопідйомні машини: Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 87 с.
18. Тіщенко Л.М. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів: Навчальний посібник. – Харків, 2003. – 401 с.

19. Бондарев В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П., Бондарев С.В., Горбатенко Ю.П., Барабанов В.Я. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: підручник. – К.: 2009. – 734 с.

20. Лавріненко Ю.М., Савченко П.І., Синявський О.Ю., Войтюк Д.Г., Голодний І.М. Основи електропривода: учбовий посібник. Київ: Ліра-К, 2017. – 524 с.

21. Воскобойник В.Е., Бородай В.А., Боровик Р.О., Нестерова О.Ю. Основи електропривода виробничих машин та комплексів: навч. посіб. – Д.: НТУ «Дніпровська політехніка», 2021. – 254 с.

22. Грибан В. Г., Негодченко О. В. Охорона праці: навчальний посібник. – К.: Центр учбової літератури, 2009. – 280 с.

23. Регістр судноплавства України [Електронний ресурс]. – 2025. – Режим доступу до ресурсу: http://91.203.91.178/books/PCBSS4_2025.pdf (дата звернення: 20.11.2025)

24. Правила улаштування електроустановок [Електронний ресурс]. – 2025. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ua/catalog/docpage.html?id_doc=72758 (дата звернення: 22.11.2025).