

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин та ЛТМ

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Кран мобільний однобалковий Q = 32+10T

Виконав: студент(ка) IV курсу, групи М-312сп

Спеціальності 133 Технологічне машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Лінійно-траєкторні машини та механізми

Корсиенко Б.Р.

(прізвище та ініціали)

Керівник Сидоренко М.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Фралов Р.О.

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин та ЛТМ
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 Технологія машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, будівельні, металургійні машини та обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 20 _____ року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Корнієнко Богдан Русланович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран мостовий однобалковий $Q = 32 + 10t$

керівник проєкту (роботи) Сидоренко Михайло Володимирович, доктор, кандидат тех наук,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 25 » квітня 20 25 року № 202

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 10.06.2025 року

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Кран мостовий, вантаж підйомна сила $Q = 32 + 10t$ і допоміжною механізми $32t$ та $10t$ відхилення $22,5$ м

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис дієвої машини 3. Розрахунок швидкості мах підйому

3. Розрахунок моментів мах підйому 4. Розрахунок механізму пересування візка 5. Розрахунок механізму пересування крану 6. Перевірка розрахунок габаритної ділки 7. Вибір апаратури керування 8. Розрахунок електричного ервкту від виробування нового крану 9. Охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

„Кран мостовий однобалковий“ лист 1 формат А0, „Металоконструкція крана“ лист 2 формат А0, „Механізм зовнішнього підйому“ лист 3 формат А1, „Механізм горизонтального підйому“ лист 4 формат А1, „Механізм пересування крану“ лист 5 формат А1, „Привід“ лист 6 формат А1

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Сидоренко М.В	25.04.2025	
2	Сидоренко М.В	23.05.2025	
3	Сидоренко М.В	10.05.2025	
4	Сидоренко М.В	15.05.2025	
5	Сидоренко М.В	20.05.2025	
6-7	Сидоренко М.В	25.05.2025	
8-9	Сидоренко М.В	05.06.2025	

7. Дата видачі завдання « 25 » квітня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Опис базової машини		
2	Розрахунок головки механізму підчому		
3	Розрахунок доплітково механізму підчому		
4	Розрахунок механізму пересування візка		
5	Розрахунок механізму пересування крана		
6	Перевірочний розрахунок головної балки		
7	Вибір опорної кривої керування 4-го зчлену		
8	Розрахунок ексцентрисної сфери від виведення крана		
9	Охорони праці		

Студент


(підпис)


(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)


(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломний проект: 81 стор., 4 табл., 19 рис., 25 джерел

Мета роботи – розрахунок механізмів роботи мостового крану вантажопідйомністю 32т (для основного підйому) та 10 т (для допоміжного підйому), вибір редукторів, двигунів та гальм для всіх елементів конструкції.

Вантажопідйомні машини служать для вантажно-розвантажувальних робіт, переміщення вантажів у технологічному ланцюзі виробництва або будівництва й виконання ремонтно-монтажних робіт з великогабаритними агрегатами. Мостові крани залежно від призначення й характеру виконуваної роботи постачають різними вантажозахватними пристроями: гаками, грейферами, спеціальними захопленнями й т.п. Мостовий кран досить зручний для використання, тому що завдяки переміщенню по кранових шляхах, розташованих у верхній частині цеху, він не займає корисної площі.

В дипломному проекті проводиться розрахунок всіх механізмів мостового крану з прольотом 22,5м вантажопідйомністю головного і допоміжного механізмів відповідно 32т и 10т, виконаного на основі базової конструкції з перерахунком для нових габаритів виробничої будівлі.

МОСТОВИЙ КРАН, ПОЛІСПАТ, КАНАТ, РЕДУКТОР, МУФТА, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, ГАЛЬМО, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, СИЛОВИЙ КОНТРОЛЕР, ВІЗОК, ГАК.

ЗМІСТ

Вступ.....	9
1. Опис базової машини.....	12
1.1 Переваги однобалкових кранів.....	12
1.2 Опис схеми крана, що розробляється.....	15
2. Розрахунок головного механізму підйому.....	17
2.1 Вибір кінематичної схеми головного механізму.....	17
2.2 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	18
2.3 Вибір вантажного каната.....	19
2.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	20
2.5 Вибір гака.....	21
2.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	22
2.7 Розрахунок елементів підвіски.....	23
2.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	27
2.9 Вибір редуктора.....	28
2.10 Вибір муфт.....	29
2.11 Перевірка двигуна за часом пуску.....	30
2.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	31
3. Розрахунок допоміжного механізму підйому.....	33
3.1 Вибір кінематичної схеми допоміжного механізму.....	33
3.2 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	33
3.3 Вибір вантажного каната.....	34
3.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	34
3.5 Вибір гака.....	35
3.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	36
3.7 Розрахунок елементів підвіски.....	36
3.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	38
3.9 Вибір редуктора.....	39
3.10 Вибір муфт.....	40

3.11	Перевірка двигуна за часом пуску.....	41
3.12	Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	41
4.	Розрахунок механізму пересування візка.....	43
4.1	Вибір схеми механізму пересування візка.....	43
4.2	Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	43
4.3	Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів.....	44
4.4	Опір пересування візка.....	44
4.5	Визначення потужності двигуна, його вибір.....	45
4.6	Вибір редуктора.....	47
4.7	Вибір муфт	48
4.8	Вибір гальм.....	48
4.9	Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою.....	50.
5.	Розрахунок механізму пересування крану.....	52
5.1	Вибір схеми механізму пересування крану.....	52
5.2	Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	52
5.3	Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів.....	52
5.4	Опір пересування крану.....	53
5.5	Визначення потужності двигуна, його вибір.....	53
5.6	Вибір редуктора.....	54
5.7	Вибір муфт	54
5.8	Вибір гальм.....	55
5.9	Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою.....	56
6.	Перевірочний розрахунок головної балки.....	57
7.	Вибір апаратури керування й захисту.....	63
7.1	Опис принципової схеми електроустаткування крана.....	63
7.2	Контролери, кранові кінцеві вимикачі, реле для захисту ланцюгів кранових.....	64
7.3	Резистори, захисна панель, запобіжники.....	66

8 Розрахунок економічного ефекту від впровадження нового крану.....	69
8.1 Вступ.....	69
8.2 Розрахунок необхідної кількості циклів для розвантаження вантажного вагона.....	69
8.3 Розрахунок години одного циклу.....	70
8.4 Розрахунок орієнтованого години простою потягу під перевантаженням..	71
8.5 Розрахунок вартості години простою потягу під перевантаженням.....	71
8.6 Розрахунок річного економічного ефекту від використання нового типу крана.....	72
9. Охорона праці.....	74
9.1 Аналіз потенційних небезпек.....	74
9.2 Заходи по забезпеченню безпеки.....	74
9.2.1 Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт.....	74
9.2.2 Вимоги щодо оснащення крана.....	76
9.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці.....	78
9.3.1 Оздоровлення повітряного середовища.....	78
9.3.2 Виробниче освітлення.....	79
9.4 Пожежна безпека.....	80
9.5 Заходи з цивільної оборони.....	81
Висновки.....	82
Список літератури.....	

ВСТУП

Будівельна техніка, перш за все крани, є найважливішим сегментом технологічно-логістичних операцій у складських приміщеннях і виробничих потужностях. Саме вони відповідають за транспортування вантажів у вертикальній або горизонтальній площині по приміщенню виробництва. Залежно від конструкційних особливостей крана, його умов роботи та використання, крани поділяються на кілька категорій: козлові, мостові, порталні, баштові крани тощо. В даний час більш широко використовуються крани мостового типу на складах, майстернях, у будівництві разом з обробкою та транспортуванням матеріалів. Вони стали популярними, тому що займають менше місця на ділянці виробничих приміщень і тому можуть перевозити великі важкі вантажі в двох напрямках.

Конструкція мостового крана значною мірою визначається особливостями виробництва і характером технологічного процесу. Проте деякі частини, наприклад, підйомно-транспортні пристрої, є спільними для всіх версій цих промислових машин. Сучасні мостові крани оснащені електроприводами, які складаються з асинхронних електродвигунів, стартових регулювальних пристроїв, електромагнітних гальм, блоків управління, систем захисту та сигналізації, обмежувачів та струмознімачів. Живлення на кран подається через тролей або дроти, що є гнучкими та зручними під час монтажу кранової установки. Усі компоненти електрообладнання проєктуються з урахуванням специфічних умов експлуатації у конкретному виробництві.

Для захоплення та переміщення різних типів вантажів, мостові крани обладнані різними типами пристроїв для захоплення : електромагнітами, гаками, грейферами, захватними кліщами тощо. Найуніверсальніші та найпоширеніші моделі підйомних кранів оснащуються гачковим підвісом або швидкороз'ємними пристроями на основі електромагнітного підключення, що дозволяє ефективно транспортувати великі і важкі заготовки, а також насипні і листові матеріали. Незалежно від конфігурації крану, його основними компонентами зазвичай є підйомні і поперечні механізми. За їх вантажопідйомністю крани зазвичай

поділяються на три основні групи: малі (до 10 тонн), середні (10-25 тонн) і великі (понад 50 тонн), що дає можливість адаптувати обладнання для певного виробничого або складського процесу перевезення вантажів.

Транспортування вантажів за допомогою підйому та переміщення є основною вимогою для будь-якої виробничої, будівельної або транспортної системи в промисловості. Для виконання таких операцій у цих машинах застосовуються різні підйомні пристрої, що забезпечують ефективні операції завантаження-розвантаження, рух елементів вздовж технологічних ліній, а також проводять монтаж і демонтаж великогабартних об'єктів.

Сучасні вантажопідіймальні установки, оснащені електричними приводами, демонструють значну потужність у роботі. Діапазон потужностей електроприводів, які використовуються в кранах, варіюється від кількох сотень ват до 1000 кВт, а з урахуванням перспектив розвитку техніки — може досягати навіть 1500–2500 кВт.

Мостові крани є одними з найпопулярніших типів підйомних засобів і добре адаптуються до умов експлуатації. Відповідно до виконуваної роботи можна приєднати до них широкий спектр вантажопідйомних пристроїв; стандартні гачки, магніти або спеціальні захоплення. Великою перевагою мостових кранів є їх конструкція, вони можуть пересуватися по рейках, встановлених у верхній частині будівель. Це дає можливість зберегти корисну площу, яка використовується для виробництва більшою.

На сьогоднішній день виготовлення вантажопідіймальних машин здійснюється великою кількістю спеціалізованих підприємств. Ці механізми широкого застосовуються в машинобудуванні, будівництві, металургічній промисловості, в гірnodобуваючих галузях, застосовуються на транспорті, тощо

Мостові крани активно експлуатуються як у приміщеннях такі як виробничі цехи, складські зони, так і на відкритому просторі. Їх стандартний температурний режим роботи охоплює діапазон від -40 до +40 °С. Окремі моделі мають підвищену стійкість до сейсмічних навантажень і можуть функціонувати в районах із ризиком землетрусів. Також конструктивно передбачено можливість їх експлуатації поблизу вибухонебезпечних об'єктів.

Метою даної дипломної роботи є розрахунок робочих механізмів мостового крана з вантажопідйомністю основного підйому 32 т і допоміжного — 10 т, а також вибір відповідних редукторів, електродвигунів і гальм для кожного вузла конструкції.

1. ОПИС БАЗОВОЇ МАШИНИ

1.1 Переваги однобалкових кранів

Мостовий кран — це тип вантажопідіймального обладнання, призначений для просторового переміщення вантажів у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Він пересувається по рейкових шляхах, розташованих на певній висоті над рівнем підлоги або землі, що дозволяє ефективно використовувати вертикальний простір приміщення без втрати корисної площі.

Крани загального призначення, зазвичай, обладнані гаковими вантажозахоплювальними пристроями, що дозволяє їм працювати з широким спектром штучних і пакетованих вантажів. За статистикою, такі «крюкові» крани становлять понад 60% від загальної кількості експлуатованих мостових кранів. Вантаж кріпиться до гака за допомогою стропів або спеціальних захоплень, що забезпечує універсальність застосування.

Однією з головних переваг мостових кранів є їхня конструктивна гнучкість. Завдяки модульності та сумісності з різноманітними допоміжними механізмами, такі крани можна легко адаптувати до специфіки виробництва. Наприклад, можливе оснащення кранів грейферами, магнітними захопленнями, кліщами, ізоляційними ковшами (для рідкого металу), а також системами обмеження навантаження й навіть кондиціонуванням.

Особливої уваги заслуговують однобалкові мостові крани — як опорного, так і підвісного типу. Вони відрізняються меншою масою (на 10–30% легші за двобалкові аналоги при тій же вантажопідйомності), що позитивно впливає як на вартість самого крана, так і на капітальні витрати на будівництво будівельної інфраструктури (колон, балок, естакад). Вертикальний габарит однобалкового крана менший, а отже, знижується і загальна висота промислового приміщення.

На рис. 1.3 показаний однобалковий кран вантажопідйомністю 50/10 т («Енергомонтажпроект») з консольним візком із приводними колесами. Механізми

головного й допоміжного підйому змонтовані на кінцевих балках моста. Установка на візку тільки верхніх блоків дозволяє зменшити висоту крана, а консольне розташування блоків — обслуговувати додаткову площу з торцевої сторони будинку.

Мостові крани загального призначення використовують також у складальних цехах (у якості монтажних), у машинних залах, у котелень і димососних відділеннях електростанцій. При роботі на відкритім повітрі (склади, контейнерні майданчики і т.д.) Вони переміщуються по шляхах, покладених на спеціальних естакадах

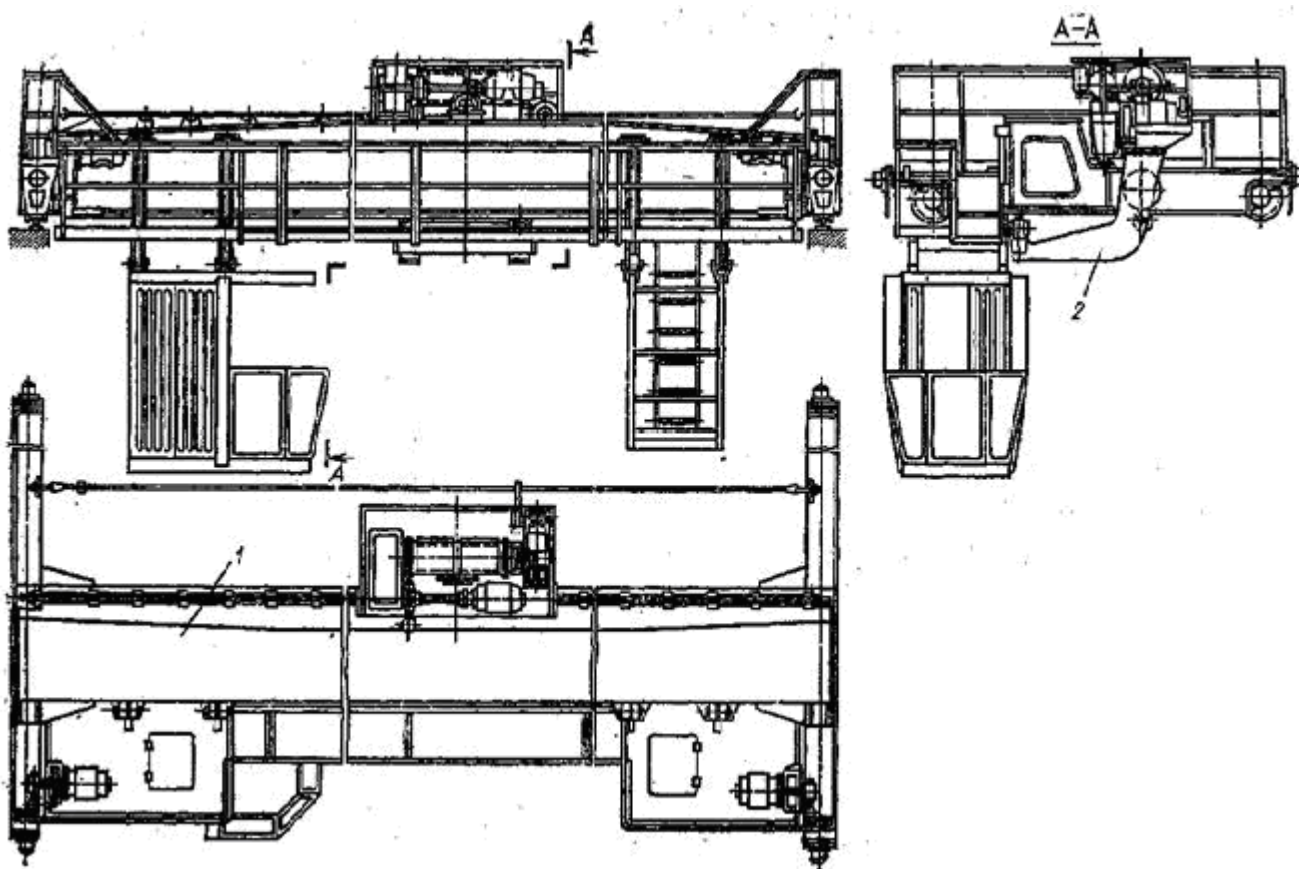


Рисунок 1.1. – Однобалковий кран

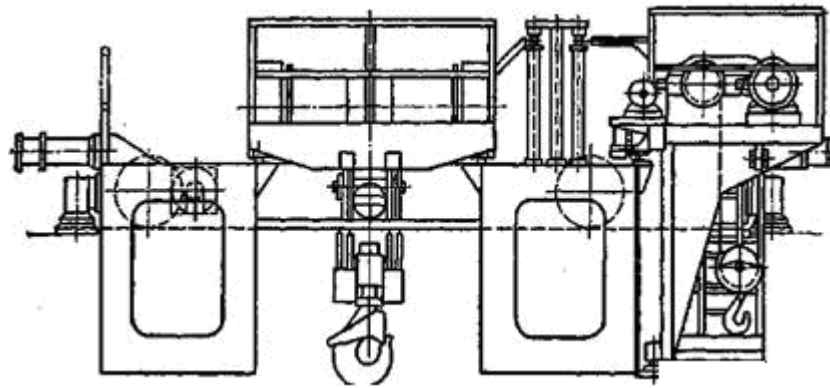


Рисунок 1.2 – Кран з опорної й консольної візками

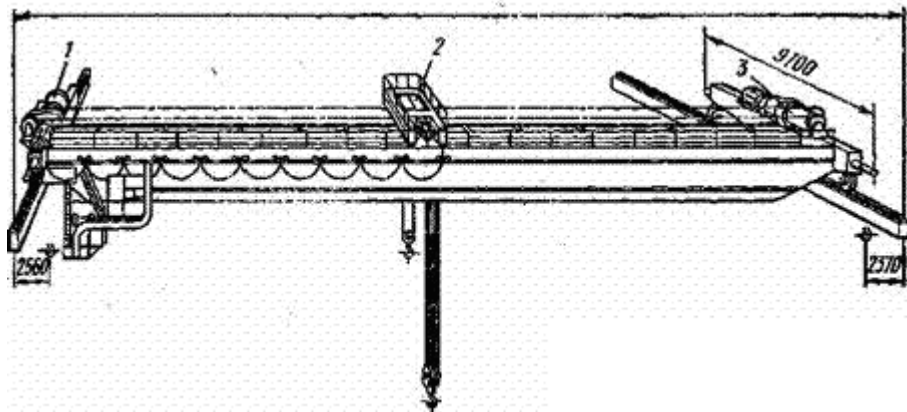


Рисунок 1.3 – Однобалковий кран зі стаціонарними механізмами підйому

Маса крана визначає не тільки його вартість, але й капіталовкладення на спорудження будинку або естакади, оскільки необхідно застосовувати будівельні конструкції (колони, балки) відповідних розмірів. У цьому плані певну перевагу мають однобалкові крани, у яких маса на 10-30% (залежно від прольоту) менше, чим у двухбалкових.

Вертикальний габарит крана визначає висоту, а отже, і вартість частини спорудження, розташованої вище підкранових колій.

З точки зору технологічності, легкість конструкції дозволяє ефективніше використовувати матеріали. При цьому коефіцієнт використання металу (відношення чистої маси до загальної кількості закупленого матеріалу) на виробництві таких кранів поки що не перевищує 0,7 — що підкреслює актуальність оптимізації вагових характеристик у сучасному проектуванні.

За типом конструкції, однобалкові крани бувають:

- Опорні, з типовою вантажопідйомністю до 5 тонн і прольотом до 25,5 м.
- Підвісні, що монтуються під несучі конструкції будівлі, з вантажопідйомністю до 5 тонн і максимальним прольотом до 34,8 м.

У кранах невеликої вантажопідйомності (до 5 тон) зазвичай використовують електроталі, керовані з підлоги. У разі більших навантажень застосовуються класичні підйомні механізми з управлінням з кабіни — нерухомої або рухомої. Швидкість пересування кранів залежить від системи управління: для керованих з підлоги — до 0,53 м/с, а для керованих з кабіни — до 1 м/с.

Конструктивно несуча балка у підвісних кранах зазвичай виконується з двотавру, що при потребі посилюється вертикальними шпренгелями або фермами. Балки підвішують до ходових кареток, які переміщуються по двотаврових підкранових напрямних. Частина кареток обладнана приводом. Для безпеки передбачено спеціальні замки, що унеможливають перехід вантажного візка між сусідніми прольотами без контролю.

Завдяки малій масі, простоті монтажу та експлуатаційній гнучкості однобалкові крани є ефективним рішенням для цехів, складів, котелень, машинних залів, а також відкритих майданчиків.

1.2 Опис схеми крана, що розробляється

У рамках дипломного проекту передбачається розробка підвісного мостового однобалкового крана загального призначення з електроприводом. Кран має два вантажопідйомні механізми: головний механізм вантажопідйомністю 32 т та допоміжний — 10 т. Конструкція передбачає довжину прольоту 22,5 м і висоту підйому 14 м.

Швидкість підйому:

- для головного механізму — 0,14 м/с;
- для допоміжного — 0,338 м/с.

Режим роботи крана встановлено як середній (5К) згідно з класифікацією ISO 4301/1, що враховує циклічність навантажень, інтенсивність експлуатації та частоту пусків механізмів. Цей режим застосовується як для визначення розрахункових навантажень на механізми, так і при проектуванні основної металоконструкції.

Висота підйому визначається як відстань між крайнім нижнім і крайнім верхнім положеннями гака, та безпосередньо впливає на вибір конструкції барабанів, канатів і кінематичних схем підйомного механізму.

До основних складових частин крана належать:

- Металоконструкція — головною елементом є несуча балка (двотаврова або коробчаста конструкція), яка сприймає основні навантаження та передає їх на ходові каретки;
- Механізм пересування крана — забезпечує рух крана по підкрановим напрямним уздовж прольоту;
- Крановий візок — обладнаний власним приводом пересування, на якому розміщено обидва підйомних механізми;
- Кабіна керування — стаціонарного або рухомого типу, призначена для управління всіма операціями крана;
- Головний механізм підйому — електромеханічна система, розрахована на вантаж 32 т;
- Допоміжний механізм підйому — призначений для точного монтажного позиціонування або роботи з менш важкими вантажами (до 10 т).

У якості прототипу обрано підвісний мостовий кран виробництва ЗЕМЗ з прольотом 30 м та середнім режимом роботи. Однак, у розроблюваній моделі проліт зменшено до 22,5 м, що відповідає габаритним обмеженням та особливостям виробничого майданчика. Також передбачено зниження загального навантаження на будівельні конструкції за рахунок застосування більш легкої схеми та адаптації під менший обсяг вантажно-розвантажувальних робіт.

2. РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

2.1 Вибір кінематичної схеми головного механізму

Вихідні дані:

Вантажопідйомність $Q=32\text{т}$;

Висота підйому вантажу $H=12\text{м}$;

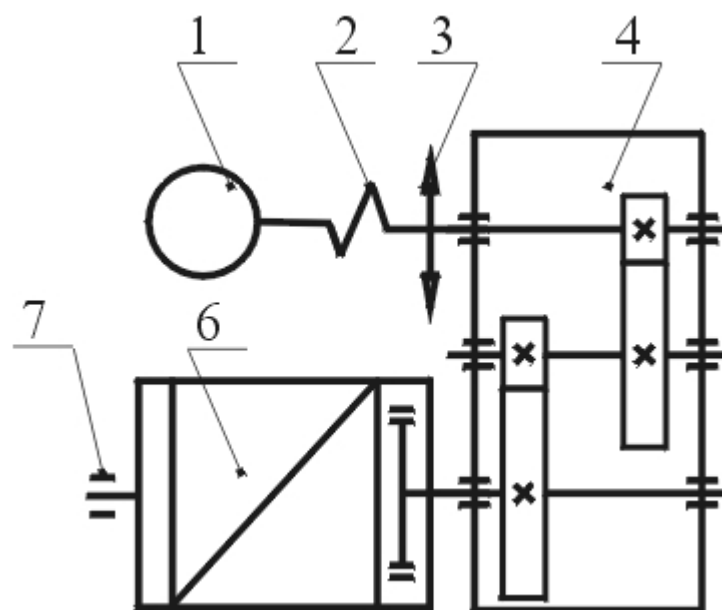
Швидкість підйому $V_v=0,14\text{м/с}$;

Група режиму роботи механізму 3М 5К легкий.

Виходячи з приведених даних вибираємо кінематичну схему наведену на рис.

2.1 оскільки привод компактний по ширині.

За схемою, привод є компактним за шириною. Вал редуктора та ось барабана розміщуються на двох опорах. Вал редуктора з низькою швидкістю має на кінці зубчасту напівмуфту, яка передає крутний момент на барабан через зубчасту напівмуфту, вмонтовану в барабан. Основні переваги цієї конструкції включають компактність, блочність та статичну визначеність. Проте, недоліком є обмежений доступ для огляду з'єднання редуктора з барабаном. Ця схема активно використовується в механізмах підйому мостових і консольних кранів..



1-електродвигун; 2-муфта; 3-гальмо; 4-редуктор; 5-відкрита зубчаста передача; 6-барабан.

Рисунок 2.1- Кінематичні схеми механізмів підйому

2.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Для механізму підйому обираємо здвоєний поліспасти.

Кратність поліспасти визначається так, щоб зусилля натягу однієї гілки каната не перевищувало 50 кН.

Відповідно, вибираємо кратність 4, що відповідає заданому діапазону вантажопідйомності. Після визначення поліспасти, розраховуємо його ККД:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} \quad (2.1)$$

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

i_n - кратність поліспасти.

n - кількість блоків.

$$\eta_n = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,9704$$

2.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держнаглядохоронпраці канат вибирають за розривним зусиллям $F_{\text{РОЗР}}$

$$F_{\text{РОЗР}} = K \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{розр}} \quad (2.2)$$

де K - коефіцієнт запасу міцності каната ([33] табл.2.1) $K=4,5$;

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

$$F_{\text{max}} = \frac{10^4(Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \eta^m} \quad (2.3)$$

$$G_n = (0,02 \dots 0,03)Q \quad (2.4)$$

де - Q - маса вантажа, т;

G_n - маса підвіски, т;

a - кількість гілок каната, які намотуються на барабан; $a=8$

m - кількість відхиляючих блоків.

$$G_n = (0,02 \dots 0,03) \cdot 32 = 0,8 \text{ Т}$$

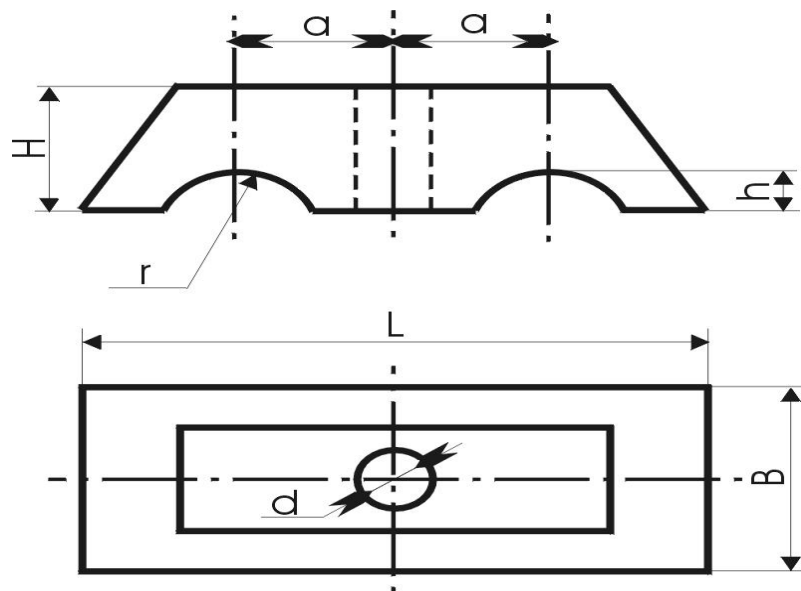
$$F_{m\alpha} = \frac{10^4(32 + 0,8)}{8 \cdot 4 \cdot 0,9704 \cdot 0,98^2} = 10998 \text{ Н}$$

$$F_{D\dot{I}\dot{C}D} = 4,5 \cdot 10998 = 49491 \leq 67000$$

Вибираємо канат конструкції 21-Г-В-Н-1770 ДСТУ 7668-80 восьмигілковий, діаметр 21 мм, маса каната (1000 м), 513кг, маркувальна група 1770МПа.

2.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Ескіз накладки приведено на рис. 2.2



$a=13\text{мм}$, $L=40\text{мм}$, $B=40\text{мм}$, $H=12\text{мм}$, $h=1,5\text{мм}$, $r=10\text{мм}$, $d=13\text{мм}$, шпилька М12

Рисунок 2.2 – Ескіз накладки

Зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{KP} = \frac{F_{m\alpha}}{e^{f\alpha}} \quad (2.5)$$

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

$f = 0,16$ - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3\pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана незмотуєними гілками,

прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

$$F_{KP} = \frac{10998}{2,72^{0,161,5}} = 8650 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{KP}}{d_1^2 [\sigma]_P} \quad (2.6)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різі гвинта (шпильки).

$[\sigma]_P = 50 \dots 60$ МПа - допускове напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

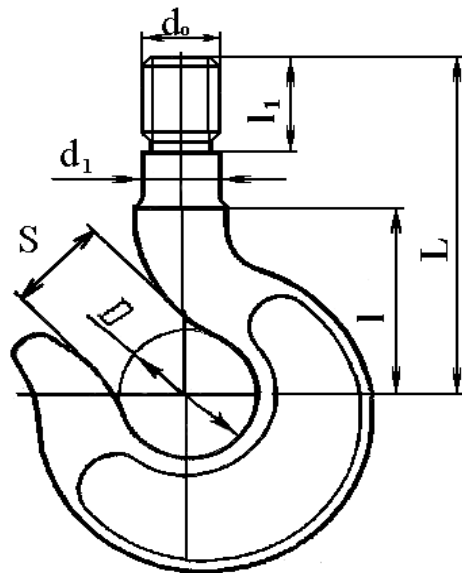
Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 8650}{22^2 \cdot 50} = 3,67 \approx 4$$

2.5 Вибір гака

Гак вибираємо за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи для машинного приводу. Приймаємо кований однорогий гак за ДСТУ 6627-74 № гака 22, що відповідає режиму 3М та вантажопідйомності 32т.

Ескіз гака наведено на рис. 2.3.



$D=170\text{мм}$, $S=130\text{мм}$, $d_1=100\text{мм}$, $d_0=\text{трап}90 \times 12$ $L=820\text{мм}$, $L \geq 250\text{мм}$, $l_1=115\text{мм}$

Рисунок 2.3 – Ескіз гака

2.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по центру каната

$$D_{\min} = h \cdot d_K \quad (2.7)$$

де d_K - діаметр каната, мм;

h - коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи ([33] табл.4.2);

Мінімально допустимий діаметр блоків

$$D_{\min} = 20 \cdot 21 = 420 \text{ мм}$$

Мінімально допустимий діаметр барабанів

$$D_{\min} = 18 \cdot 21 = 378 \text{ мм}$$

Обираємо стандартний діаметр барабану $D=900$ мм

Діаметр блоку 560 мм.

Число витків нарізок на барабані

$$Z = \frac{Hi_n}{\pi D} + 4,5 \quad (2.8)$$

де H - висота підйому вантажа, м;

D - діаметр барабана по центру каната, м;

4,5 - число витків кріплення каната та запасних.

$$Z = \frac{12 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,9} + 4,5 = 21$$

Довжина нарізки на барабані

$$l = Zp \quad (2.9)$$

де $p \geq 1,1d_K$ - крок нарізки на барабані, мм.

$$l = 21 \cdot 1,1 \cdot 21 = 485,1 \text{ мм}$$

Загальна довжина барабану, мм:

$$\text{при здвоєному поліспасти} - L = 2l + 2b + c, \quad (2.10)$$

де $b = 3p$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$\delta_p = d_k$ - товщина реборди;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70...120$ мм.

$$L = 2 * 485.1 + 2 * 1,1 * 21 + 100 = 1116 \text{ мм}$$

Товщину стінки барабана приймаємо, мм:

$$\text{для сталевого барабана } \delta = 0,01D + 3, \quad \text{або } \delta \approx 1,2d_k. \quad (2.11)$$

$$\delta \approx 1,2 * 21 \approx 25.2 \text{ мм}$$

З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм (у нашому випадку умова виконана).

Стінки барабана перевіряємо по напруженню стиску

$$\sigma_{\dot{N}\dot{O}} = \frac{F_{ma\dot{o}}}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{CT}, \quad (2.12)$$

для барабанів зі сталі 25Л, 35Л і 40ГЛ $[\sigma]_{CT} = 120$ МПа.

$$\sigma_{\dot{N}\dot{O}} = \frac{10998}{21 \cdot 12} = 43.7 \leq 120$$

2.7 Розрахунок елементів підвіски

Для розрахунку підвіски викреслимо ескіз підвіски з розрізом по осі блоків (рис.2.4).

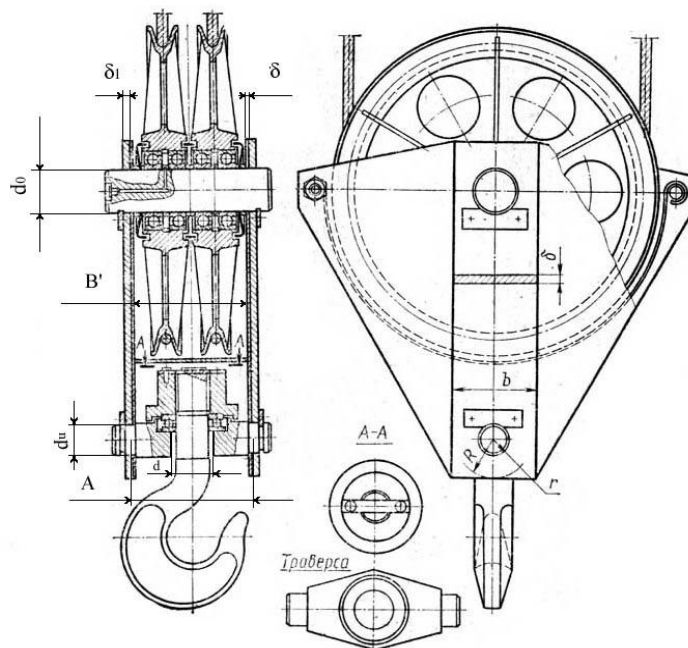


Рисунок 2.4 – Нормальна гакова підвіска

Висоту гайки гака приймаємо рівною довжині різьбового хвостовика, діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру $D_n=0,23$ м упорного підшипника. Упорний підшипник гака вибираємо за статичною вантажопідйомністю $C_o = 1,2Q = 38,4$ і діаметром шийки гака.

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибираємо за динамічною вантажопідйомністю C , Н:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_6}{1745}} \leq [C]_{ВП} \quad C = P_E \sqrt[3]{\frac{60n_6 L_{10h}}{10^6}} \leq [C]_{ВП} \quad (2.13)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

$$P_E = 1,2 F_{\max} K_Q K_V K_d \quad (2.14)$$

K_Q - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи ($K_Q = 0,55$ для 3М та 4М, $K_Q = 0,79$ для 5М, 6М);

K_V - коефіцієнт кільця при обертаючомуся зовнішньому кільці

$$K_V = 1,35;$$

K_d - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому $K_d = 1,2$;

n_6 - частота обертання блока, хв.⁻¹;

ω_6 - кутова швидкість блока, с⁻¹;

$$P_E = 1,2 \cdot 10998 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 11759 \text{ Н}$$

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D}; \quad \omega_6 = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D} \quad (2.15)$$

V_B - швидкість підйому вантажа, м/с;

i_n - кратність поліспасти;

L_{h10} - ресурс служби підшипника, год. Для 3М $L_{h10} = 1000$ год;

D - діаметр блока по осі каната, м.

$$\omega_a = \frac{2 \cdot 0,14 \cdot (4-1)}{0,56} = 1,5 \text{с}^{-1}$$

$$C = 11759 \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 1,5}{1745}} = 11186 \leq 38400$$

Вибраний типорозмір підшипника погоджується з діаметром осі блока або з діаметром цапфи поперечини. Розраховуємо вісь блока, поперечину (траверсу) та серезку. Розрахована відстань А між опорами блока та поперечини, мм

$$A = Z \cdot B_{\text{ол}} + 2\delta_1 + \delta_2 \quad (2.16)$$

де Z - кількість блоків на осі; $Z=3$

$B_{\text{ол}}$ - ширина блока, мм; $B_{\text{ол}} = 4\sqrt{D}$;

D - діаметр блока по осі каната, мм; $D=560$ мм

δ_1 - товщина стінки кожуха; $\delta_1 = 4$ мм;

δ_2 - товщина серезки; $\delta_2=20$ мм.

$$A = 3 \cdot 4\sqrt{560} + 2 \cdot 4 + 20 = 312 \text{ мм}$$

Найбільший згинаючий момент в небезпечному перерізі осі блока, Нм:

$$M = Z \cdot F_{\text{max}} \left(\frac{A}{2} - K \frac{B_{\text{ол}}}{Z} \right) \quad (2.17)$$

де Z - число блоків на осі;

F_{max} - максимальна сила в канаті, Н;

K - допоміжний коефіцієнт, який залежить від числа блоків на вісі. При $Z=3$, $K=2$

$$M = 3 \cdot 10998 \left(\frac{0,312}{2} - 2 \frac{4\sqrt{0,56}}{3} \right) = 306,49 \text{ Нм}$$

Діаметр осі блока, мм

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]_{3Г}}} \quad (2.18)$$

де $[\sigma]_{3Г}$ - допускане напруження згину, МПа (для осей з Ст.5, сталі 40 $[\sigma]_{3Г} = 100$ МПа).

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{306,49}{0,1 \cdot 100}} \approx 55,3 \text{ мм}$$

Розрахункова висота поперечини, мм:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]_{зг}}} \quad (2.19)$$

де M - згинаючий момент у небезпечному перерізі поперечини, Н·м;

$$M = \frac{10^4 Q \cdot A}{4} \quad (2.20)$$

де Q - маса вантажа, т;

A - розрахована довжина поперечини, мм;

B - ширина поперечини, мм;

d_o - діаметр отвору у поперечині під шийку гака, мм;

$[\sigma]_{зг}$ - допусчне напруження згину; $[\sigma]_{зг} = 90 \dots 100$ МПа. (для сталі

45).

$$M = \frac{10^4 \cdot 32 \cdot 0.312}{4} = 12.48 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot 12.5 \cdot 10^6}{(200 - 90) \cdot 100}} = 83 \text{ мм}$$

Сережку підвіски перевіряємо у перерізі, послабленому отвором під вісь блока або під цапфу поперечини, по напруженням розтягу, МПа

$$\sigma_p = \frac{10^4 Q}{2(B - d_o) \delta_2} \leq [\sigma]_p = 100 \text{ МПа} \quad (2.21)$$

$$\sigma_p = \frac{10^4 \cdot 32}{2(200 - 115) \cdot 20} = 94 \leq [\sigma]_p = 100 \text{ МПа}$$

Отвір у серзі перевіряємо по напруженням на зминання, МПа:

$$\sigma_{зМ} = \frac{10^4 \cdot Q}{2 \cdot d_o \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_{зМ} = 100 \text{ МПа} \quad (2.22)$$

де B - ширина сережки, мм;

d_o - діаметр отвору під вісь блока або під цапфу поперечини, мм;

δ_2 - товщина сережки, мм.

$$\sigma_{Ci} = \frac{10^4 \cdot 32}{2 \cdot 115 \cdot 20} = 69.5 \leq [\sigma]_{Ci} = 100 \text{ МПа}$$

2.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Перевірка на нагрівання

Електродвигун вибираємо з каталога по статичній потужності, кВт:

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_n}{\eta_3} \quad (2.23)$$

де $Q_{max} = (Q + G_n)$, т

V_n - швидкість підйому вантажу, м/с;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

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

$$Q_{max} = (32 + 0,8) = 32,8 \text{ т}$$

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot 32,8 \cdot 0,14}{0,85} = 54 \text{ кВт}$$

З каталогу ([33]табл. П4, П.5) вибираємо двигун: 4МТН280-М10, потужність 60кВт, частота обертання $n_e = 570 \text{ хв}^{-1}$, при ПВ=40%, момент інерції ротора $I_p = 0,9 \text{ кгм}^2$, максимальний крутний момент $T_{max} = 3200 \text{ (Н·м)}$, маса $m = 170 \text{ кг}$

Потужність вибраного двигуна перевіряємо за нагріванням

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25} \quad (2.24)$$

де K_{25} - коефіцієнт приведення потужності, $K_{25} = 0,5$; для 1М – 3 М режимів роботи;

$\gamma = 0,86$ - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність;

P_{25} - потужність двигуна при ПВ 25%. $P_{25} = 75 \text{ кВт}$

$$P_{\hat{A}\hat{A}} = 0,5 \cdot 0,86 \cdot 54 = 23,22 \leq 75$$

2.9 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому

$$U^I = \frac{n_d}{n_o} \quad (2.25)$$

де $n_o = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D}$ - частота обертання барабана, хв^{-1} ;

V_n - швидкість підйому вантажа, м/с ;

D - діаметр барабана по осі каната, м .

$$n_o = \frac{60 \cdot 0,14 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,9} = 11,8 \text{хв}^{-1}$$

$$n_o = 570 \text{хв}^{-1}$$

$$U^I = \frac{570}{11,8} = 48,6$$

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи.

Редуктор вибираємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (2.26)$$

Допускний граничний момент, який передається редуктором, Нм ,

$$T_{ГР} = \psi \cdot T_P \quad (2.27)$$

де T_P – табличне значення моменту на тихохідному валу редуктора;

ψ - кратність пускового моменту, для МЗ $\psi = 1,5$ [33]

$$T_{\tilde{D}} = 1,5 \cdot 33000 \approx 50000 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\Delta V = \frac{0,6}{48} \cdot 100\% = 1,25\% \leq 5\%$$

Обираємо редуктор РК600-50-22М-48 [34] (рис.2.5) оскільки він відповідає передаточному відношенню, граничному навантаженню, а також виконується у мові:

$$T_{ГР} = 50000 \leq [T_P] = 56130$$

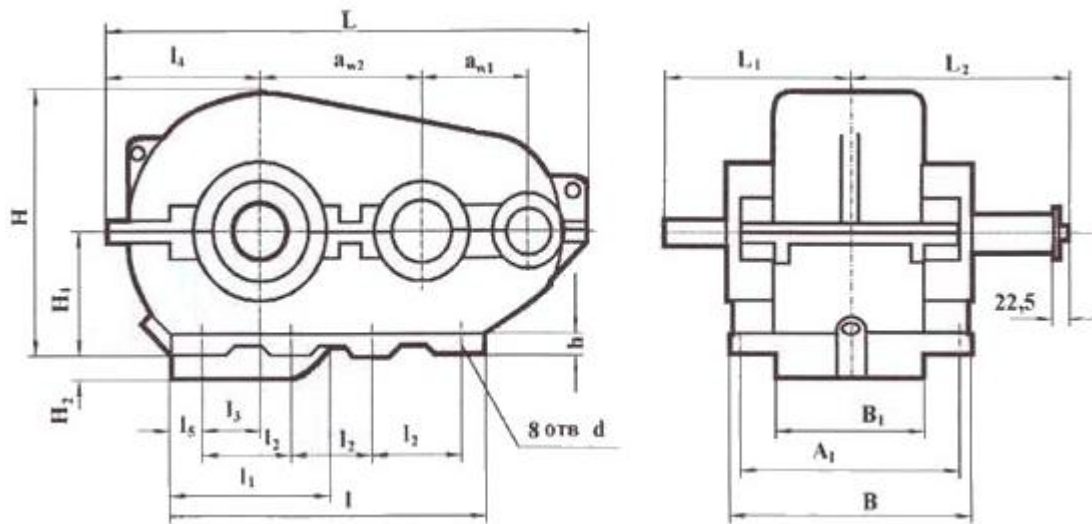


Рисунок 2.5 – Ескіз редуктора РК600-50-22М-48

2.10 Вибір муфт

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

До числа таких муфт відносять муфти зубчасті МЗ та МЗП (табл.111.5.1[34]), та пружну втулково-пальцьову МПВП (табл.111.5.6[34]). Одну з напівмуфт можна виконувати у вигляді гальмового шківa (табл.111.5.8, 111.5.9 [34]).

Муфту вибираємо (табл. П 11[33]) по розрахунковому моменту, Нм

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (2.28)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму; Для механізмів підйому $K_1=1,8$

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму, для ЗМ $K_2=1,1$

$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M$ - найбільший короткочасний момент.

$$T_M = 2000 \cdot 1,8 \cdot 1,1 = 3960 \leq 5600$$

Отже обираємо муфту зубчасту МЗ-4 ДСТУ 2742 - 94 максимальний крутячий момент 5600Нм (рис. 2.6).

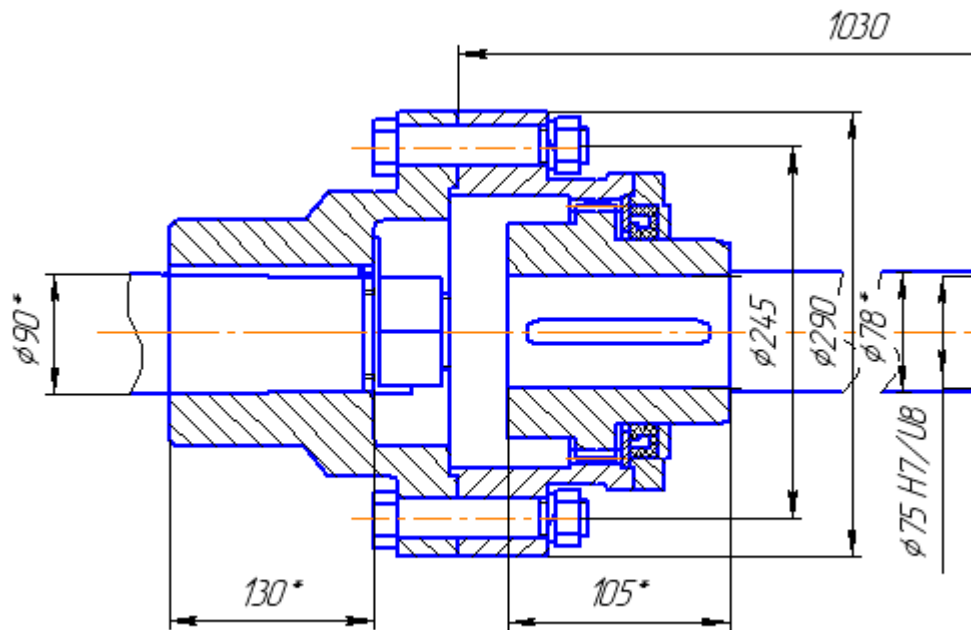


Рисунок 2.6 – Ескіз муфти

2.11 Перевірка двигуна за часом пуску

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} - T_H} \geq [t_n] = 1 \dots 2c \quad (2.29)$$

(знак мінус-при підніманні, знак плюс-при опусканні вантажу)

де I_{3B} - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу, кгм^2 ;

$$I_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3} \quad (2.30)$$

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна;

I_P, I_M - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти, кгм^2 ;

$m = 10^3 Q_{max}$ - маса вантажу, що підіймається, кг ;

D - діаметр барабана, м ;

i_n - кратність поліспасти;

U_p - передаточне число редуктора;

T_n^{CP} - середньопусковий момент двигуна, Н·м;

$$T_{II}^{CP} = \psi \cdot T_H \quad (2.31)$$

де $\psi = 1,5 \dots 1,6$ - середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму з фазним ротором типу МТН;

Номинальний момент двигуна, Нм

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\partial}}{\omega_{\partial}} \quad (2.32)$$

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 60}{59,85} = 1002,5 \text{ Нм}$$

$$T_{II}^{CP} = 1,5 \cdot 1002,5 = 1503,8 \text{ Нм}$$

$$I_{зв} = 1,2(5,25 + 0,6) + 32000 \frac{0,9^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 48,6^2 \cdot 0,85} = 7,22 \text{ кгм}^2$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажа, Н·м.

$$T_{CT} = \frac{10^4 (Q + G_{II}) D}{2 \cdot i_{II} \cdot U_p \cdot \eta_3} \quad (2.33)$$

де Q , G_{II} - маса вантажа та підвіски, т ;

D – діаметр барабана по осі каната, м.

$$T_{CT} = \frac{10^4 (32 + 0,8) 0,9}{2 \cdot 4 \cdot 48,6 \cdot 0,85} = 893 \text{ Нм}$$

$$t_n = \frac{7,22 \cdot 59,85}{1503,8 - 1002,5} = 2,05 \geq [t_n] = 1 \dots 2c$$

2.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажу вибираємо по необхідному гальмівному моменту T_r , Н м:

$$T_G = \frac{10^4 Q_{max} D \eta_o K_G}{2 i_n U_p} \quad (2.34)$$

де K_G - коефіцієнт запасу гальмування, для 3М режиму роботи, дорівнює 1,5.

$$T_{\hat{A}} = \frac{10^4 \cdot 32,8 \cdot 0,9 \cdot 0,97}{2 \cdot 4 \cdot 48} 1,5 = 736,5 \text{ Нм}$$

У механізмах підйому кранів звичайно встановлюють двоколодкові гальма типу ТКТ, ТКГ, або ТТ. Типорозмір гальмів вибираємо за каталогом так, аби виконувалось нерівність

$$T_{Г.К} \geq T_G \quad (2.35)$$

де $T_{Г.К}$ - номінальний гальмівний момент гальм за каталогом.

Дані про колодкові гальма, електромагніти, електро-гідроштовхачі, замикаючі пружини, муфти з гальмовим шківом, з'єднуючі вал двигуна з валом редуктора, вибираємо у табл. П.6-П.11.[33]

Вибираємо гальма ТКГ-400 $T_{Г.К} = 1500 \geq 736,5 \text{ Нм}$

Діаметр гальмівного шківа, 400 мм; Ширина гальмівної колодки, 180 мм, Відхід колодок від шківа $\varepsilon=1\text{мм}$, тип гідро-штовхача Т-75, Маса гальма з гідроштовхачем, 179кг [33]

3. РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

3.1 Вибір кінематичної схеми головного механізму

Вихідні дані:

Вантажопідйомність $Q=10\text{т}$;

Висота підйому вантажу $H=14\text{м}$;

Швидкість підйому $V_v=0,338\text{м/с}$;

Група режиму роботи механізму 3М 5К легкий.

В кранобудуванні знайшли широке використання кінематичні схеми механізмів підйому, які показані на рис.2.1.

Виходячи з приведених даних вибираємо кінематичну схему (в) оскільки привод компактний по ширині.

3.2 Вибір схеми та кратності поліспада

Обираємо здвоєний поліспаст для механізму підйому.

Кратність поліспада вибираємо такою, щоб зусилля натягу однієї гілки каната не перевищувало 50 кН.

Отже обираємо кратність 4, що відповідає заданому діапазону вантажопідйомності.

Після вибору поліспада визначаємо його ККД:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} \quad (2.1)$$

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

i_n - кратність поліспада.

n – кількість блоків.

$$\eta_n = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,9704$$

3.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держнаглядохоронпраці канат вибирають за розривним зусиллям $F_{розр}$ (2.2)

$$G_n = (0,02...0,03) \cdot 10 = 0,25 \text{ т}$$

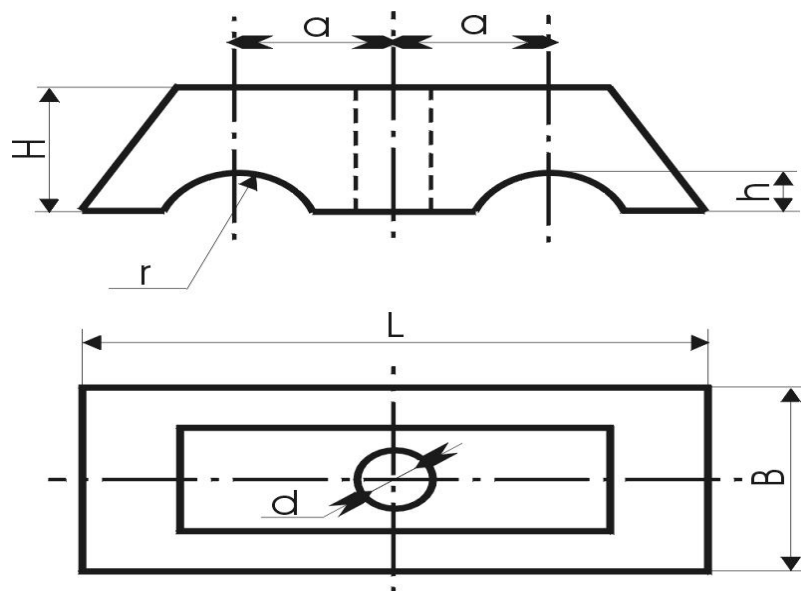
$$F_{max} = \frac{10^4(10 + 0,25)}{8 \cdot 4 \cdot 0,9704 \cdot 0,98^2} = 3438 \text{ Н}$$

$$F_{ДІЦД} = 4,5 \cdot 3438 = 17190 \leq 49720$$

Вибираємо канат конструкції 17,5-Г-В-Н-1670 ДСТУ 7668-80 чотирьохгільковий, діаметр 17,5 мм, маса каната (1000 м), 383кг, маркувальна група 1640МПа.[34]

3.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Ескіз накладки приведено на рис. 2.2



$a=13\text{мм}$, $L=40\text{мм}$, $B=40\text{мм}$, $H=12\text{мм}$, $h=1,5\text{мм}$, $r=10\text{мм}$, $d=13\text{мм}$, шпилька М12

Рисунок 2.2 – Ескіз накладки

Зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (2.5)$$

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

$f = 0,16$ - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3\pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана незмотуємими гілками,

прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

$$F_{KP} = \frac{3438}{2,72^{0,16 \cdot 1,5}} = 2704 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{KP}}{d_1^2 [\sigma]_p} \quad (2.6)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різі гвинта (шпильки).

$[\sigma]_p = 50 \dots 60$ МПа - допускане напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

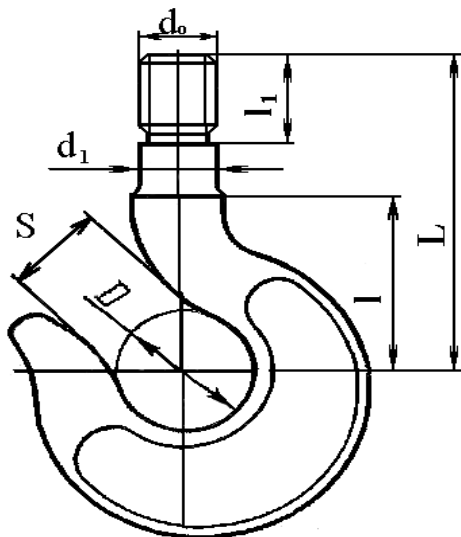
Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 2704}{18^2 \cdot 50} = 1,12 \approx 2$$

3.5 Вибір гака

Гак вибираємо за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи для машинного приводу. Приймаємо кований однорогий гак за ДСТУ 6627-74 № гака 16, що відповідає режиму 3М та вантажопідйомності 10т.

Ескіз гака наведено на рис. 3.1.



$$D=110\text{мм}, S=85\text{мм}, d_1=60\text{мм}, d_0=M56 L=580\text{мм}, l \geq 150\text{мм}, l_1=80\text{мм}$$

Рисунок 3.1 – Ескіз гака

3.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімально допустимий діаметр блоків (2.7)

$$D_{\min} = 20 \cdot 17,5 = 350 \text{ мм}$$

Мінімально допустимий діаметр барабанів

$$D_{\min} = 18 \cdot 17,5 = 315 \text{ мм}$$

Обираємо стандартний діаметр барабану $D=560$ мм

Діаметр блоку 400 мм.

Число витків нарізок на барабані (2.8)

$$Z = \frac{14 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,56} + 4,5 = 36$$

Довжина нарізки на барабані (2.9)

$$l = 36 \cdot 1,1 \cdot 17,5 = 693 \text{ мм}$$

Загальна довжина барабану, мм (2.10):

$$L = 2 \cdot 693 + 2 \cdot 1,1 \cdot 17,5 + 100 = 1524 \text{ мм}$$

Товщина стінки барабана приймаємо, мм (2.11)

$$\delta \approx 1,2 \cdot 17,5 \approx 21 \text{ мм}$$

З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм (у нашому випадку умова виконана).

Стінки барабана перевіряємо по напруженню стиску (2.12)

для барабанів зі сталі 25Л, 35Л і 40ГЛ $[\sigma]_{CT} = 120$ МПа.

$$\sigma_{CT} = \frac{3438}{9,7 \cdot 4} = 88,6 \leq 120$$

3.7 Розрахунок елементів підвіски

Для розрахунку підвіски викреслимо ескіз підвіски з розрізом по осі блоків (рис.3.2).

Висоту гайки гака приймаємо рівною довжині різьбового хвостовика, діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру $D_n=0,56\text{м}$ упорного підшипника. Упорний підшипник гака вибираємо за статичною вантажопідйомністю $C_0 = 1,2Q=12$ і діаметром шийки гака.

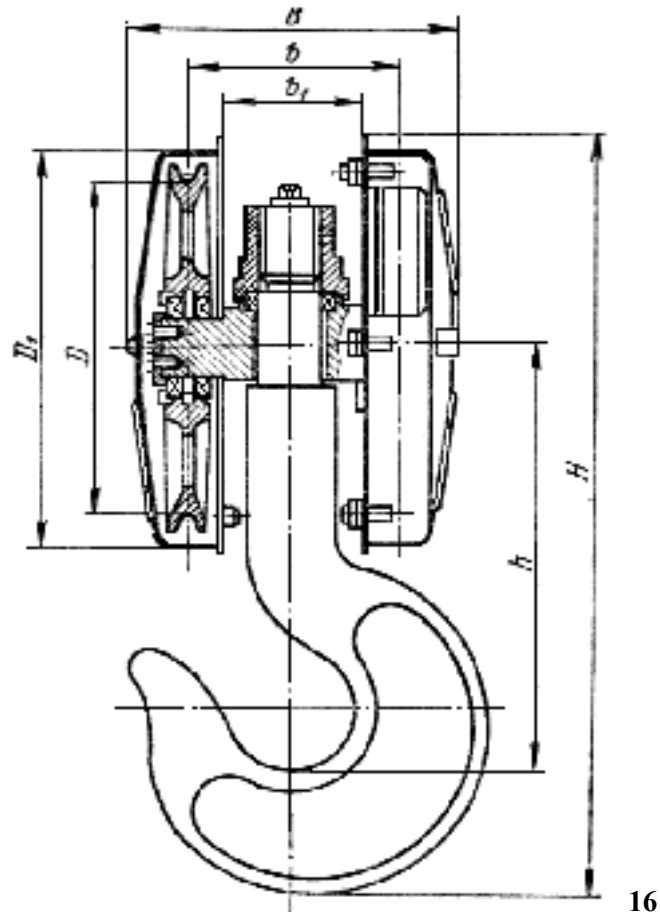


Рисунок 3.2 – Скорочена гакова підвіска

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибираємо за динамічною вантажопідйомністю C , Н. (2.13, 2.14, 2.15)

$$P_E = 1,2 \cdot 3438 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 3675 \text{ Н}$$

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot 0,338 \cdot (4-1)}{0,56} = 3,62 \text{ с}^{-1}$$

$$C = 3675^3 \sqrt{\frac{1000 \cdot 3,62}{1745}} = 4675 \leq 38400$$

Вибраний типорозмір підшипника погоджується з діаметром осі блока або з діаметром цапфи поперечини. Розраховуємо вісь блока, поперечину (траверсу) та сережку. Розрахована відстань A між опорами блока та поперечини, мм (2.16)

$$A = 2 \cdot 4\sqrt{560} + 2 \cdot 4 + 20 = 217 \text{ мм}$$

Найбільший згинаючий момент в небезпечному перерізі осі блока, Нм (2.17):

При $Z=3$, $K=2$

$$M = 2 \cdot 3438 \left(\frac{0.217}{2} - \frac{4\sqrt{0.56}}{2} \right) = 9545,2 \text{ Нм}$$

Діаметр осі блока, мм (2.18)

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{9545}{0,1 \cdot 100}} \approx 30 \text{ мм}$$

Для скороченої підвіски мінімальна висота поперечини, розраховується за формулою (2.19), M за формулою (2.20)

$$M = \frac{10^4 \cdot 10 \cdot 0.217}{4} = 542,5 \text{ Нм}$$

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot 5,42 \cdot 10^6}{(217 - 56) \cdot 100}} = 35 \text{ мм}$$

Діаметр цапфи поперечини під підшипники блоків, мм

$$d_{ц} = 10 \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1 \cdot [\sigma]_{зг}}} \quad (3.1)$$

де M_1 - згинаючий момент у небезпечному перерізі цапфи, Н·м:

$$M_1 = F_{m\alpha} B_{\text{ол}} \cdot i_n \cdot 10^{-3} \quad \text{при} \quad i_n = 4.$$

$$M_1 = 3438 \cdot 4\sqrt{560} \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 325 \text{ Нм}$$

$$d_u = 10 \sqrt[3]{\frac{323}{0,1 \cdot 100}} = 31,4 \text{ мм}$$

3.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Перевірка на нагрівання

Електродвигун вибираємо з каталога по статичній потужності, кВт (2.23):

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{\max} \cdot V_n}{\eta_3} \quad (2.23)$$

де $Q_{\max} = (Q + G_n)$, т

V_n - швидкість підйому вантажу, м/с; $V_n = 0.338$ м/с

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

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

$$Q_{\max} = (10 + 0,25) = 10,25 \text{ т}$$

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot 10,25 \cdot 0,338}{0,85} = 40,75 \text{ кВт}$$

З каталогу ([33]табл. П4, П.5) вибираємо двигун: 4МТН225-М8, потужність 40кВт, частота обертання $n_\delta = 715 \text{ хв}^{-1}$, при ПВ=40%, момент інерції ротора $I_p = 0,9 \text{ кгм}^2$, максимальний крутний момент $T_{m\alpha} = 2360$ (Н·м), маса $m = 900 \text{ кг}$

Потужність вибраного двигуна перевіряємо за нагріванням

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25} \quad (2.24)$$

де K_{25} - коефіцієнт приведення потужності, $K_{25} = 0,5$; для 1М – 3 М режимів роботи;

$\gamma = 0,86$ - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність;

P_{25} - потужність двигуна при ПВ 25%. $P_{25} = 50 \text{ кВт}$ [33]

$$P_{EKB} = 0,5 \cdot 0,86 \cdot 40,75 = 17,52 \leq 50$$

3.9 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому (2.25)

$$U^I = \frac{n_\delta}{n_\sigma} \quad (2.25)$$

де $n_\sigma = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D}$ - частота обертання барабана, хв^{-1} ;

V_n – швидкість підйому вантажа, м/с;

D - діаметр барабана по осі каната, м.

$$n_o = \frac{60 \cdot 0,338 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,56} = 22,7 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_o = 715 \text{ хв}^{-1}$$

$$U^I = \frac{715}{22,7} = 30,25$$

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи.

Редуктор вибираємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (2.26)$$

Допускний граничний момент, який передається редуктором, Нм,

$$T_{гр} = \psi \cdot T_p \quad (2.27)$$

де T_p – табличне значення моменту на тихохідному валу редуктора;

ψ - кратність пускового моменту, для МЗ $\psi = 1,5$ [33]

$$T_{гр} = 1,5 \cdot 2360 = 3540$$

$$\Delta V = \frac{1,25}{31,5} \cdot 100\% = 3,96\% \leq 5\%$$

Обираємо редуктор Ц2У-400-К-31,5-22М1 [34] (рис. 3.3) оскільки він відповідає передаточному відношенню, граничному навантаженню, а також виконується у мові:

$$T_{гр} = 3540 \leq [T_p] = 4000$$

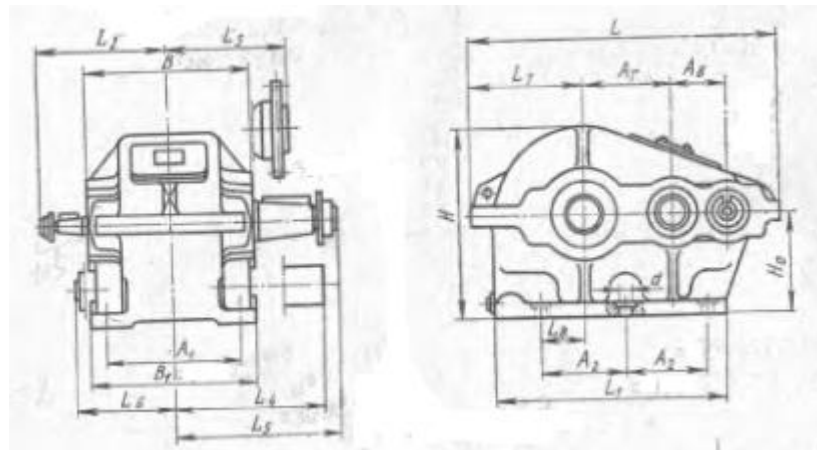


Рисунок 3.3 – Ескіз редуктора Ц2У-400-К-31,5-22М1

3.10 Вибір муфт

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

Муфту вибираємо (табл. П 11[33]) по розрахунковому моменту, Нм (2.28)

$$T_M = 2000 \cdot 1,8 \cdot 1,1 = 3960 \leq 4200$$

Отже обираємо муфту зубчасту МЗ-3 ДСТУ 2742-94 максимальний крутячий момент 4200Нм (рис. 3.4).

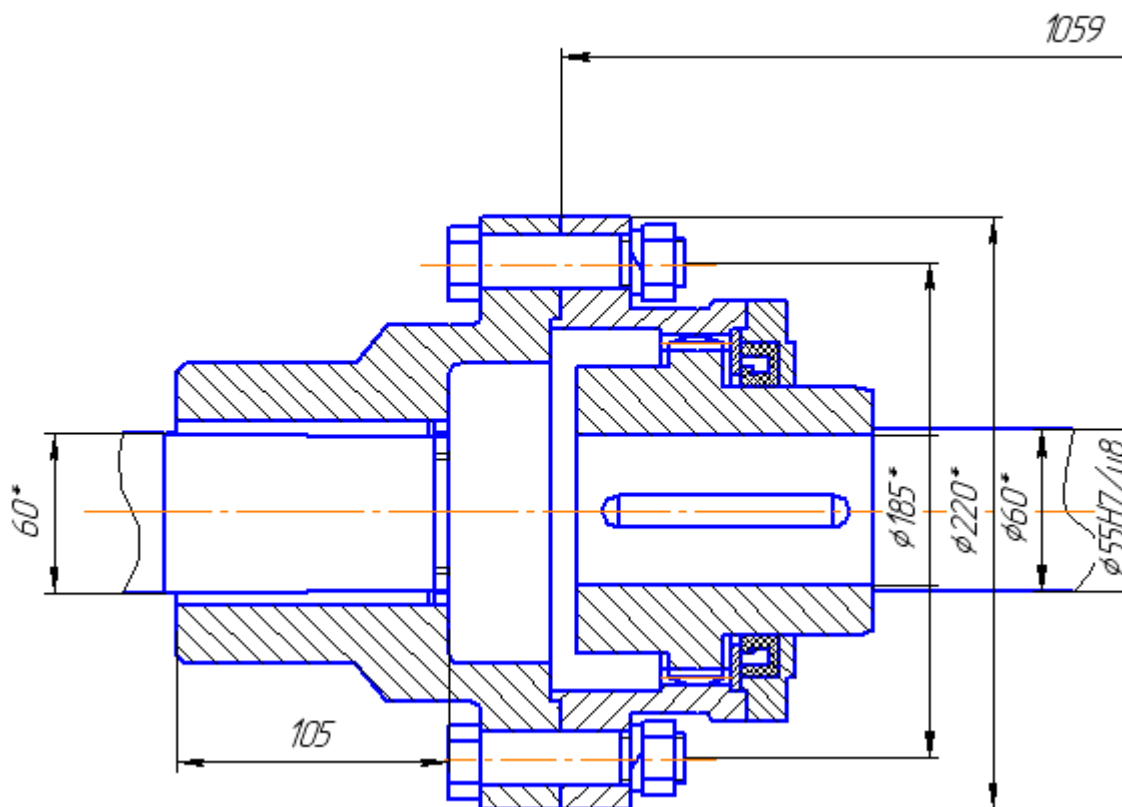


Рисунок 3.4 – Ескіз муфти

3.11 Перевірка двигуна за часом пуску

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_0}{T_n^{CP} - T_n} \geq [t_n] = 1 \dots 2c \quad (2.29)$$

Номінальний момент двигуна, Нм (2.32)

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 45}{75} = 600 \text{ Нм}$$

$$T_H^{CP} = 1,5 \cdot 600 = 900 \text{ Нм}$$

$$I_{3B} = 1,2(0,9 + 0,6) + 10000 \frac{0,56^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 31,5^2 \cdot 0,85} = 1,82 \text{ кгм}^2$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажа, Н·м (2.33):

$$T_{CT} = \frac{10^4 (Q + G_{II}) D}{2 \cdot i_{II} \cdot U_p \cdot \eta_3} \quad (2.33)$$

де Q , G_{II} - маса вантажа та підвіски, т ;

D – діаметр барабана по осі каната, м.

$$T_{CT} = \frac{10^4(10 + 0,25)0,56}{2 \cdot 4 \cdot 31,5 \cdot 0,85} = 268 \text{ Нм}$$

Час пуску (2.29)

$$t_n = \frac{1,82 \cdot 75}{900 - 600} = 0,45 \geq [t_n] = 1c$$

3.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажа вибираємо по необхідному гальмівному моменту T_G , Н м (2.34):

$$T_G = \frac{10^4 \cdot 10,25 \cdot 0,56 \cdot 0,97}{2 \cdot 4 \cdot 31,5} 1,5 = 331,4 \text{ Нм}$$

У механізмах підйому кранів звичайно встановлюють двоколодкові гальма типу ТКТ, ТКГ, або ТТ. Типорозмір гальмів вибираємо за каталогом так, аби виконувалось нерівність (2.35)

Дані про колодкові гальма, електромагніти, електро-гідроштовхачі, замикаючі пружини, муфти з гальмовим шківом, з'єднуючі вал двигуна з валом редуктора, вибираємо у табл. П.6-П.11.[33]

Вибираємо гальма ТКГ-300 $T_{Г.К} = 800 \geq 331,4 \text{ Нм}$. Діаметр гальмівного шківа, 300 мм; Ширина гальмівної колодки, 140 мм, Відхід колодок від шківа $\varepsilon = 1 \text{ мм}$, тип гідро-штовхача Т-45, Маса гальма з гідро штовхачем, 100кг [33]

4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

4.1 Вибір схеми механізму пересування візка

Механізми пересування візка бувають як з приводними колесами з центральним приводом, так і з канатною тягою візка. Для механізму пересування візка обираємо схему наведену на рис. 4.1.

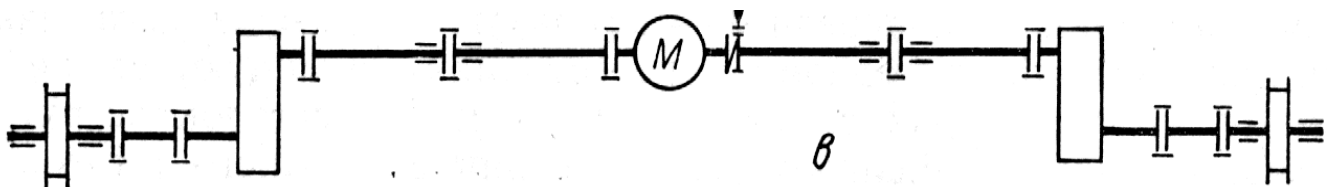


Рисунок 4.1 – Кінематичні схема механізму пересування візка

4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

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

$$R = \frac{(Q + G_B)10^4}{4} \quad (4.1)$$

де Q - вантажопідйомність, т;

G_B - маса візка, т.

Маса візка мостового крана дорівнює 16,8 т.

$$R = \frac{(42 + 16,8)10^4}{4} = 147000 \text{ Н}$$

4.3 Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів

Ходові колеса та горизонтальні ролики кранів вибираємо по табл. 4.1.[33] з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування ($v=0,761$) та групи режиму роботи механізму.

$D=630\text{мм}$, тип рейки КР100.

Діаметр цапф валів коліс та роликів дорівнює $d=(0.2...0.3)D$.

$d=0.25*630=160\text{мм}$

4.4 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування візка, встановлених у приміщенні, Н

$$W = W_{TP} + W_I + W_K + W_{Ц} \quad (4.2)$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візків всіх кранів, Н;

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q+G)}{D}(2\mu + fd)K_p \quad (4.3)$$

де Q - номінальна вантажопідйомність, т;

G - маса крана або візка, т;

μ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення, $\mu=0,02$;

f - коефіцієнт тертя ковзання, $f=0.1$

d - діаметр цапфи вала колеса, $d=0.16\text{м}$;

K_p - коефіцієнт тертя реборд з рейками:

$K_p=2,5$ - для механізму пересування візка з приводними колесами.

$$W_{TP} = \frac{10^4(42+16,8)}{0,63}(2*0,02 + 0,1*0,16) \cdot 2,5 = 13450 \text{ Н}$$

В нашому випадку $W_K=0$, $W_{Ц}=0$

Сила інерції при допускному прискоренні $[a]=0,2 \dots 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$

$$W_i = 10^3(Q + G_B) \cdot [a] \quad (4.4)$$

$$W_i = 10^3(42 + 16,8) \cdot 0,25 = 14700 \text{ Н}$$

$$W = 18375 + 14700 + 0 + 0 = 33075 \text{ Н}$$

4.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} \quad (4.5)$$

де W - опір руху візка, Н;

V - швидкість руху візка, м/с ;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ - середня кратність пускового моменту двигуна.

$$P = \frac{33075 \cdot 0,761}{10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,6} = 17,47 \text{ кВт}$$

За каталогом вибираємо двигун типу МТФ, еквівалентна потужність якого, кВт

Обираємо двигун МТФ312-6, $P_d = 15$ кВт, частота обертання ротора $n_d = 955 \text{ хв}^{-1}$,

Момент інерції ротора, $0,312 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, Максимальний момент, $T_{\max} = 480 \text{ Нм}$, маса 210 кг .

$$P_{EKB} \leq P_d \leq P \quad (4.6)$$

де $P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25} \leq P_{25}$; P_{CT} - потужність при усталеному русі, кВт;

$$P_{CT} = \frac{(W_{TP} + W_K) V}{10^3 \cdot \eta_3} \quad (4.7)$$

де γ - коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму (для механізмів пересування кранів $\gamma = 1,25$; для механізмів пересування візка $\gamma = 1,12$);

K - коефіцієнт, залежний від групи режиму роботи механізму ($K_{25} = 0,75$).

$V = 0,761 \text{ м/с}$

$$P_{CT} = \frac{(18375 + 0) \cdot 0,761}{10^3 \cdot 0,98} = 14,26 \text{ кВт}$$

$$P_{EKB} = 14,26 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 11,97 \leq P_{25} = 17,5$$

$$P_{EKB} = 11,97 \leq P_{\delta} = 15 \leq P = 17,47$$

4.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (4.8)$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ;

n_K - частота обертання ходового колеса крана або візка, хв^{-1} $n_K = \frac{60V}{\pi D}$;

ω_d - кутова швидкість валу двигуна, с^{-1} ;

ω_K - кутова швидкість колеса, с^{-1} ;

V - швидкість руху, м/с ; $V = 0,761 \text{ м/с}$

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

$$n_K = \frac{60 \cdot 0,761}{3,14 \cdot 0,63} = 23,2$$

$$i_o = \frac{955}{23,2} = 41,1$$

Редуктори механізму пересування крана або візка вибирають по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи.

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P \quad (4.9)$$

де $K_p = 2,25$ для групи режимів роботи 3М для редукторів РМ, Ц2, ВК, ВКН, ВКУ.

P – найбільша потужність, яку передає редуктор. Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$

$$P_p = 2,25 \cdot 40 = 90 \text{ кВт}$$

Обираємо редуктор ВКУ-610М-40-22 [34]

4.7 Вибір муфт

Для з'єднання валів механізмів пересування рекомендують зубчасті муфти за ДСТУ 2742-94 .Муфти з роз'ємною обоймою застосовується для безпосереднього (без проміжного вала) з'єднання валів, складаються з двох зубчастих втулок і двох зубчастих обойм типу МЗ.

Зубчасті муфти МЗП використовуються для з'єднання з застосуванням проміжних валів.

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора переважно використовують муфту пружну втулково-пальцьову - МПВП.

Обираємо зубчасту муфту МЗ-3 ДСТУ 2742-94 з номінальним крутячим моментом 500 Нм. [34]. Ескіз муфти наведено на рис. 3.4

4.8 Вибір гальм

Гальма вибираємо та регулюємо за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні вантажного крана або візка, Нм:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} \quad (4.10)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна, c^{-1} ;

t_{Γ} - тривалість гальмування крана або візка з вантажем, с;

$$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]}$$

$$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2.$$

$$t_{\Gamma} = \frac{0,761}{0,3} = 2,53 \text{ с}$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, $кгм^2$

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{R^2}{U_P^2} \cdot \eta_3 \quad (4.11)$$

де $\delta(I_P + I_M)$ - момент інерції обертаючих мас, $\delta = 1, 1 \dots 1, 2$;

I_P - момент інерції ротора двигуна, кгм^2 ;

I_M - момент інерції муфти, кгм^2 ;

m - маса крана або візка з вантажем;

R - радіус колеса, м;

U_P - передаточне число редуктора ;

η_3 - загальний ККД.

$$I_{3B}^T = 1,1(0,312 + 0,5) + 58800 \frac{0,2^2}{41,1^2} \cdot 0,97 = 2,24 \text{ кгм}^2$$

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого крана або візка, Нм

$$T_{CT} = \frac{W_T D}{2U_P \eta_3} \quad (4.12)$$

де W_T - опір руху навантаженого крана або візка, який визначається формулами підрозділу 4.4, Н;

D - діаметр ходового колеса, м.

$$T_{CT} = \frac{W_T D}{2U_P \eta_3}$$

$$T_{CT} = \frac{33075 \cdot 0,63}{2 \cdot 41,1 \cdot 0,97} = 262 \text{ Н}$$

$$T_r = \frac{2,24 \cdot 100}{2,53} - 262 = 42,6 \text{ Нм}$$

Вибираємо гальма ТКГ-160, $T_r = 100 \text{ Нм}$, ширина гальмівної колодки $B = 70 \text{ мм}$, Відхід колодок від шківів $\varepsilon = 0,6 \text{ мм}$, тип гідро-штовхача Т-16, Маса гальма з гідро-штовхачем, 21 кг

Вибрані гальма перевіряємо за тривалістю гальмування ненавантаженого крана або візка за умовою

$$t_r^I = \frac{I_{3B}^T \omega}{T_r + T_{CT}^I} \geq t_{r \min} \quad (4.13)$$

Момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого крана або візка при гальмуванні, Нм

$$T_{CT}^1 = \frac{W_T^1 D}{2U_P \eta_3} \quad (4.14)$$

де W_T^1 - опір руху ненавантаженого крана або візка, який визначається за формулами підрозділу 4.4, при $Q = 0$, $K_p = 1$.

$$T_{CT}^1 = \frac{33075 \cdot 0,4}{2 \cdot 41,1 \cdot 0,97} = 165,9 \text{ Нм}$$

Зведений момент інерції рухомих мас, кгм^2

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2} \eta_3 \quad (4.15)$$

де m^1 - маса крана або візка без вантажа, кг .

$$I_{3B}^T = 1,1(0,312 + 0,5) + 16800 \frac{0,2^2}{41,1^2} \cdot 0,97 = 1,28 \text{ кгм}^2$$

Мінімальний час гальмування $t_{\Gamma \min}$ ненавантаженого крана або візка, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K_{CU} > 1,2$), с

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1200GV}{R_{ПП}^{1\min} \varphi} \quad (4.16)$$

де G - маса крана або візка без вантажа, т ;

V - швидкість руху, м/с ;

$R_{ПП}^{1\min}$ - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажа, Н ;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейками (при роботі в приміщенні $\varphi = 0,2$, при роботі на повітрі $\varphi = 0,12$).

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1200 \cdot 16,8 \cdot 0,761}{147000 \cdot 0,2} = 0,52 \text{ с}$$

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{1,28}{500 + 165} = 0,92 \geq t_{\Gamma \min} = 0,52$$

4.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасу зчеплення коліс з рейкою

Для порожнього крана або візка тривалістю розгону крана або візка без вантажа, с

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^1}, \quad (4.17)$$

де I_{3B}^1 - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²:

$$I_{3B}^1 = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U^2_P \cdot \eta_3}; \quad (4.18)$$

$$I_{3B}^1 = 1,1(0,312 + 0,5) + 16800 \frac{0,2^2}{41,1^2} \cdot 0,97 = 1,28 \text{ кгм}^2$$

T_{II}^{CP} - середній пусковий момент двигуна, $T_{II}^{CP} = T_H \psi$;

T_H - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_H = \frac{P_\partial \cdot 10^3}{\omega_\partial} \quad (4.19)$$

P_∂ - потужність двигуна, кВт;

n_∂ - частота обертання валу двигуна, хв⁻¹;

ψ - середня кратність пускового моменту; $\psi = 1,5 \dots 1,6$

$$T_H = \frac{15 \cdot 10^3}{100} = 150 \text{ Нм}$$

$$T_{II}^{CP} = 150 \cdot 1,5 = 225 \text{ Нм}$$

$$t_p^1 = \frac{1,28 \cdot 100}{225 - 150} = 1,7 \text{ с}$$

Сила інерції при розгоні не навантаженого крана або візка, Н

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_p^1} \quad (4.20)$$

де G - маса крана або візка без вантажа, т; V - швидкість руху, м/с.

$$W_i = 10^3 \cdot 16,8 \frac{0,761}{6,05} = 2113 \text{ Н}$$

Сумарний опір від тертя в підшипниках та на доріжках ковзання ходових коліс та опорних роликів крана або візка без вантажа визначається за формулами підрозд. 4.4, при $Q = 0$.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажа, Н

$$W_{TP}^{ПП} = R_{TP}^{Imin} f \cdot d \cdot \frac{l}{D} \quad (4.21)$$

де $R_{\text{ПП}}^{\text{min}}$ - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажа, Н;

$f = 0,015 \dots 0,02$ - коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

d - діаметр цапфи, м;

D - діаметр ходового колеса, м.

$$W_{\text{TP}}^{\text{ПП}} = 147000 \cdot 0,02 \cdot 0,1 \cdot \frac{1}{0,4} = 735 \text{ Н}$$

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажа

$$K_{\text{сц}} = \frac{R_{\text{ПП}}^{\text{min}} \cdot \varphi}{W_{\text{T}}^1 + W_{\text{i}} - W_{\text{T}}^{\text{ПП}}} \geq 1,2 \quad (4.22)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі у приміщенні $\varphi = 0,2$.

$$K_{\text{сц}} = \frac{147000 \cdot 0,2}{18375 + 2113 - 735} = 1,49 \geq 1,2$$

5. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ

5.1 Вибір схеми механізму пересування крана

Механізм пересування крана виконується з приводними колесами з розподіленим або центральним приводом. Можливі схеми механізму пересування наведені на рис. 4.1.

Для механізму пересування крана обираємо схему (а)

5.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо мостового крана визначаємо за формулою (5.1) та рис. 5.1.

$$R = \left[\frac{G_K}{4} + (Q + G_B) \frac{L - l_{\min}}{2L} \right] 10^4 \quad (5.1)$$

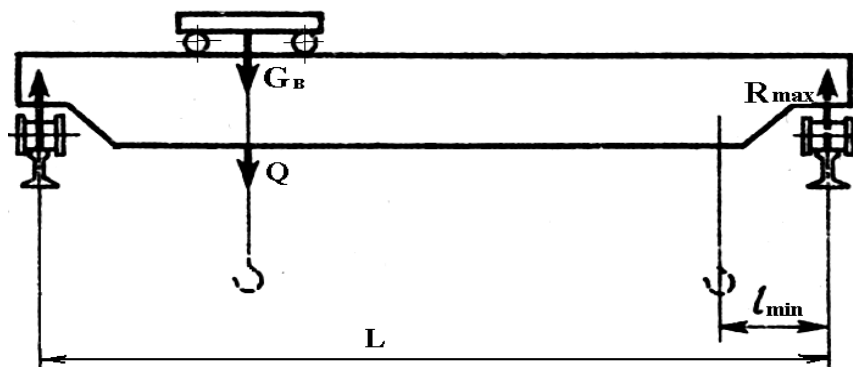


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема мостового крана

$l_{\min} = 2030 \text{ мм}$, $L = 22500 \text{ мм}$.

$$R = \left[\frac{16,8}{4} + (42 + 16,8) \frac{22500 - 2030}{2 \cdot 2030} \right] 10^4 = 1327000 \text{ Н}$$

5.3 Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів

Ходові колеса та горизонтальні ролики кранів вибираємо по табл. 4.1. з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування ($v = 1,12$) та

групи режиму роботи механізму.

$D=710\text{мм}$, тип рейки КР100.

Діаметр цапф валів коліс та роликів дорівнює $d=(0.2\dots 0.3)D$.

$d=0.25*710=180\text{мм}$

5.4 Опір пересування крана

Сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс кранів без горизонтальних роликів всіх кранів, Н (4.3):

$$W_{TP} = \frac{10^4(42 + 16,8 + 42)}{0,5} (2 * 0,02 + 0,1 * 0,18) 1,5 = 15876\text{Н}$$

В нашому випадку $W_K=0$, $W_{Ц}=0$

Сила інерції при допускному прискоренні

$$W_i = 10^3(42 + 16,8 + 32) \cdot 0,2 = 18160\text{Н}$$

Максимальний опір пересування крана, встановлених у приміщенні, Н (4.2)

$$W=15876+18160=34036\text{Н}$$

5.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана, кВт (4.5)

$$P = \frac{34036 \cdot 1,12}{10^3 \cdot 0,97 \cdot 1,6} = 13,1\text{кВт}$$

Обираємо 2 двигуна 4МТФ132L-В6, $P_d=7,5\text{кВт}$, частота обертання ротора $n_d=935\text{ хв}^{-1}$, Момент інерції ротора, $0,312\text{кг}\cdot\text{м}^2$, Максимальний момент, $T_{\max}=480\text{Нм}$, маса 210 кг.[33]

$$P_{CT} = \frac{(18160 + 0) 1,12}{10^3 \cdot 0,98} = 19,75\text{кВт}$$

$$P_{EKB} = 19,75 \cdot 1,2 \cdot 0,75 = 17,25 \leq P_{25} = 17,5$$

$$P_{EKB} = 13,1 \leq P_o = 15 \leq P = 17,25$$

5.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (4.8)$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ;

n_K - частота обертання ходового колеса крана або візка, хв^{-1} $n_K = \frac{60V}{\pi D}$;

ω_d - кутова швидкість валу двигуна, с^{-1} ;

ω_K - кутова швидкість колеса, с^{-1} ;

V - швидкість руху, м/с ;

D - діаметр ходового колеса, м .

$$n_K = \frac{60 \cdot 1,12}{3,14 \cdot 0,5} = 29,5$$

$$i_o = \frac{955}{29,5} = 32,4$$

Редуктори механізму пересування крана вибираємо по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи.

Розрахункова потужність

$$P_p = 2,25 \cdot 15/2 = 16,87 \text{ кВт}$$

Обираємо 2 редуктора Ц2-350-31,5-12Ц

5.7 Вибір муфт

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора переважно використовують муфту пружну втулково-пальцьову - МПВП.

Обираємо муфту зубчасту МЗ-5 ДСТУ 2742-94.

5.8 Вибір гальм

Гальма вибираємо та регулюємо за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні вантажного крана.

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} \quad (5.2)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна, c^{-1} ;

t_{Γ} - тривалість гальмування крана або візка з вантажем, с;

$$t_{\Gamma} = \frac{1,12}{0,3} = 3,73c$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, $кгм^2$

$$I_{3B}^{\Gamma} = 1,1(0,312 + 0,5) + 58800 \frac{0,2^2}{32,4^2} \cdot 0,97 = 3,03 \text{ кгм}^2$$

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого крана або візка, Нм

$$T_{CT} = \frac{21021 \cdot 0,71}{2 \cdot 32,4 \cdot 0,97} = 237,4 \text{ Н}$$

$$T_{\Gamma} = \left(\frac{3,03 \cdot 98,2}{2,53} - 237,4 \right) / 2 = 21,5 \text{ Нм}$$

Вибираємо гальма ТКГ-160, $T_{\Gamma}=100\text{Нм}$, ширина гальмівної колодки $B=70$ мм, Відхід колодок від шківів $\varepsilon=0,6$ мм, тип гідро-штовхача Т-16, Маса гальма з гідро-штовхачем, 21кг [33]

Вибрані гальма перевіряємо за тривалістю гальмування ненавантаженого крана або візка за умовою

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^1 \omega}{T_{\Gamma} + T_{CT}^1} \geq t_{\Gamma \text{ min}} \quad (5.3)$$

Момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого крана або візка при гальмуванні

$$T_{CT}^1 = \frac{21021 \cdot 0,71}{2 \cdot 32,4 \cdot 0,97} = 237,4 \text{ Нм}$$

Зведений момент інерції рухомих мас, $кгм^2$

$$I_{3B}^1 = 1,1(0,312 + 0,5) + 16800 \frac{0,2^2}{34,4^2} \cdot 0,97 = 1,44 \text{ кгм}^2$$

Мінімальний час гальмування $t_{\Gamma \text{ min}}$ ненавантаженого крана або візка, при

якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K_{CI} > 1,2$), с

$$t_{r\min} = \frac{1200 \cdot 16,8 \cdot 1,12}{147000 \cdot 0,2} = 0,76 \text{ с}$$

$$t_r^1 = \frac{1,44}{500 + 167} = 0,92 \geq t_{r\min} = 0,76$$

5.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою

Зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²:

$$I_{3B}^T = 1,1(0,312 + 0,5) + 16800 \frac{0,2^2}{34,4^2} \cdot 0,97 = 1,44 \text{ кгм}^2$$

Номінальний момент двигуна,

$$T_H = \frac{15 \cdot 10^3}{15,9} = 943 \text{ Нм}$$

Середній пусковий момент двигуна

$$T_H^{CP} = 943 \cdot 1,5 = 1414 \text{ Нм}$$

Для порожнього крана або візка тривалістю розгону крана без вантажа, с:

$$t_p^1 = \frac{1,44 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 955}{1414 - 165,9} = 7,02 \text{ с}$$

Сила інерції при розгоні не навантаженого крана або візка, Н

$$W_i = 10^3 \cdot 16,8 \frac{1,12}{7,02} = 2680 \text{ Н}$$

Сумарний опір від тертя в підшипниках та на доріжках ковзання ходових коліс та опорних роликів крана або візка без вантажа визначається за формулами підрозд. 4.4, при $Q = 0$.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажа, Н

$$W_{TP}^{IP} = 1327000 \cdot 0,02 \cdot 0,125 \cdot \frac{1}{0,5} = 6650 \text{ Н}$$

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу

$$K_{ци} = \frac{R_{ПП}^{1\min} \cdot \varphi}{W_T^1 + W_i - W_T^{ПП}} \geq 1,2 \quad (4.22)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі у приміщенні $\varphi = 0,2$.

$$K_{ци} = \frac{1327000 \cdot 0,2}{21021 + 2680 - 6650} = 1,56 \geq 1,2$$

6. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОЇ БАЛКИ

У балок, застосовуваних у металокопструкціях, товщина поясів (горизонтальних полиць), а тим більше товщина вертикальних стінок, малі в порівнянні з розмірами перетину балки — висотою й шириною. Тому такі балки звичайно відносять до тонкостінних.

Оптимальними копструкціями слід уважати такі, які при надійній роботі мають мінімальну суму вартості виготовлення й експлуатації.

Оскільки вартість копструкції визначається головним чином її масою (вартість матеріалу становить приблизно 70% загальної вартості металокопструкції), у якості основного критерію оптимальності для кранів можна прийняти масу копструкції.

Найбільш поширеними для розрахункових елементів металокопструкцій є вуглецеві сталі марок Ст3сп5 по ДСТУ 3448:2013 та сталь 20 ДСТУ 7809:2015, а також низьколеговані сталі марок 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД і 10ХСНД ДСТУ 3106-94. Враховуючи якість та економічну доцільність обираємо сталь марки 09Г2С.

Основні фізико-механічні властивості 09Г2С ДСТУ 8541:2015:

Межа міцності σ_b , МПа	490
Межа міцності σ_t , МПа	345
Допустимі напруження зсуву $[\tau]$, МПа	140
Допустимі напруження згину $[\sigma_{зг}] >$ МПа	250
Відносне подовження δ ,%	21

Вибір схеми головної балки будемо виконувати враховуючи: сучасні тенденції в розвитку металевих копструкцій вантажопідйомних кранів. А також такі фактори, як: трудомісткість виготовлення, термін виконання монтажу, уніфікація й стандартизація при забезпеченні заданої вартості копструкції, вартість копструкції. Проаналізувавши вищевказані фактори, обираємо листову металокопструкцію головної балки, коробчастого поперечного перетину

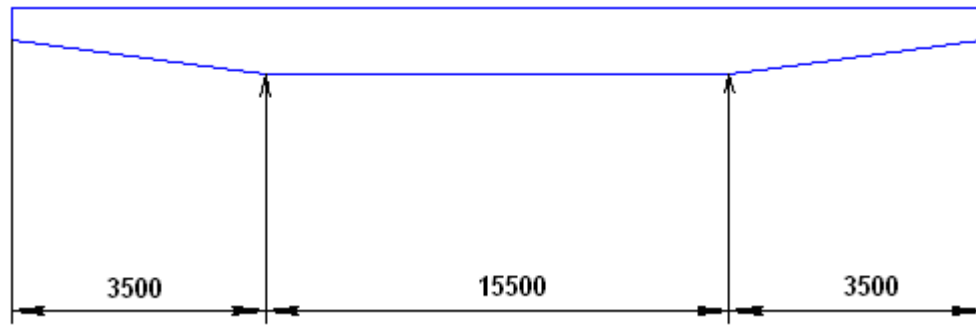


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема головної балки

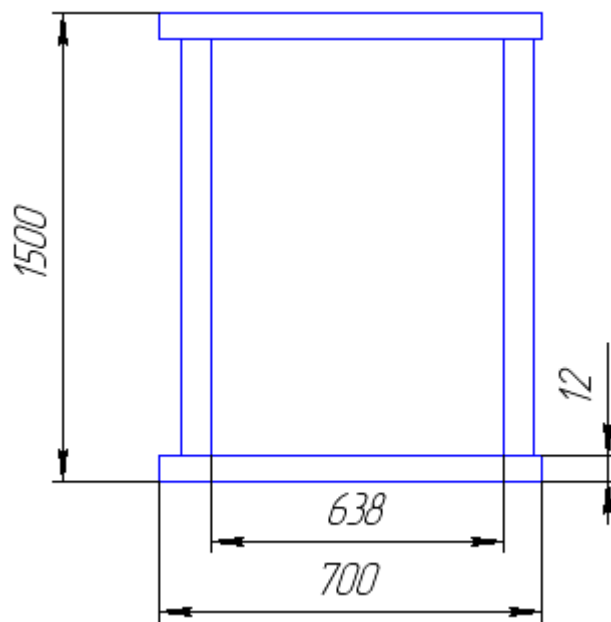


Рисунок 6.2 – Поперечний переріз головної балки

Площа поперечного перерізу:

$$P=(B \cdot \delta_1)+(B \cdot \delta_2)+(H \cdot \delta_1)+(H \cdot \delta_2) \quad (6.1)$$

$$P=(0,7 \cdot 0,012)+(0,7 \cdot 0,012)+(1,5 \cdot 0,008)+(1,476 \cdot 0,008)=0,0404 \text{ м}^2;$$

Момент інерції перерізу балки:

$$I_{xx} = 2 \cdot I_c + 2 \cdot F_n \left(\frac{H - \delta_n}{2} \right)^2 \quad (6.2) [17]$$

Момент інерції вертикальної стінки

$$I_c = \frac{bh^3}{12} \quad (6.3)[17]$$

$$I_c = \frac{0,008 \cdot 1476^3}{12} = 2,14 \cdot 10^{-3}$$

Площа перетину пояса

$$F_{\Pi} = B \cdot \delta_{\Pi} \quad (6.4)$$

$$F_{\Pi} = 0,7 \cdot 0,012 = 0,0084 \text{ м}^2$$

$$I_{xx} = 2 \cdot 2,14 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0,0084 \cdot \left(\frac{1,5 - 0,012}{2} \right)^2 = 13,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

Момент опору перерізу балки

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot I_{xx}}{H} \quad (6.5)$$

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot 13,57 \cdot 10^{-3}}{1,5} = 18,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Визначення навантажень, що діють на головну балку

1) Постійне розподілене навантаження:

$$q = G/L = 58800/22,5 = 2,613 \text{ кН/м.} \quad (6.6) [17]$$

2) Відстань від опори до небезпечного перерізу:

$$X = \frac{L}{2} - \frac{X_R}{2} = \frac{22,5}{2} - \frac{2}{2} = 10,25 \text{ м} \quad (6.7)$$

Рухоме навантаження одного колеса візка на головну балку:

$$P_{T1} = \frac{\frac{G_e \cdot l_2}{2} + \frac{\psi \cdot Q \cdot g}{2} (B - l_1)}{B} \quad (6.8)$$

$$P_{T1} = \frac{\frac{16800 \cdot 1,1 \cdot 9,81}{2} + \frac{1,2 \cdot 42000 \cdot 9,81}{2} (1,5 - 1)}{1,5} = 142,833 \text{ кН}$$

$$P_{T2} = \left(\frac{G_e \cdot g}{2} + \frac{\psi \cdot Q \cdot g}{2} \right) - P_{T1} \quad (6.9)$$

$$P_{T2} = \left(\frac{16800 \cdot 9,81}{2} + \frac{1,2 \cdot 42000 \cdot 9,81}{2} \right) - 142833 = 186,783 \text{ кН}$$

$\psi = 1,2$ - коефіцієнт динамічності; [17]

$B = 1,5 \text{ м}$ - база візка

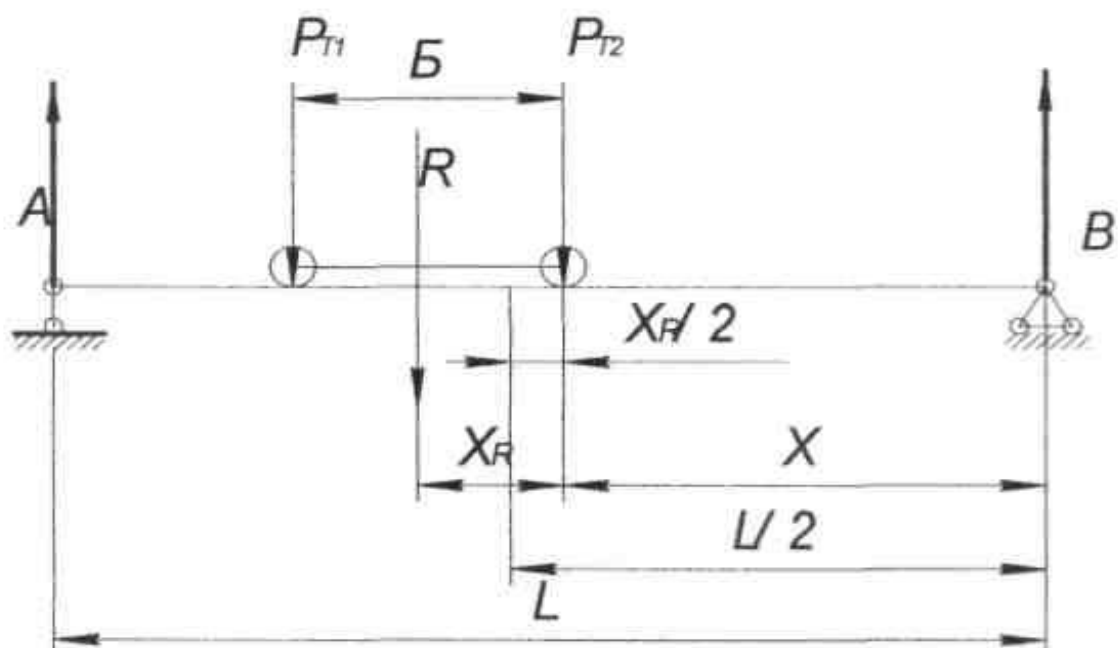


Рисунок 6.5 – Схема визначення критичного перерізу балки.

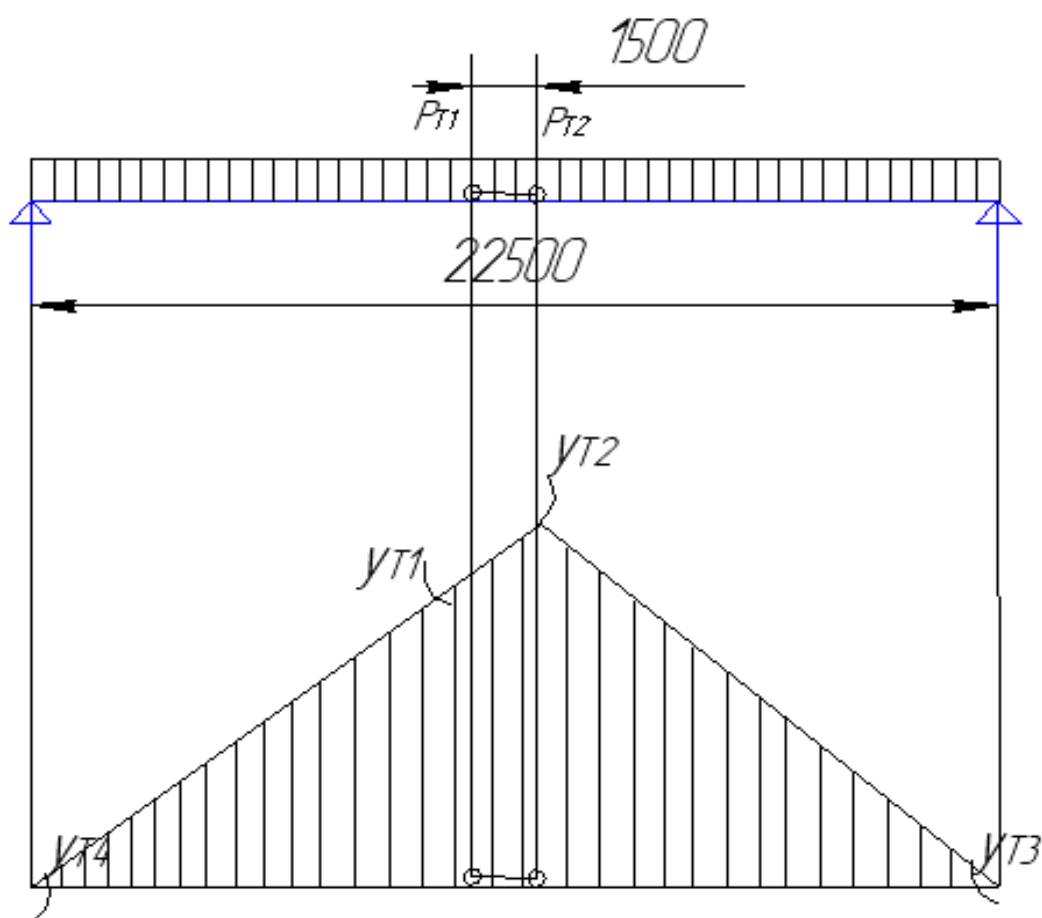


Рисунок 6.6- Лінії впливу

Максимальний згинаючий момент

$$M = P_{T1}y_{T1} + P_{T2}y_{T2} + qw \quad (6.10)$$

$$w = w_1 + w_2 + w_3 \quad (6.11)$$

$$w = 0.5 \cdot 4.97 \cdot 22.5 - 0.5 \cdot 6.18 \cdot (22.5 - 1.5) = -8.9 \text{ м}^2$$

$$M = 142833 \cdot 3.7 + 186783 \cdot 4.97 + 2613 \cdot 107.4 = 1737.4 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Визначаємо розрахункове напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{max}}{W_{обц}} = \frac{444,774 \cdot 10^3}{18,1 \cdot 10^{-3}} = 95,99 \text{ МПа}$$

Визначаємо розрахунковий запас міцності

$$\frac{|\sigma_{зг}|}{\sigma_{зг}} = \frac{250}{95,99} = 2,6$$

Визначаємо прогин балки:

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{18.44}{700} = 0.026$$

$$f = \frac{M \cdot L^2}{10 \cdot E \cdot I_{xx}} = \frac{1737400 \cdot 18.44^2}{10 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 13.57 \cdot 10^{-3}} = 0.0207 \text{ м}$$

Висновок: на підставі проведених розрахунків приходимо до висновку, що балка вибраного поперечного перетину з заданими геометричними характеристиками повністю задовольняє вимогам міцності металоконструкції.

7. ВИБІР АПАРАТУРИ КЕРУВАННЯ Й ЗАХИСТУ

7.1 Опис принципової схеми електроустаткування крана

Мостовий кран управляється чотирма двигунами. Двигун моста пересуває міст по рейках цеху. На мосту по рейках рухається візок, на візку перебувають 2 вантажопідійомних механізми (головний і допоміжний).

На всіх чотирьох механізмах обрані двигуни постійного струму паралельного порушення.

Для механізму моста, швидкість переміщення 1,12 м/с, $P_{ном}=7,5$ кВт; для механізму візка, швидкість переміщення 0,761 м/с, $P_{ном}=15$ кВт; для механізмів підйому, для головного швидкість переміщення 0,14 м/с, $P_{ном}=60$ кВт, для допоміжного швидкість переміщення 0,338 м/с, $P_{ном}=40$ кВт

Рівень захисту IP44

Принципова схема містить у собі чотири скомпоновані схеми. Схема захисної панелі, до якої підключаються три двигуни.

Для керування електроприводами мостового крана використовують силові кулачкові контролери, для механізмів пересування й магнітний контролер – для механізму підйому. Для обмеження пускового струму, регулювання кутової швидкості й гальмування двигунів застосовують резистори.

Для запобігання переходу механізмами гранично припустимих положень використовують кінцеві вимикачі серії КУ701 і КУ703

Для захисту від струмових навантажень і струмів короткого замикання, для забезпечення аварійного відключення застосовують захисну панель типу ППЗК

Струмопровід здійснюється за допомогою контактних проводів – троллеїв розмірами 50·50·5 мм

У механізмі використовуються електромагніти постійного струму типу МП101, МП301, МП201 з гальмами ТКГ160, ТКГ300, ТКГ400

7.2 Контролери, кранові кінцеві вимикачі, реле типу для захисту ланцюгів кранових.

Контролери бувають силові (кулачкові) і магнітні (командо - контролери).

Силові контролери своїми контактами включаються в силові ланцюги двигунів.

Магнітні контролери своїми контактами включаються в ланцюзі керування й через ці контакти в певних положеннях одержують харчування котушки контакторів, які вже своїми контактами будуть давати харчування на двигун.

Вибір контролера для моста й візка

При виборі контролера потрібно враховувати;

- потужність двигуна;
- струм статора;
- рід струму;
- номінальна напруга;
- розрахункову тривалість включення.

Дані двигуна моста й візка

Змінний струм

$$P_{нм} = 7,5 \text{ кВт}$$

$$P_{нт} = 15 \text{ кВт}$$

По [21] вибираємо силові кулачкові контролери КВ 101

рабоче положення 6/6;

напруга 220В;

потужність використовуємого двиг. 20кВт;

Вибір контролера для піднімального механізму

Вибираємо магнітний контролер постійного струму типу ПС або ДПС, призначений для керування електроприводами механізмів підйому

Для механізму підйому із $P_{ном} = 60 \text{ кВт}$ по довідникові вибираємо контролер типу ПС 400

Струм включення 450А;

Напруга 220В;

Потужність використовуємого двиг. 80кВт;

Кінцеві вимикачі;

Кранові кінцеві вимикачі служать для запобігання переходу механізмами гранично припустимих положень (обмеження підйому вантажозахватуючого обладнання або ходи моста й візка), а також блокування відкривання люків і двері кабіни.

Кінцеві вимикачі вибираються з урахуванням швидкості переміщення механізмів.

Зробимо вибір кінцевих вимикачів

Для механізмів переміщення - КУ 701 важільної із самовозратом

Для підйому - КУ 703 із самовозратом від вантажу

КУ 701

Швидкість механізму 0,03-2 м/с

Категорія розміщення В1

Ступінь захисту IP44

Маса 2,7 кг

КУ703

Швидкість механізму 0,01-1 м/с

Категорія розміщення В1

Ступінь захисту IP44

Маса 10,3 кг

Розрахунки максимального реле по формулі 7.1

$$I_{cr} = 2,5 \cdot I_n \quad (7.1)$$

$$\text{Для моста } I_{cr} = 2,5 \cdot 44 = 110 \text{ А}$$

$$\text{Для візка } I_{cr} = 2,5 \cdot 14,6 = 36,5 \text{ А}$$

$$\text{Для підйому } I_{cr} = 2,5 \cdot 116 = 290 \text{ А}$$

$$\text{Для групи } I_{max} = 241,2$$

$$I_{cr} = 2,5 \cdot 241,2 = 603 \text{ А}$$

Для механізмів переміщення, підйому вибираємо реле типу РЭ0401

Таблиця 7.1 – Вибір електро реле

Реле РЭ0401	Електромагніт	Струм котушки ПВ=40%	Межі регулювання струму	Висновки котушки
1. міст ТД.304.096-12	6ТД.237.004-6	60	50-160	М6
2. Візок 2ТД.304.096-18	6ТД.237.004-9	15	12-40	М6
3. Підйом головний 2ТД.304.096-8	6ТД.237.004-4	150	130-400	М8
3. Підйом допоміжний 2ТД.304.096-8	6ТД.237.004-4	150	130-400	М8
4. група 2ТД.304.096-4	6ТД.237.004-2	375	320-1000	М12

7.3 Резистори, захисна панель, запобіжники

Резистори використовуються для пуску, регулювання кутової швидкості й гальмування

Резистори вибирають за сумарним значенням пускового опору з урахуванням значень секцій

Робимо вибір резисторів:

$$R_n = U_n / I_n$$

$$\text{Для моста } R_n = 380 / 75 = 5 \text{ Ом}$$

$$\text{Для візка } R_n = 380 / 25 = 15 \text{ Ом}$$

Для підйому $R_n=380/200=1,89$ Ом

1. Міст

Контролер KB101

Номінальний опір $R_n=5$ Ом

Потужність двигуна $P_n=7,5$ кВт

Тип блоку BK12

Рубрика блоку 02

Кількість блоків 1

2. Візок

Контролер KB101 Номінальний опір $R_n=15$ Ом

Потужність двигуна $P_n=15$ кВт

Тип блоку BK12

Рубрика блоку 03

Кількість блоків 1

3. Підйом

Контролер ПС 160

Номінальний опір $R_n=1,89$ Ом

Потужність двигуна $P_n=60$ кВт

Тип блоку BK6

Рубрика блоку 07

Кількість блоків 1

Захисна панель

Кранова захисна панель здійснює наступні види захисту:

- Електропостачання, здійснюється за допомогою нульових контактів і контактора.
- Захист від струмів короткого замикання й більших понад 250% перевантажень.
- Кінцевий захист, що забезпечує відхилення при досягненні механізмів крана крайніх положень, здійснюється за допомогою кінцевих вимикачів.

- Блокування запобігання включення двигунів при відкритих дверях кабіни й відкритому люку.

- Аварійне відключення.

- Відключення при зниженні напруги в мережі понад 15 %.

Запобіжники

Для кранових захисних панелей з $I_{\max} = 6A$ вибирають плавкі запобіжники за умовою $I_{\text{вст}} \geq I_{\max}$

По I_{\max} вибираються плавкі запобіжники типу ПР-2-15, $I_{\text{вст}} = 6A$

Конструкція захисної панелі являє собою металева шафа із установлені в ньому апаратурою

Розміщається захисна панель у кабіні крана

Вибираємо захисну панель типу ППЗК для трьох двигунів постійного струму

Основна апаратура ППЗК

-вступної рубильник QW

-контактор лінійний KM

-запобіжники FU

-контакт люка й двері SQ

-контакти кінцевих вимикачів SQ

-аварійний выключатель

Вибираємо захисну панель ППЗБ 160

8 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ НОВОГО КРАНУ.

8.1 Вступ

Розрахунок економічного ефекту проводимо порівнюючи кран, що проектується з серійним краном ЗЕМЗ типу КМ-25Г (табл..8.1).

Таблиця 8.1 – Порівняльна характеристика кранів КМ-25Г та КМ-32/10

Параметр	КМ-32/10	КМ-25Г (базовий)
Вантажопідйомність, т	32	25
Швидкість підйому, м/с	0.63	0.24
Швидкість пересування візка, м	1	0.85
Швидкість пересування крана, м	1.25	0.85
Висота підйому вантажу, м	14	9.3
Проліт, м	20	20
Виліт консолі, м	7.5/5.5	8.5
Маса крану, т	101.03	74.5
Місткість грейфера, м ³	3	3
Режим роботи	А7	А6

8.2 Розрахунок необхідної кількості циклів для розвантаження вантажного вагона.

Для розрахунку приймаємо стандартний залізничний вантажний вагон місткістю 70 м³, та вантажопідйомністю 63 т.

$$n_{ц} = \frac{v_e}{v_{cp}} = \frac{70}{3} = 23,3 \quad (8.2.1)$$

Приймаємо $v=24$

8.3 Розрахунок часу одного циклу.

Час підйому (опускання) грейфера:

- Кран КМ-25Г

$$t_{n1} = \frac{h}{v_n} = \frac{3}{0,24} = 12,5 \text{ с} \quad (8.3.1)$$

- Кран КМ-32/10

$$t_{n2} = \frac{h}{v_n} = \frac{3}{0,63} = 4,7 \text{ с} \quad (8.2.2)$$

Час пересування візка між потягами

- Кран КМ-25Г

$$t_{n\phi 1} = \frac{l}{v_{nep}} = \frac{4,18}{0,85} = 4,9 \text{ с} \quad (8.2.3)$$

- Кран КМ-32/10

$$t_{n\phi 2} = \frac{l}{v_{nep}} = \frac{4,18}{1} = 4,18 \text{ с} \quad (8.2.4)$$

Час пересування крану між вагонами

- Кран КМ-25Г

$$t_{нк1} = \frac{l_g}{v_{nep}} = \frac{14}{0,85} = 14,4 \text{ с} \quad (8.2.5)$$

- Кран КМ-32/10

$$t_{нк2} = \frac{l_g}{v_{nep}} = \frac{14}{1,25} = 11,2 \text{ с} \quad (8.2.6)$$

Загальний час на розвантаження 1 вагона.

- Кран КМ-25Г

$$t_1 = 2 \cdot 24 \cdot (t_{n1} + t_{n\phi 1}) + t_{нк1} \quad (8.2.7)$$

$$t_1 = 2 \cdot 24 \cdot (12,5 + 4,9) + 16,4 = 851,6 \text{ с} = 14,19 \text{ хв} = 0,236 \text{ год}$$

- Кран КМ-32/10

$$t_2 = 2 \cdot 24 \cdot (t_{n2} + t_{n\phi 2}) + t_{нк2} \quad (8.2.8)$$

$$t_2 = 2 \cdot 24 \cdot (4,7 + 4,18) + 11,2 = 437,92 \text{ с} = 7,29 \text{ хв} = 0,121 \text{ год}$$

8.4 Розрахунок орієнтованого часу простою потягу під перевантаженням.

Для розрахунку приймаємо кількість вагонів в потягу середнього класу, що складає 60 штук.

- Кран КМ-25Г

$$T_1=60 \cdot t_1=60 \cdot 0,236=14,16 \text{ год} \quad (8.4.1)$$

- Кран КМ-32/10

$$T_2=60 \cdot t_2=60 \cdot 0,121=7,26 \text{ год} \quad (8.4.2)$$

8.5 Розрахунок вартості часу простою потягу під перевантаженням.

Згідно з [18] ставка плати за користування вантажними вагонами залізниць в розрахунку на:

15 год. - 7.8 грн/вагон

8 год. - 2.6 грн/вагон

- Кран КМ-25Г

$$Ц_1=60 \cdot 7,8=468 \text{ грн}$$

- Кран КМ-32/10

$$Ц_2=60 \cdot 2,6=156 \text{ грн}$$

Враховуючи щорічне збільшення цін на енергоносії та виходячи з цього збільшення ставок за користування вантажними вагонами залізниць, припускаємо збільшення ставки приблизно у 2 рази. Отримуємо:

- Кран КМ-25Г

$$Ц_1=2 \cdot 60 \cdot 7,8=936 \text{ грн}$$

- Кран КМ-32/10

$$Ц_2=2 \cdot 60 \cdot 2,6=312 \text{ грн}$$

Висновок: витрати орендаря вагонів при розвантаженні потягу середнього класу за допомогою крану типу КМ-32/10 скорочуються втричі та зменшуються на 624 грн. в порівнянні з використанням серійного крану аналогічного типу (КМ-25Г). Данні розрахунки приведені згідно до діючих тарифів оренди рухомого складу ДП

"Укрзалізниця". При проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт з залученням іноземного рухомого складу, витрати на простій вагонів істотно збільшуються.

8.6 Розрахунок річного економічного ефекту від використання нового типу крана

$$E = \left[Ц_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_1 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - Ц_2 \right] \cdot A_2 \quad (8.6.1)$$

$A_2 = 1$ - річний об'єм введення нових машин, один.

$Ц_1 = 74.5 \cdot 20200 = 1504900$ грн. - вартість одиниці крану КМ-25Г,

$Ц_2 = 101.03 \cdot 20200 = 2040806$ грн. - вартість одиниці крану КМ-32/10,

Коефіцієнт врахування збільшення продуктивності одиниці крану КМ-32/10 по відношенню до КМ-25Г,

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{124710}{70334} = 1,77 \quad (8.6.2)$$

Теоретична продуктивність крану (відповідно КМ-25Г та КМ-32/10)

- Кран КМ-25Г

$$B_1 = Q \cdot K_z \cdot K_e \cdot \frac{\Phi}{t_1} = 11 \cdot 1 \cdot 0.75 \cdot \frac{2012}{0.236} = 70334 \text{ т/рік} \quad (8.6.3)$$

- Кран КМ-32/10

$$B_2 = Q \cdot K_z \cdot K_e \cdot \frac{\Phi}{t_2} = 11 \cdot 1 \cdot 0.75 \cdot \frac{2012}{0.121} = 124710 \text{ т/рік} \quad (8.6.4)$$

$Q = 10$ т - вантажопідймальність машини,

$K_B = 0,8$ - коефіцієнт використання машини за часом

$K_T = 0,7$ - коефіцієнт використання машини за вантажопідйомністю

$\Phi = 2012$ год. - річний фонд робочого часу,

Виходячи з того, що в даному проекті розглядаються нові крани з схожими експлуатаційними характеристиками, то ми можемо прийняти рівними між собою термін експлуатації, річні експлуатаційні витрати споживача, витрати на ремонт та технічне обслуговування кранів типу КМ-25Г та КМ-32/10.

Коефіцієнт врахування зміни терміну використання нової машини порівняно із базовою,

$$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = 1$$

Економія споживача на поточних витратах експлуатації та відрахування капітальних вкладень за весь термін експлуатації кранів типу КМ-25Г та КМ-32/10.

$$\frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} = 0 \quad (8.6.6)$$

$$E = [1504900 \cdot 1,779 \cdot 1 + 0 - 204806] \cdot 1 = 652965 \text{ грн./рік}$$

Висновок: Виконавши порівняльні розрахунки приходимо до висновку, що економічно доцільніше буде встановлення крану типу КМ-32/10. Так як економічний від встановлення КМ-32/10 в порівнянні з краном КМ-25Г складає 652965 грн. Також при впровадженні крана КМ-32/10 час на обробку одного вагону скорочується приблизно в 2 рази.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

9.1 Аналіз потенційних небезпек.

Основні небезпечні і шкідливі виробничі чинники, характерні для професії машиніста козлового крану перераховані нижче:

- небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі. На крані існує небезпека поразки електричним струмом, оскільки тут експлуатується устаткування, що використовує електричний струм високої промислової частоти напругою до 380 В,

- небезпека падіння з великої висоти, оскільки висота підйому крану складає 14 м

- небезпека отримати захворювання органів дихання, внаслідок того, що кран призначений для перевантаження насипних матеріалів, що можуть утворювати хмари пилу

- небезпека для здоров'я внаслідок монотонної сидячої роботи, що може призвести до захворювання опорно-рухового апарату.

- небезпека персоналу отримати травму при раптовому падінні вантажу (або грейфера) з висоти.

9.2 Заходи по забезпеченню безпеки.

9.2.1 Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт.

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у всіх галузях народного господарства встановлені ДНАОП 63.11-7.01-86. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні бути забезпечені знаками безпеки згідно з ISO 7010:2019 . В місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт зміст шкідливих газів, парів, пилу в повітрі робочої зони не повинен перевищувати ГДК за ISO 16000, ISO 12100-1, ISO 14001 .

При переміщенні вантажу підйомно-транспортним обладнанням персоналу забороняється знаходитись на вантажі, або на грейфері, чи в зоні його можливого падіння. Після закінчення роботи, або в перерві між роботами грейфер не повинен залишатись в підвішеному стані. Переміщення вантажу над приміщеннями чи транспортними засобами де знаходяться люди забороняється.

Вантажі, що розміщуються поблизу залізничних колій, розташовують згідно з вимогами ДСТУ Б В.2.3-29:2011.

У випадку розвантаження в штабелі, штабелі насипних вантажів повинні мати відкоси крутизною, що відповідає куту природного відкосу для вантажів даного виду, або повинні бути огорожені підпорними стінками.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт включаючи проходи та проїзди забезпечуються достатнім природним, або штучним освітленням згідно з БНіП. Освітленість повинна бути рівномірною без засліплюючої дії на персонал.

Персонал задіяний на проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, потрібно забезпечити санітарно побутовими приміщеннями і якісною питною водою.

Майданчики проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні відповідати вимогам пожежної безпеки за ДСТУ 2272:2006, а також БНіП.

Не допускається робота на крані, якщо швидкість вітру перевищує допустиме значення, що вказано в паспорті крану, а також при снігопаді, дощі, що знижують видимість в межах робочої зони. Не допускається робота на крані, якщо температура навколишнього повітря нижче за значення, що вказано в паспорті крану. Проходи та робочі місця вирівнюють, ліквідуючи ями. Взимку проходи очищають від снігу, а в випадку ожеледі посипають піском, або іншим проти ковзним матеріалом.

Підйомно-транспортне обладнання повинно відповідати вимогам ДСТУ 3273-95, а також Правилам устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

До керування підйомно-транспортним обладнанням допускаються особи не молодші 18 років, що пройшли медогляд та мають дозвіл на проведення даного виду робіт.

При наявності небезпеки падіння предметів згори персонал, що працює в місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні носити захисні каски встановлених зразків.

9.2.2 Вимоги щодо оснащення крана

Кабіна

Кабіна крана повинна бути обладнана суцільним огородженням з усіх боків і суцільним верхнім перекриттям. Внутрішні розміри кабіни повинні бути не менш як: висота-2м, ширина-0.9м, довжина-1.3м, об'єм - не менш 3м².

У кабіні повинен бути забезпечений вільний доступ до всього розташованого в ній обладнання.

Світлові отвори кабіни виконуються з без уламкового скла.

Засклення кабіни виконується так, щоб забезпечувалась можливість очищення скла, як з середини так і з зовні. Або повинні бути передбачені пристрої для очищення скла.

У кабіні крана, що розглядається повинні бути передбачені сонцезахисні щитки.

Двері для входу до кабіни обладнуються засовом з внутрішнього боку. А також двері повинні замикатися з середини.

Кабіна обладнується стаціонарним сидінням для машиніста, що встановлюється так, щоб була можливість сидячи керувати краном та вести спостереження за вантажем. Повинна бути забезпечена можливість регулювання положення сидіння за висотою, та в горизонтальній площині.

Кабіни повинні відповідати вимогам ДНАОП. 0.03-1.15-75 "Санитарных правил по устройству и оборудованию кабин управления кранов", затверджених зам Міністра охорони здоров'я СРСР від 08.12.74 №1204-74.

Допускний рівень шуму та вібрації в кабіні не повинен перевищувати умовно допустимих рівнів згідно з Санітарних норм виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99, затверджених постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №37 та Державним санітарним нормам виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.039-99, затвердженого постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №39 і діючим НД.

Параметри мікроклімату в кабіні повинні відповідати вимогам санітарних норм мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99, що затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №42.

Вміст хімічних речовин в повітрі кабіни не повинен перевищувати гранично допустимих концентрацій згідно з вимогами діючих НД.

Рівні напруженості електромагнітного поля в кабіні машиніста повинні перевищувати гранично допустимих рівнів згідно Державним санітарним нормам та правилам при роботі з джерелами електромагнітних полів, що затверджені наказом Міністерства охорони здоров'я України від 18.12.2002 №476.

Рівні напруженості електростатичного поля на поверхні матеріалів, котрими оброблена кабіна, та рівні напруженості електростатичного поля у кабіні повинні відповідати "Санитарным правилам и нормам по применению полимерных материалов в строительстве. Гигиенические требования", що затверджені міністерством охорони здоров'я України від 12.08.91, та діючими НД.

Матеріали, котрі використовуються для обробки кабіни, повинні мати дозвіл на використання Міністерства охорони здоров'я України.

Опалювальні прилади в кабіні встановлюються виробником і повинні відповідати вимогам ПУЗЗПУ.

Огородження.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, котрі можуть стати причиною нещасного випадку, повинні бути закриті металевими огороженнями.

Огородженню підлягають:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;
- з'єднувальні муфти, з виступаючими болтами, шпонками, а також всі муфти розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса крану та візка повинні бути оснащені щитками, котрі виключають попадання під колесо сторонніх предметів. Зазор між рейкою та щитком повинен не перевищувати 10 мм.

Неізольовані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них, повинні бути огорожені.

Все електрообладнання повинно відповідати вимогам ПУЗ.

Все електрообладнання, що розташоване на крані повинно бути заземлене.

9.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці.

9.3.1 Оздоровлення повітряного середовища.

Враховуючи, що грейферний кран призначений для розвантаження насипних матеріалів, котрі можуть спричиняти виділення великої кількості пилу, у кабіні машиніста крану потрібно забезпечити чистоту повітря, що відповідала Наказу Міністерства охорони здоров'я України "Про затвердження гігієнічних регламентів допустимого вмісту хімічних і біологічних речовин у повітрі робочої зони" від 14.07.2020 № 1596. Для забезпечення цих параметрів слід використати наступні технічні рішення.

а) Герметизувати приміщення кабіни шляхом встановлення ущільнень з резини на роз'ємні елементи кабіни.

б) Встановити фільтро-вентиляційну установку, що забезпечує ефективне очищення повітря, що подається в кабіну.

в) Встановити у кабіні кондиціонер.

9.3.2 Виробниче освітлення

Для забезпечення виробничого освітлення майданчика на котрому проводиться розвантаження рухомого складу, потрібно:

а) Встановити на рамі вантажного візка прожектор, забезпечує достатнє освітлення місця опускання грейфера.

б) Встановити по периметру майданчика на висоті 10 м, лампи прожекторного типу у кількості 24 штуки для рівномірного освітлення майданчика.

Таблиця 9.1 - Норми освітлюваності робочих місць СНиП II-4-79 «Естественное и искусственное освещение»

Характеристика роботи	Розміри об'єкту розрізнення, мм	Розряд зорових робіт	Освітлення загальне
Груба	>5	6	150

9.4 Пожежна безпека.

Із засобів пожежегасіння на ділянці передбачено:

а) Протипожежне водопостачання; у проекті майданчика розвантаження передбачено пожежне водопостачання. Протипожежний водопровід об'єднується з господарсько-питним або виробничим водопроводом. Вільний натиск в мережі протипожежного водопроводу низького тиску при пожежогасінні складає не менше 10 м. Норма витрати води на внутрішню пожежогасінню приймається з розрахунку двох пожежних струменів продуктивністю не менше 2,5 л/сек кожна. В цеху встановлено 5 пожежних кранів з рукавами та брансбойтами.

б) На кожні 600 м² для майданчика розвантаження прийнято:

- вогнегасник ОУ-5 - 1 шт;
- ящик з піском 0,5 м - 1 шт;
- сталеві лопати - 2 шт.

Вуглекислотні вогнегасники пристосовані для гасіння тільки електроустаткування.

в) На кожній залізничній станції повинен знаходитись пожежний потяг для оперативного гасіння пожеж що можуть виникнути поза територією майданчика розвантаження.

Для захисту від блискавок передбачено пристрій блискавковідводів.

9.5 Заходи з цивільної оборони.

«Інженерно-технічні заходи по підвищенню стійкості систем електрозабезпечення у надзвичайних ситуаціях».

Система електропостачання є визначною на промисловому підприємстві. Підвищення стійкості цієї системи досягається проведенням як загальноміських, так і об'єктивних інженерно-технічних заходів.

При живленні підприємства від районної енергосистеми лінії електропередач підводяться з двох напрямків. На випадок виходу одного зі строю передбачено автономне (аварійне) джерело, в якості якого використовуються рухомі електростанції. Потужність такої станції розрахована на обмежену групу споживачів електроенергії. Перехід на живлення від аварійних електростанцій здійснюється автоматично без припинення подачі енергії споживачам. Електроенергія на промислове підприємство передається по підземним електролініям.

Для передбачення виходу зі строю електричних мереж встановлені засоби автоматичного відмикання їх при виникненні перенапруг, які можуть бути створені електромагнітними полями, що з'являються при ядерному вибуху.

ВИСНОВКИ

В ході виконання дипломного проекту були вирішені наступні задачі:

- розраховано механізм підйому вантажу;
- розраховано механізм переміщення вантажного візка;
- розраховано механізм переміщення крана;
- розраховано економічний ефект від впровадження нового крану;
- розраховано металоконструкцію крана;
- вказані основні заходи, щодо охорони праці,
- вказані основні заходи, щодо монтажу крану.

Після проведення розрахунків отримали, що річний економічний ефект від встановлення нового крану складає 652965 грн. Також при встановленні нового крану типу КМ-32/10 отримуємо зменшення витрат за рахунок скорочення часу простою вагонів приблизно у 3 рази.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Жолоб М.В., Семерняк В.К., Полюлях Д.М. Підйомно-транспортні машини: Розрахунок та проектування : Видавництво Львівської політехніки, 2017. 464 с.
2. ДНАОП 0.00-1.03-02 «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, Госкомитет Украины по пром. безопасности, охране труда и горному надзору. – Киев, изд. «Основа», 2007.
3. ДСТУ EN 13001-2:2017. Крани. Загальні положення для проектування.
4. Швець І.Р., Слюсарев М.П., Снітинський О.В. Вантажопідйомні машини : навчальний посібник. Харків : ХНАДУ, 2019. 210 с.
5. Проектування деталей машин : навчальний посібник / О.Б. Вовк, В.П. Петренко, О.С. Слюсарчук. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2017. 248 с.
6. ДСТУ ISO 4301-1:2018. Крани. Класифікація.
7. ДСТУ 4514:2006 (ISO 281:1990). Підшипники кочення. Динамічна розрахункова вантажопідйомність і розрахунковий строк служби.
8. ДСТУ EN 13001-3-1:2017. Крани. Загальні положення для проектування.
9. ДСТУ EN 1991-1-4:201X. Єврокод 1. Впливи навантажень на конструкції.
10. Методичні вказівки до курсового проекту “Вантажопідйомна, транспортуєча та транспортна техніка ” для студентів спеціальності 8.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини та обладнання” /Укл.: О.І.Вільчек, О.М.Руднєв, В.І.Глушко. - Запоріжжя: ЗДТУ, 2001.- 69 с.
11. Dubbel: Handbook of Mechanical Engineering. 25th ed. / Dr. Karl-Heinz Grote, Dr. Jörg Behnke. Berlin : Springer, 2019. 1475 p.
12. 10. FEM 1.001. Rules for the Design of Hoisting Appliances.
13. ДСТУ ISO 286-1:2010 (ISO 286-1:1988, IDT). Система допусків і посадок ISO.
14. SKF Bearing Handbook / SKF.
15. Shigley’s Mechanical Engineering Design / J. E. Shigley, C. R. Mischke, R. G. Budynas. 10th ed. New York : McGraw-Hill, 2015. 1152 p.
16. SKF General Catalogue.

17. Дементьев О.В., Кудрявцев М.И., Павлице В.Т. Металеві конструкції : підручник. Київ : Каравела, 2018. 480 с
18. Додаток 1 до розпорядження Кабінету Міністрів України від 8.10.04 №706
19. Дмитрієв М.В., Якимчук О.М., Гордійчук Д.О. Електрообладнання промислових підприємств та установок : підручник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 272 с.
20. Електропостачання : Видавництво Львівської політехніки, 2020. 480 с.
21. Яковлев І.А., Денисюк С.П., Ковальчук І.О. Електричний привід : підручник. Київ : НАУ, 2018. 412 с.
22. Якимчук О.М., Грабко В.В., Прокопенко О.В. Основи електроприводу : навч. посіб. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 160 с.
23. Монтаж, експлуатація та ремонт електроустановок : підручник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 300 с.
24. Проектування вантажопідійомних машин : навчальний посібник НТУ "Дніпровська політехніка", 2019. 280 с.
25. Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів : Наказ Міністерства палива та енергетики України від 25.07.2006 № 258. Київ : Міненерговугілля України, 2006. 176 с.