

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин і підйомно-транспортні механізми
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр.

(ступінь вищої освіти)

на тему Кран мостовий спеціальний
Q=32/10T.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи МЗ-312

Спеціальності МЗ.Тягове машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні спец.
машини.
Савченко А. А.
(прізвище та ініціали)

Керівник Козак Д. С.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Фролов Р. О.
(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний факультет
Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 „Талужеве машинобудування“
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, допотопні, бурові машини, мех. машини
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мартовичук М.М.
« 15 » 04 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Савченко Тамара Володимирівна
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран мостовий спеціальний
Q=32/10T.

керівник проєкту (роботи) Козах Дмитро Сергійович старш. виск.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 2026 року № 163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи)

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Вихідна конструкція мостового
крану однопалкового

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Опис базової машини 2. Розрахунок
головного механізму підйому. 3. Розрахунок допо-
мірного механізму підйому. 4. Розрахунок механізму
переміщення візка. 5. Розрахунок механізму переміщення
крану. 6. Перевірочні розрахунок головної балки.
7. Вибір апаратури керування.

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

1. Загальний вигляд крану; 2. Металоконструкція крану;
3. Механізми допоміжного контролю; 4. Механізми головного
контролю; 5. Візок; 6. Механізми переміщення крану

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконане завдання
1-2	Козак Д.С.	16.04.26	<i>[Signature]</i>
3-4	Козак Д.С.	24.04.26	<i>[Signature]</i>
5-6	Козак Д.С.	1.05.26	<i>[Signature]</i>
7-8	Козак Д.С.	8.05.26	<i>[Signature]</i>
9	Козак Д.С.	22.05.26	<i>[Signature]</i>

7. Дата видачі завдання « 15 » 04. 20 26 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1.	Опис базової машини	20.04.26	
2.	Розрахунок потужного механізму підйому	24.04.26	
3.	Розрахунок зчеплення механізму підйому	28.04.26	
4.	Розрахунок мех. передавання в'їзду	04.05.26	
5.	Розрахунок мех. передавання крана	07.05.26	
6.	Перевірочний розрах. гошов. балки.	11.05.26	
7.	Вибір апаратури керування і захисту	15.05.26	
8.	Розрахунок економічного ефекту	22.05.26	
9.	Охорона праці	28.05.26.	

Студент

Керівник проєкту (роботи)

[Signature]
(підпис)
Савченко А.В.
(прізвище та ініціали)

[Signature]
(підпис)
Козак Д.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломний проект: 86 с., 4 табл., 19 рис., 34 джерела

Метою дипломного проекту є виконання розрахунку основних механізмів мостового крана вантажопідйомністю 32 т для головного підйому та 10 т для допоміжного підйому. Також у роботі передбачається вибір основних елементів приводу: електродвигунів, редукторів і гальм для відповідних механізмів крана.

Вантажопідйомні машини широко застосовуються для виконання вантажно-розвантажувальних робіт, транспортування вантажів у межах виробничого або будівельного процесу, а також під час ремонтних і монтажних робіт з великими та важкими агрегатами. Мостові крани можуть мати різні вантажозахоплювальні пристрої, залежно від умов роботи та призначення. До таких пристроїв належать гаки, грейфери, спеціальні захвати та інше обладнання. Основною перевагою мостового крана є те, що він переміщується по кранових коліях, розміщених у верхній частині цеху, тому не займає робочу площу приміщення.

У даному дипломному проекті розглядається мостовий кран з прольотом 22,5 м. Вантажопідйомність головного механізму підйому становить 32 т, а допоміжного – 10 т. Розрахунок крана виконується на основі базової конструкції з подальшим перерахунком основних параметрів відповідно до нових розмірів виробничої будівлі.

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

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	8
1. Опис базової машини.....	11
1.1 Переваги однобалкових кранів.....	11
1.2 Опис схеми крана, що розробляється.....	14
2. Розрахунок головного механізму підйому.....	16
2.1 Вибір кінематичної схеми головного механізму.....	16
2.2 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	17
2.3 Вибір вантажного каната.....	17
2.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	18
2.5 Вибір гака.....	19
2.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	20
2.7 Розрахунок елементів підвіски.....	22
2.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	26
2.9 Вибір редуктора.....	27
2.10 Вибір муфт.....	28
2.11 Перевірка двигуна за часом пуску.....	29
2.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	31
3. Розрахунок допоміжного механізму підйому.....	32
3.1 Вибір кінематичної схеми допоміжного механізму.....	32
3.2 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	32
3.3 Вибір вантажного каната.....	33
3.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	33
3.5 Вибір гака.....	34
3.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	35
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.....	42
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.....	43
4.4 Опір пересування візка.....	44
4.5 Визначення потужності двигуна, його вибір.....	45
4.6 Вибір редуктора.....	46
4.7 Вибір муфт	47
4.8 Вибір гальм.....	47
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.....	58
7. Вибір апаратури керування й захисту.....	64
7.1 Опис принципової схеми електроустаткування крана.....	64
7.2 Контролери, кранові кінцеві вимикачі, реле для захисту ланцюгів кранових.....	65

	7
7.3 Резистори, захисна панель, запобіжники.....	67
8 Розрахунок економічного ефекту від впровадження нового крана.....	70
8.1 Вступ.....	70
8.2 Розрахунок необхідної кількості циклів для розвантаження вантажного вагона.....	70
8.3 Розрахунок години одного циклу.....	71
8.4 Розрахунок орієнтованого години простою потягу під перевантаженням.....	72
8.5 Розрахунок вартості години простою потягу під перевантаженням.....	72
8.6 Розрахунок річного економічного ефекту від використання нового типу крана.....	73
9. Охорона праці.....	75
9.1 Аналіз потенційних небезпек.....	75
9.2 Заходи по забезпеченню безпеки.....	75
9.2.1 Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт.....	76
9.2.2 Вимоги щодо оснащення крана.....	77
9.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці.....	79
9.3.1 Оздоровлення повітряного середовища.....	79
9.3.2 Виробниче освітлення.....	80
9.4 Пожежна безпека.....	80
9.5 Заходи з цивільної оборони.....	81
Висновки.....	83
Перелік використаних джерел.....	84

ВСТУП

Кранами називаються вантажопідйомні обладнання, що служать для вертикального й горизонтального переміщення вантажів на більші відстані. По особливостях конструкцій, пов'язаним із призначенням і умовами роботи, крани розділяються на мостові, порталні, козлові, баштові й ін. У цехах підприємств електромашинобудування найбільше поширення одержали мостові крани, за допомогою яких проводиться підйом і опускання важких заготовок, деталей і вузлів машин, а також їх переміщення уздовж і поперек цеху. Вид мостового крана в основному визначається специфікою цеху і його технологією, однак багато вузлів кранового встаткування, наприклад механізми підйому й пересування, виконуються однотипними для різних різновидів кранів.

На електричних кранах установлюють електродвигуни, пускові й регульовальні опори, гальмові електромагніти, контролери, захисну, пускорегулюючу, сигнальну, блокувальну й освітлювальну апаратуру, кінцеві вимикачі, струмознімачі. Вода на кран подається або через троллейні провідники, нерухомо закріплені на будівельних конструкціях, і струмознімачі, закріплені на крані, або за допомогою гнучкого шлангового кабелю. Електродвигуни, апарати й електропроводку кранів монтують у виконанні, відповідному до умов навколишнього середовища.

Залежно від виду вантажів, що транспортуються, на мостових кранах використовують різне вантажозахватуюче обладнання: гаки, магніти, грейфери, кліщі й т.п. У зв'язку із цим розрізняють крани крюкові, магнітні, грейферні, кліщові й т.п. Найбільше поширення одержали крани із крюковою підвіскою або з піднімальним електромагнітом, що служить для транспортування сталевих аркушів, стружки й інших феромагнітних матеріалів.

У всіх типів кранів основними механізмами для переміщення вантажів є піднімальні лебідки й механізми пересування.

По вантажопідйомності мостові крани умовно розділяють на малі (маса вантажу 5-10 т.), середні (10-25 т.) і великі (понад 50 т.).

Переміщення вантажів, пов'язане з вантажопідйомними операціями, у всіх галузях народного господарства, на транспорті й у будівництві здійснюється різноманітними вантажопідйомними машинами.

Вантажопідйомні машини служать для вантажно-розвантажувальних робіт, переміщення вантажів у технологічному ланцюзі виробництва або будівництва й виконання ремонтно-монтажних робіт з великогабаритними агрегатами. Вантажопідйомні машини з електричними приводами мають надзвичайно широкий діапазон використання, що характеризується інтервалом потужностей приводів від сотень ватів до 1000кВт. У перспективі потужності кранових механізмів може дійти до 1500 –2500 кВт.

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.

У цей час вантажопідйомні машини випускаються більшим числом заводів. Ці машини використовуються в багатьох галузях народного господарства в металургії, будівництві, при видобутку корисних копалин, машинобудуванні, транспорті, і в інших галузях.

Мостові крани використовуються в навантажувально-розвантажувальних і монтажних роботах усередині промислових приміщень заводів і складських приміщеннях, але також можливе використання мостових кранів і поза приміщеннями. Стандартною робочою температурою навколишнього середовища для роботи мостових кранів вважається температура $-40...+40$ градусів за Цельсієм; такі крани можна використовувати навіть в регіонах з підвищеною небезпекою землетрусу

(опорні конструкції спеціально сконструйованих кранів здатні витримувати сейсμοактивність навіть до восьми балів) і поряд з джерелами вибухонебезпеки.

Метою дипломної роботи є 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.

1. ОПИС БАЗОВОЇ МАШИНИ

1.1 Переваги однобалкових кранів

Мостовим краном називається вантажопідйомна машина, що пересувається по рейках на деякій відстані від землі (підлоги), що й забезпечує переміщення вантажу в три взаємно перпендикулярних напрямках. Мостові крани є одним з найпоширеніших засобів механізації різних виробництв, вантажно-розвантажувальних і складських робіт. Переміщаючись по шляхах, розташованих над землею, вони не займають корисної площі цеху або складу, забезпечуючи в той же час обслуговування практично будь-якої їхньої зони.

До мостових кранів загального призначення ставляться крани, що призначають для роботи з різноманітними вантажами, що й мають у якості вантажозахватних органів вантажні гаки. Іноді ці крани, на відміну від кранів, постачених спеціальними вантажозахватними обладнаннями (грейферами, магнітами і т.д.), називають крюковими кранами, які згідно зі статистичними дослідженнями становлять близько $2/3$ усіх експлуатованих мостових кранів. Штучні вантажі, що призначають для підйому й переміщення таким краном, навішують на гак за допомогою стропів (канатних, ланцюгових) або різних спеціальних захоплень.

Досить часто мостові крани використовуються у виробництві для вантаження сипких речовин і навіть для переміщення мас розплавленого заліза, для чого в ковші застосовується ізоляційна система потрібної міцності. Мостові вантажозахватні крани є досить-таки відкритою для змін конструкцією, що дозволяє модернізувати і спеціалізувати кран, встановлюючи додаткові елементи і механізми: спеціальні магнітні замки для транспортування металів, вантажозахватні кліщі і грейфери, а також датчики-обмежувачі для додання безпеці вантажопідйому і кондиціонери.

Взагалі, мостові крани мають щонайширший спектр можливих комплектацій: існують і мостові двохбалочні крани, і навіть мостові однобалочні. Наприклад, двохбалочні можуть комплектуватися декількома візками, магнітними і кліщовими захопленнями. Мостові однобалочні крани (підвісні і опорні) зазвичай виготовляються для умов, що вимагають високої стійкості, наприклад, на вибухонебезпечних ділянках робіт.

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 переміщаються по шляхах, покладених на спеціальних естакадах

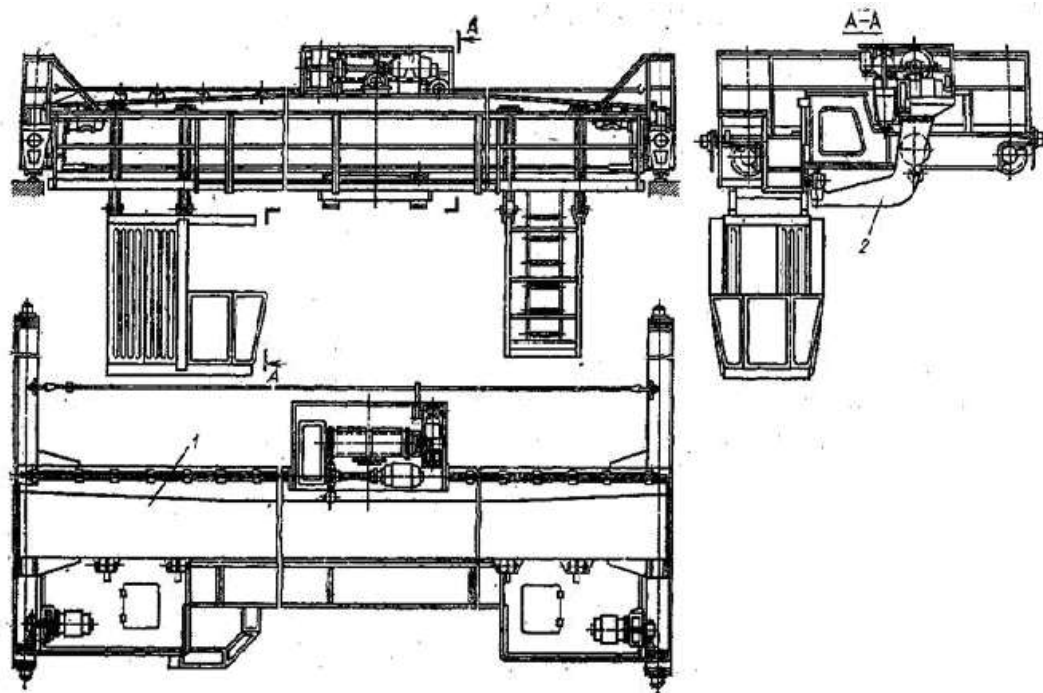


Рисунок 1.1. – Однобалковий кран

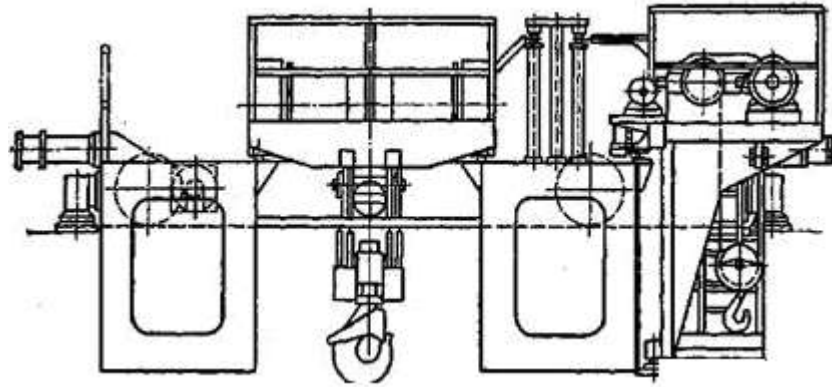


Рисунок 1.2 – Кран з опорної й консольної візками

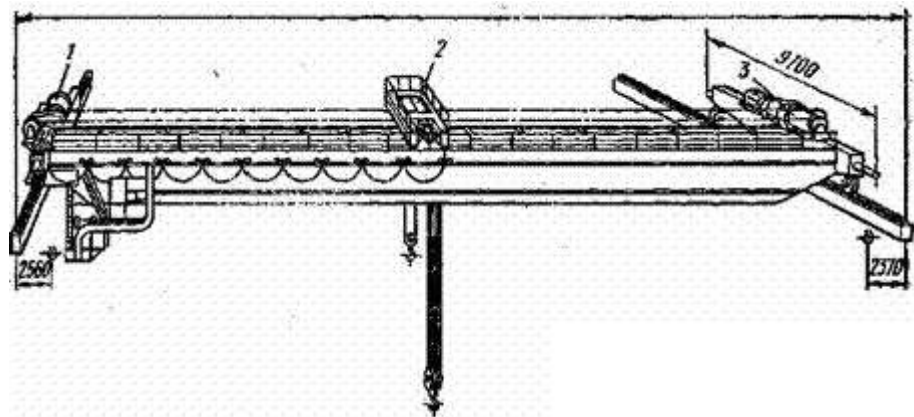


Рисунок 1.3 – Однобалковий кран зі стаціонарними механізмами підйому

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.

При визначенні можливості зниження маси крана більшу роль відіграють статистичні матеріали, що стосуються як величини навантажень і режимів роботи, так і міцності елементів металоконструкцій і механізмів. Це, у свою чергу, дозволяє уточнити фактично діючі навантаження й методи

міцнісного розрахунків. Оскільки вартість напівфабрикатів, покупних виробів і матеріалів становить від 60 до 84% повної вартості крана, важливими при оцінці технологічності конструкцій є показники маси, вартості матеріалів і коефіцієнт їх використання, обумовлений кількістю відходів. При виробництві мостових кранів цей коефіцієнт поки не перевищує 0,7.

Однобалочні мостові крани з електричним приводом розділяються на опорні і підвісні. Вантажопідйомність опорних кранів – 5 т, проліт – 25.5 м. Вантажопідйомність однобалочних підвісних мостових кранів – 5 т., проліт – 34.8 м. Крани вантажопідйомністю до 5 т обладналися електроталіями, керованими з підлоги: на кранах більшої вантажопідйомності встановлюються звичайні механізми підйому мостових кранів опорної конструкції і управляються з нерухомої або рухомої кабіни. Швидкість пересування кранів, керованих з підлоги, не перевищує 0.53 м/с : швидкість пересування кранів, керованих з кабіни, досягає 1м/с.

Як несучу балку однобалочних кранів підвісної конструкції застосовують, як правило, двутавр. У необхідних випадках несучу балку підсилюють вертикальною шпренгельною конструкцією і горизонтальною фермою. Балки підвішують до ходових кареток, які переміщаються по тих, що підкрановим двотавровим направляють. Половина опорних кареток – приводні. Стиковку несучих балок сусідніх прольотів здійснюють за допомогою спеціальних замків, що запобігають переходу візка на сусідній політ при відкритому замку. Підвісні мостові крани істотно легші за опорні мостові крани тієї ж вантажопідйомності. До того ж вони дозволяють використовувати практично всю корисну площу виробничого приміщення.

1.2 Опис схеми крана, що розробляється

В дипломному проекті пропонується розробка підвісного мостового однобалкового крану з вантажопідйомністю головного механізму 32т, та

допоміжного механізму 10 т. При цьому довжина крана становить 22,5 м, висота підйому 14 м, швидкість підйому для головного механізму 0,14 м/с, для допоміжного 0,338 м/с, група режиму роботи 5К (середня).

Висота підйому (у м) — відстань між нижнім і верхнім положеннями гака.

Для мостових кранів загального призначення з машинним приводом установлені режими роботи: легкий, середній і важкий. Для кожного механізму режим роботи визначається окремо, режим роботи крана в цілому встановлюється по механізму головного підйому. Цей же режим ураховується й при розрахунках металоконструкцій.

Основними складовими частинами крану, що розробляється є:

- металоконструкція, основою якої є головна балка;
- механізм пересування крана;
- візок крана, що має власний механізм пересування;
- кабіна машиніста;
- головний механізм підйому (32т);
- допоміжний механізм підйому (10т).

У якості базової конструкції було взято мостовий кран виробництва ЗЕМЗ з середньою групою режиму роботи та з довжиною балки 30 м. При цьому кран, що розробляється повинен мати легку групу режиму роботи та довжину балки 22,5м, що обумовлено особливостями використання крану на заданому виробництві.

2. РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

2.1 Вибір кінематичної схеми головного механізму

Вихідні дані:

Вантажопідйомність $Q=32\text{т}$;

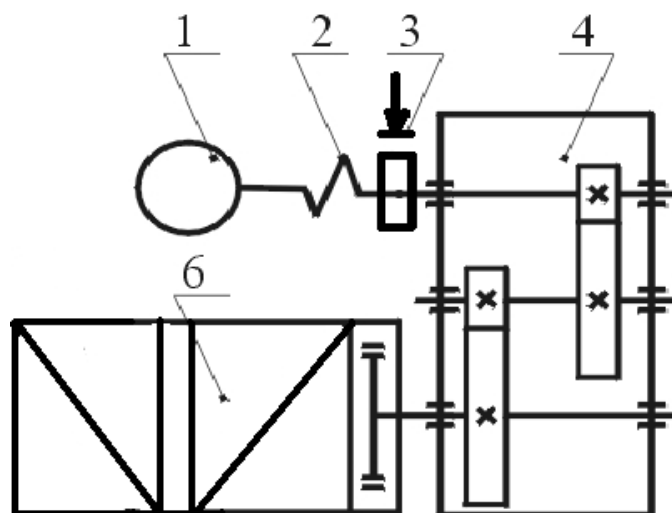
Висота підйому вантажу $H=12\text{м}$;

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 компактний по ширині. Вал редуктора та вісь барабана встановлюються на двох опорах. Тихохідний вал редуктора має на кінці зубчасту напівмуфту, яка передає крутний момент на барабан через зубчасту напів муфту, владнану в барабан. Переваги цієї конструкції: компактність, блочність, статична визначеність. Недоліком цієї схеми є мала доступність для огляду вузла з'єднання редуктора з барабаном. Ця схема широко застосовується для механізмів 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

Обираємо здвоєний поліспаст для механізму підйому.

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

Отже обираємо кратність 4, що відповідає заданому діапазону вантажопідйомності.

Після вибору поліспасти 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 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 $F_{розр}$

$$F_{розр} = K \cdot F_{max} \leq [F]_{розр}$$

(2.2)

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

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

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

(2.3)

$$G_n = (0,02...0,03)Q$$

(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.

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

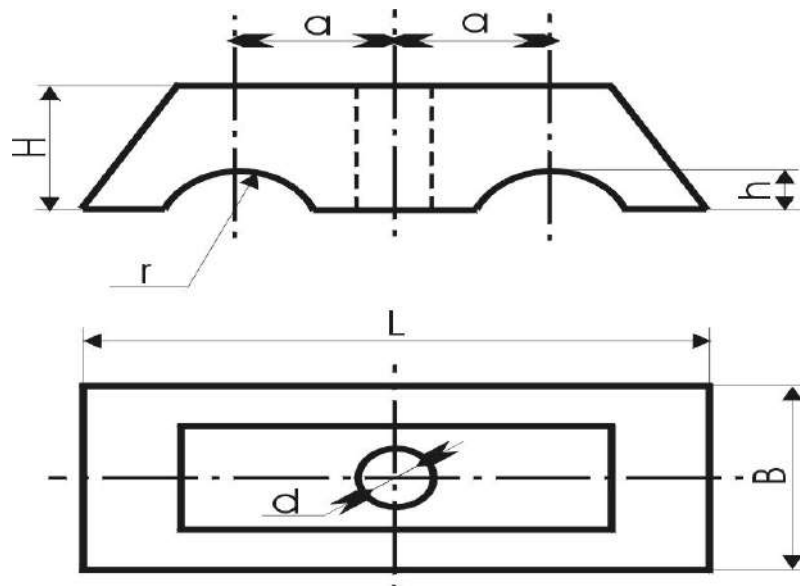
$$F_{max} = \frac{10^4(32 + 0,8)}{8 \cdot 4 \cdot 0,9704 \cdot 0,98^2} = 10998 \text{ Н}$$

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

Вибираємо канат конструкції 21-Г-В-Н-1770 ГОСТ 7668-80 восьмигільковий, 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:

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}}$$

(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.

$$F_{KP} = \frac{10998}{2,72^{0,16 \cdot 1,5}} = 8650 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

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

(2.6)

де d_1 - внутрішній діаметр різі гвинта (шпильки).

$[\sigma]_p = 50 \dots 60 \text{ МПа}$ - допусчне напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст

3.

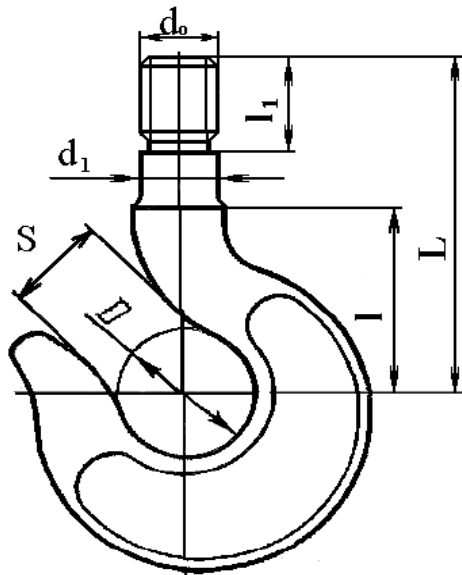
Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

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

2.5 Вибір гака

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

Ескіз гака наведено на рис. 2.3.



$D=170\text{мм}$, $S=130\text{мм}$, $d_1=100\text{мм}$, $d_0=\text{трап}90\times12$ $L=820\text{мм}$, $l\geq 250\text{мм}$, $l_1=115\text{мм}$

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 $D=900\text{ мм}$

Діаметр блоку 560 мм.

Число витків нарізок на барабані

$$Z = \frac{H i_n}{\pi D} + 4,5$$

(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:

$$\text{при} \quad \text{здвоєному} \quad \text{поліспасті} \quad - \quad L = 2l + 2b + c,$$

(2.10)

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

$\delta_p = d_k$ - товщина реборди;

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

$$L = 2 \cdot 485,1 + 2 \cdot 1,1 \cdot 21 + 100 = 1116 \text{ мм}$$

Товщину стінки барабана приймаємо, мм:

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

(2.11)

$$\delta \approx 1,2 \cdot 21 \approx 25,2 \text{ мм}$$

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

Стінки барабана перевіряємо по напруженню стиску

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

(2.12)

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

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

2.7 Розрахунок елементів підвіски

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

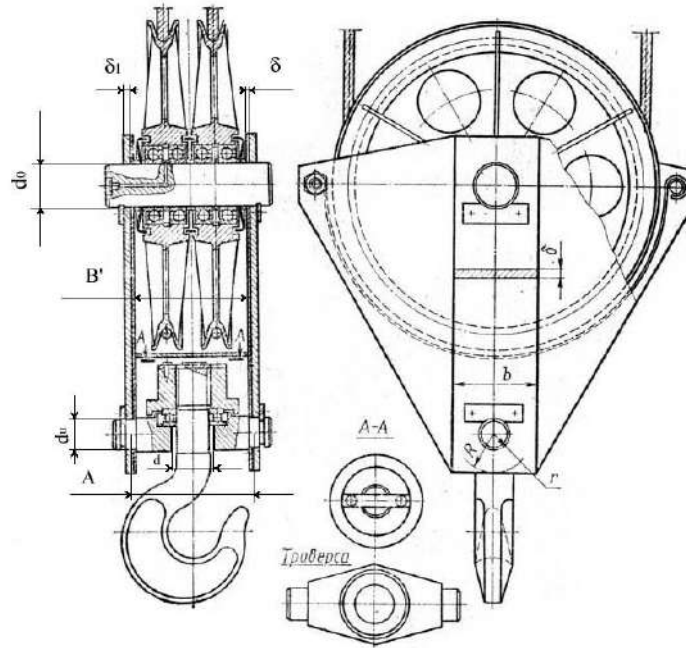


Рисунок 2.4 – Нормальна гакова підвіска

Висоту гайки гака приймаємо рівною довжині різьбового хвостовика, діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру $D_n = 0,23\text{м}$ упорного підшипника. Упорний підшипник гака вибираємо за статичною вантажопідйомністю $C_0 = 1,2Q = 38,4$ і діаметром шийки гака.

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

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_0}{1745}} \leq [C]_{\text{ВП}} \quad C = P_E \sqrt[3]{\frac{60n_\sigma L_{10h}}{10^6}} \leq [C]_{\text{ВП}} \quad (2.13)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

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

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_δ - частота обертання блока, хв.⁻¹;

ω_δ - кутова швидкість блока, с⁻¹;

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

$$n_\delta = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D} ; \quad \omega_\delta = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D}$$

$$(2.15)$$

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.

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

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

Вибраний типорозмір підшипника погоджується з діаметром осі блока або з діаметром цапфи поперечини. Розраховуємо вісь блока, поперечину

(траверсу) та сорежку. Розрахована відстань A 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 сорежки; $\delta_2=20$ 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

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

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

$$d = 10^3 \sqrt[3]{\frac{306.49}{0,1 \cdot 100}} \approx 55.3 \text{ мм}$$

Розрахункова висота поперечини, мм:

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

(2.19)

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

$$M = \frac{10^4 Q \cdot A}{4}$$

(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;

$[\sigma]_{3\Gamma}$ - допускне напруження згину; $[\sigma]_{3\Gamma} = 90 \dots 100$ 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

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

(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:

$$\sigma_{3M} = \frac{10^4 \cdot Q}{2 \cdot d_o \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_{3M} = 100 \text{ МПа}$$

(2.22)

де B - ширина сережки, мм;

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

δ_2 - товщина сержки, мм.

$$\sigma_{\zeta i} = \frac{10^4 \cdot 32}{2 \cdot 115 \cdot 20} = 69,5 \leq [\sigma]_{\zeta i} = 100 \text{ МПа}$$

2.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Перевірка на нагрівання

Електродвигун вибираємо з каталога по статичній потужності, кВт:

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{\max} V_n}{\eta_3}$$

(2.23)

де $Q_{\max} = (Q + G_n)$, Т

V_n - швидкість підйому вантажу, м/с;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_o \cdot \eta_P \cdot \eta_M$ - ККД, відповідно, поліспаста, 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 $n_o = 570 \text{ хв}^{-1}$, 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

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25}$$

(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%. $P_{25}=75\text{кВт}$

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

2.9 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому

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

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

V_n – швидкість підйому вантажа, м/с ;

D - діаметр барабана по осі каната, м .

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

$$n_o = 570 \text{хв}^{-1}$$

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

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]

$$T_{\dot{A}D} = 1.5 \cdot 33000 \approx 50000 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

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

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

$$T_{\text{гр}} = 50000 \leq [T_p] = 56130$$

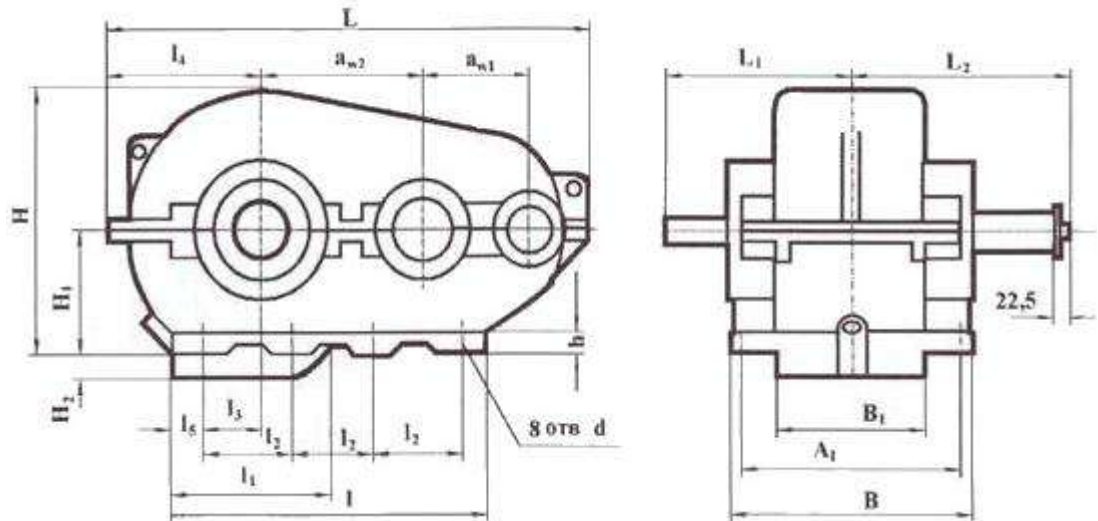


Рисунок 2.5 – Ескіз редуктора РК600-50-22М-48

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 шків (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 3М $K_2=1,1$

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

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

Отже обираємо муфту зубчасту МЗ-4 ГОСТ 5006-55 максимальний крутячий момент 5600Нм (рис. 2.6).

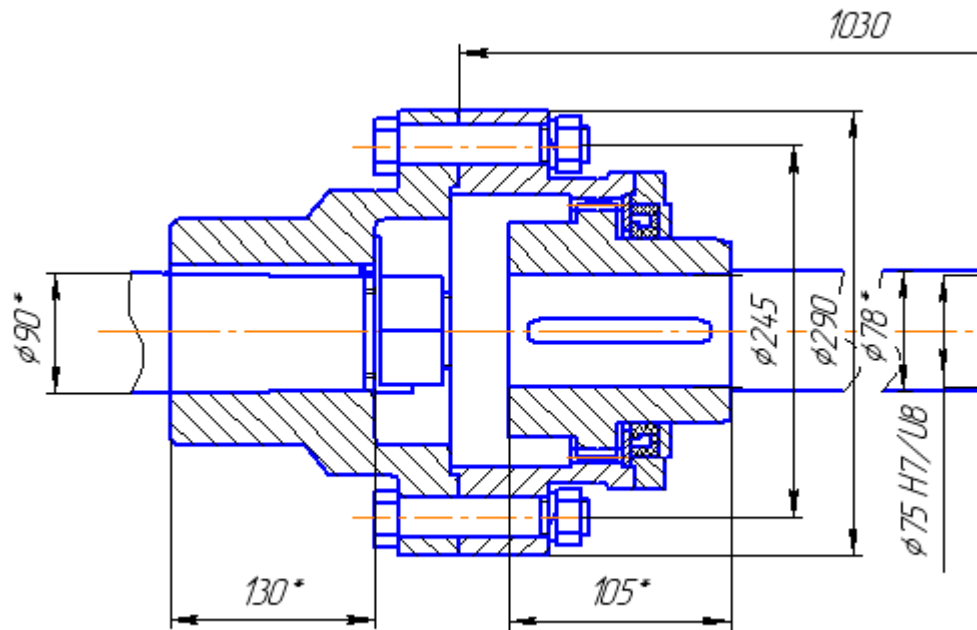


Рисунок 2.6 – Ескіз муфти

2.11 Перевірка двигуна за часом пуску

$$t_n = \frac{I_{зв} \cdot \omega_0}{T_n^{CP} - T_H} \geq [t_n] = 1 \dots 2c$$

(2.29)

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

де $I_{зв}$ - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу, кгм²;

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

$\delta = 1,2$ - 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 поліспаста;

U_P - передаточне число редуктора;

T_n^{CP} - середньопусковий момент двигуна, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

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

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

Номінальний момент двигуна, Нм

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\partial}}{\omega_{\partial}}$$

(2.32)

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

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

$$I_{3B} = 1,2(5,25 + 0,6) + 32000 \frac{0,9^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 48,6^2 \cdot 0,85} = 7,22 \text{ кгм}^2$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажа, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

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

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_G , Н м:

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

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

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

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

$$T_{G.K} \geq T_G \quad (2.35)$$

де $T_{G.K}$ - 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 підручнику[4].

Вибираємо гальма ТКГ-400 $T_{G.K} = 1500 \geq 736,5 \text{ Нм}$. 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 гідро штовхачем, 179кг.

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)

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

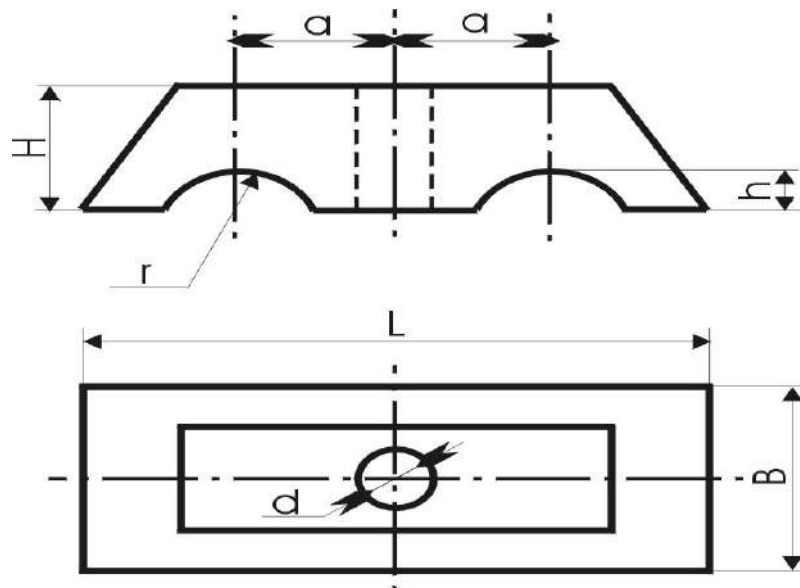
$$F_{max} = \frac{10^4 (10 + 0,25)}{8 \cdot 4 \cdot 0,9704 \cdot 0,98^2} = 3438 \text{ Н}$$

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

Вибираємо канат конструкції 17,5-Г-В-Н-1670 ГОСТ 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:

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}}$$

(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:

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

(2.6)

де d_1 - внутрішній діаметр різі гвинта (шпильки).

$[\sigma]_p = 50 \dots 60 \text{ МПа}$ - допусчне напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст

3.

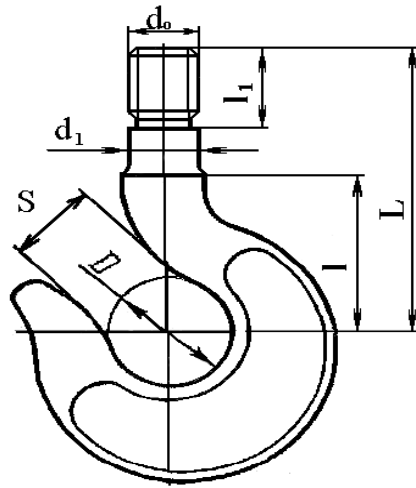
Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

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

3.5 Вибір гака

Гак вибираємо за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи для машинного приводу. Приймаємо кований однорогий гак за ГОСТ 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)

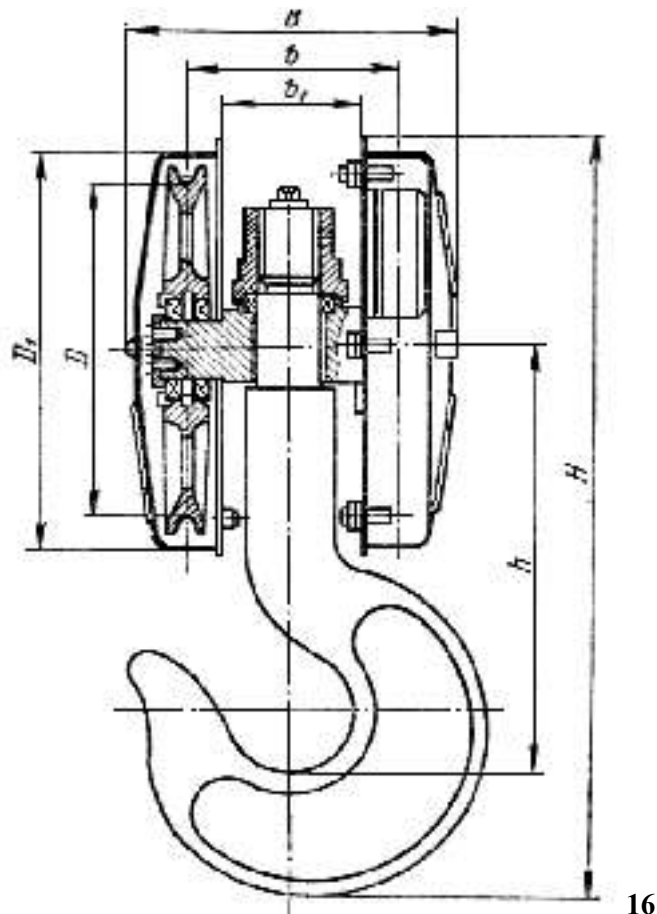
для барабанів зі сталі 25Л, 35Л і 40ГЛ $[\sigma]_{ст} = 120$ МПа.

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

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 $D_n=0,56$ м упорного підшипника. Упорний підшипник гака вибираємо за статичною вантажопідйомністю $C_0 = 1,2Q=12$ і діаметром шийки гака.



16

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)

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

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

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

Вибраний типорозмір підшипника погоджується з діаметром осі блока або з діаметром цапфи поперечини. Розраховуємо вісь блока, поперечину (траверсу) та сорежку. 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

$$d_{\text{ц}} = 10 \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1 \cdot [\sigma]_{\text{ЗГ}}}}$$

(3.1)

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

$$M_1 = F_{max} B_{\phi l} \cdot i_n \cdot 10^{-3} \quad \text{при} \quad i_n = 4.$$

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

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

3.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Перевірка на нагрівання

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

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{max} V_n}{\eta_3}$$

(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;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_{\phi} \cdot \eta_P \cdot \eta_M$ - 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 $n_{\phi} = 715 \text{ хв}^{-1}$, при ПВ=40%, момент інерції ротора $I_P = 0,9 \text{ кгм}^2$, максимальний крутний момент $T_{max} = 2360$ (Н·м), маса $m = 900 \text{ кг}$

Потужність вибраного двигуна перевіряємо за нагріванням

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25}$$

(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)

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

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

V_n – швидкість підйому вантажа, м/с ;

D - діаметр барабана по осі каната, м .

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

$$n_{\delta} = 715 \text{хв}^{-1}$$

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

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 ,

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

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 мова:

$$T_{гр} = 3540 \leq [T_p] = 4000$$

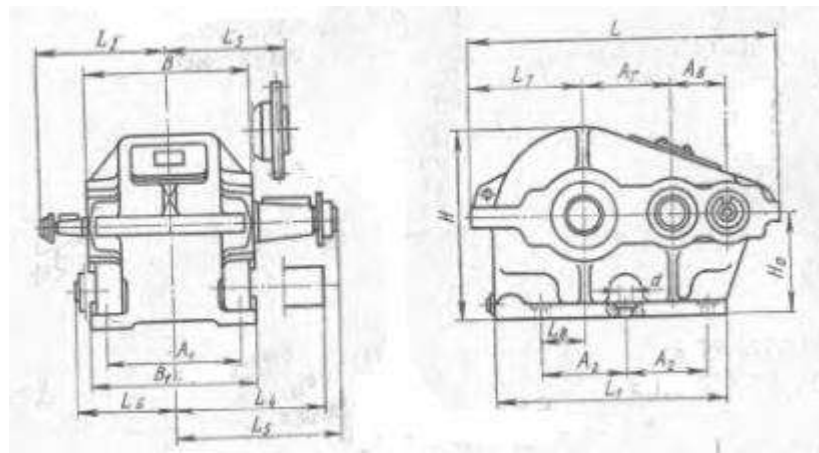


Рисунок 3.3 – Ескіз редуктора Ц2У-400-К-31,5-22М1

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 ГОСТ 5006-55 максимальний

крутячий момент 4200Нм (рис. 3.4).

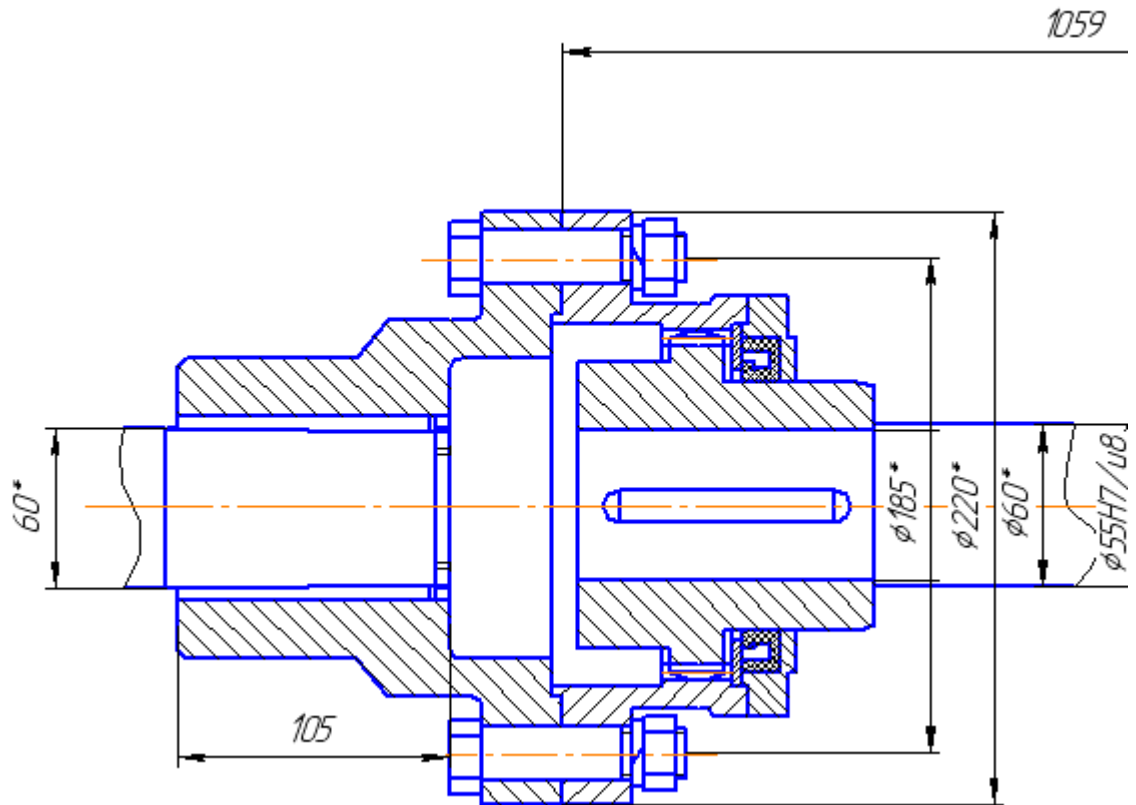


Рисунок 3.4 – Ескіз муфти

3.11 Перевірка двигуна за часом пуску

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\phi}}{T_n^{CP} - T_H} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ c}$$

(2.29)

Номінальний момент двигуна, Нм (2.32)

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

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

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

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.

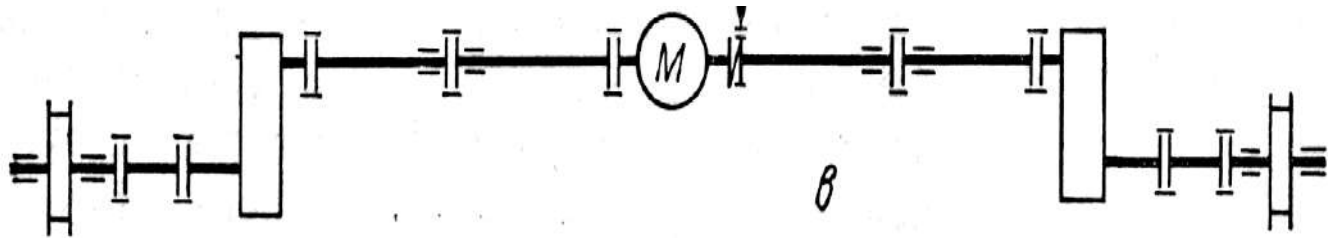


Рисунок 4.1 – Кінематична схема механізму пересування візка

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, $P_d = 15 \text{ кВт}$, 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 Нм , маса 210 кг .

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

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 ($K_{25} = 0,75$).

$V=0.761$ м/с

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

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

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

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 вала двигуна, с^{-1} ;

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

V - швидкість руху, м/с; $V=0,761$ м/с

D - діаметр ходового колеса, м. $D=0,63$ 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 муфти

Для з'єднання валів механізмів пересування рекомендують зубчасті муфти за ГОСТ 5006-83. 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 ГОСТ 5006-83 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, с^{-1} ;

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

$$t_r = \frac{V}{[a]}$$

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

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

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²

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

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

I_P - момент інерції ротора двигуна, кгм²;

I_M - момент інерції муфти, кгм²;

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

$B=70$ мм, Відхід колодок від шківів $\varepsilon=0,6$ 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

$$t_{\Gamma}^I = \frac{I_{3B}^{IT} \omega}{T_{\Gamma} + T_{CT}^I} \geq t_{\Gamma \min} \quad (4.13)$$

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

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

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

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

Зведений момент інерції рухомих мас, кгм^2

$$I_{3B}^{IT} = \delta(I_p + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_p^2} \eta_3 \quad (4.15)$$

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 ($K_{CH} > 1,2$), 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 φ

= 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

$$t_P^I = \frac{I_{3B}^I \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^I},$$

(4.17)

де I_{3B}^I - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм^2 :

$$I_{3B}^I = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2 \cdot \eta_3};$$

(4.18)

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

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

T_H - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_H = \frac{P_{\partial} \cdot 10^3}{\omega_{\partial}}$$

(4.19)

P_{∂} - потужність двигуна, кВт;

n_{∂} - частота обертання вала 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

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_p^1}$$

(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

$$W_{TP}^{PP} = R_{PP}^{lmin} f \cdot d \cdot \frac{1}{D} \quad (4.21)$$

де R_{PP}^{lmin} - 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.

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

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажа

$$K_{цл} = \frac{R_{PP}^{lmin} \cdot \varphi}{W_T^1 + W_i - W_T^{PP}} \geq 1,2 \quad (4.22)$$

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

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

5. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ

5.1 Вибір схеми механізму пересування крану

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 крану визначаємо за формулою (5.1) та рис. 5.1.

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

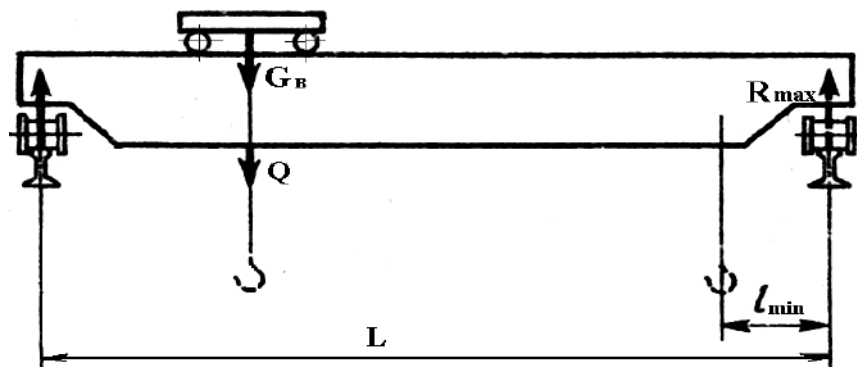


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема мостового крана

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

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

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-B6, $P_d=7,5\text{кВт}$, 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 ГОСТ 5006-83.

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, $кгм^2$

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

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 шківа $\epsilon=0,6$ 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

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

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

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

Зведений момент інерції рухомих мас, $кгм^2$

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

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

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

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

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

Зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²:

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

Номинальний 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

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

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

$$K_{cц} = \frac{1327000 \cdot 0.2}{21021 + 2680 - 6650} = 1.56 \geq 1,2$$

6. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОЇ БАЛКИ

У металоконструкціях мостових кранів часто застосовують балки, у яких товщина поясів та вертикальних стінок є значно меншою порівняно з основними розмірами перерізу, тобто з висотою та шириною балки. Через це такі елементи конструкції відносять до тонкостінних балок.

Найбільш раціональними вважаються такі конструкції, які забезпечують надійну роботу крана і при цьому мають мінімальні витрати на виготовлення та подальшу експлуатацію.

Для кранових металоконструкцій одним із головних показників ефективності є маса конструкції. Це пояснюється тим, що значна частина вартості металоконструкції припадає саме на матеріал. Тому при проєктуванні мостового крана доцільно прагнути до зменшення маси конструкції без погіршення її міцності, жорсткості та надійності.

Найбільш поширеними для розрахункових елементів металоконструкцій є вуглецеві сталі марок Вст3сп5 ГОСТ 380-88 та сталь 20 ГОСТ 1050-88, а також низьколеговані сталі марок 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД і 10ХСНД ГОСТ 19282-73. Враховуючи якість та економічну доцільність обираємо сталь марки 09Г2С.

Основні фізико-механічні властивості 09Г2С ГОСТ 19281-89:

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 конструкцій вантажопідйомних кранів. А також такі фактори, як: трудомісткість виготовлення, термін виконання монтажу, уніфікація й стандартизація при забезпеченні заданої вартість

конструкції, вартість конструкції. Проаналізувавши вищевказані фактори, обираємо листову металоконструкцію головної балки, коробчастого поперечного перетину

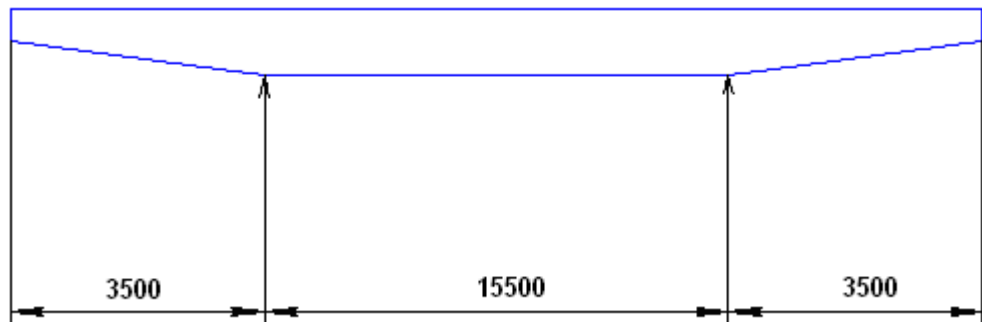


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема головної балки

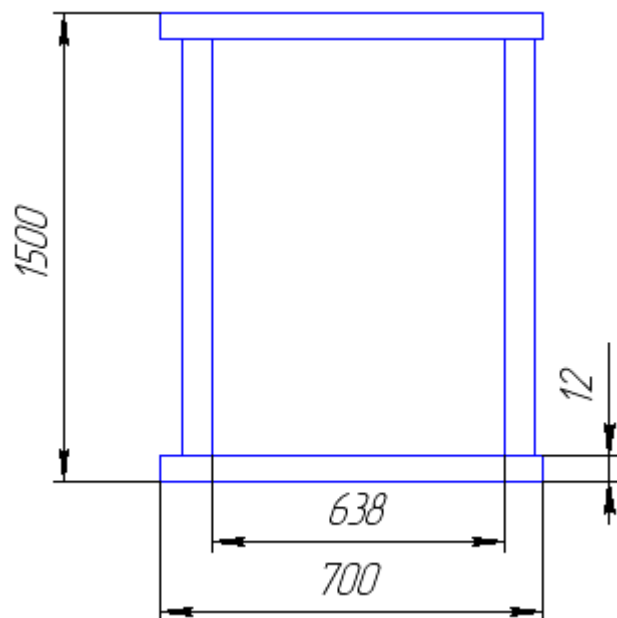


Рисунок 6.2 – Поперечний переріз головної балки

Площа поперечного перерізу:

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

(6.1)

$$P=(0,7\cdot0,012)+(0,7\cdot0,012)+(1,5\cdot0,008)+(1,476\cdot0,008)=0,0404\text{м}^2;$$

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

$$I_c = \frac{bh^3}{12}$$

(6.3)[17]

$$I_c = \frac{0.008 \cdot 1476^3}{12} = 2.14 \cdot 10^{-3}$$

Площа перетину пояса

$$F_n = B \cdot \delta_n \quad (6.4)$$

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

$$I_{xx} = 2 \cdot 2.14 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0.0084 \cdot \left(\frac{1.5 - 0.012}{2} \right)^2 = 13.57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

Момент опору перерізу балки

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot I_{xx}}{H}$$

(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:

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

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

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

$$P_{T2} = \left(\frac{16800 \cdot 9,81}{2} + \frac{1,2 \cdot 42000 \cdot 9,81}{2} \right) - 142833 = 186.783 \text{ кН}$$

$\psi = 1,2$ - коефіцієнт динамічності;

[17]

$B = 1,5$ м - база візка

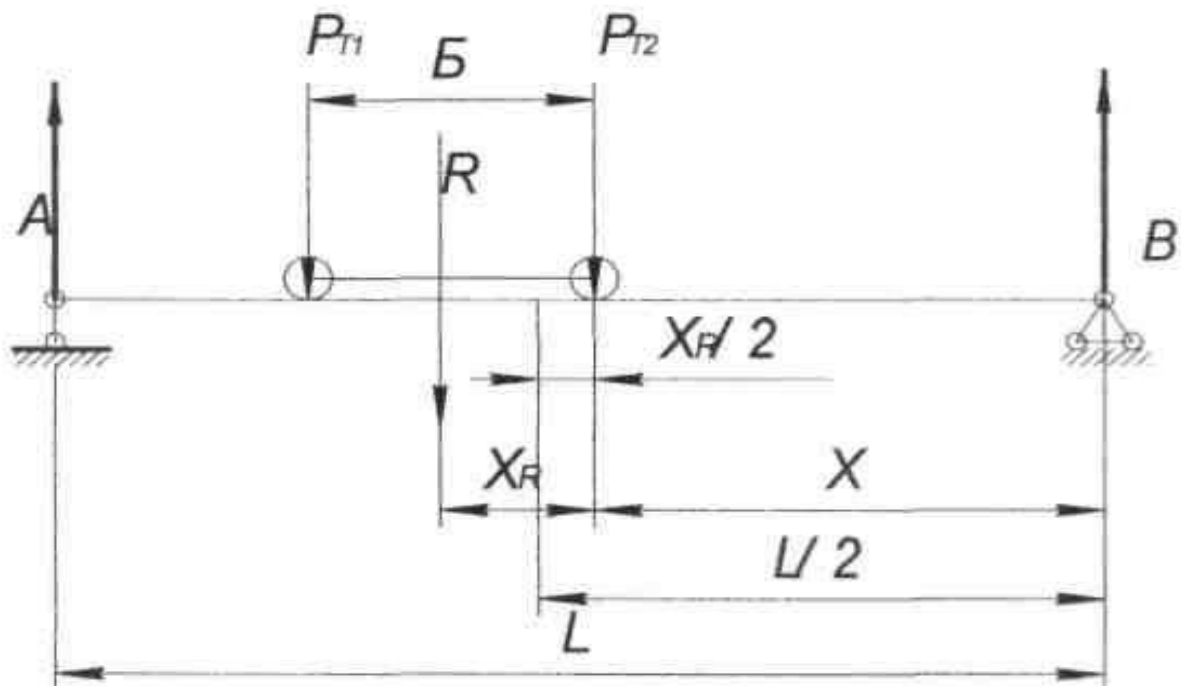


Рисунок 6.5 – Схема визначення критичного перерізу балки.

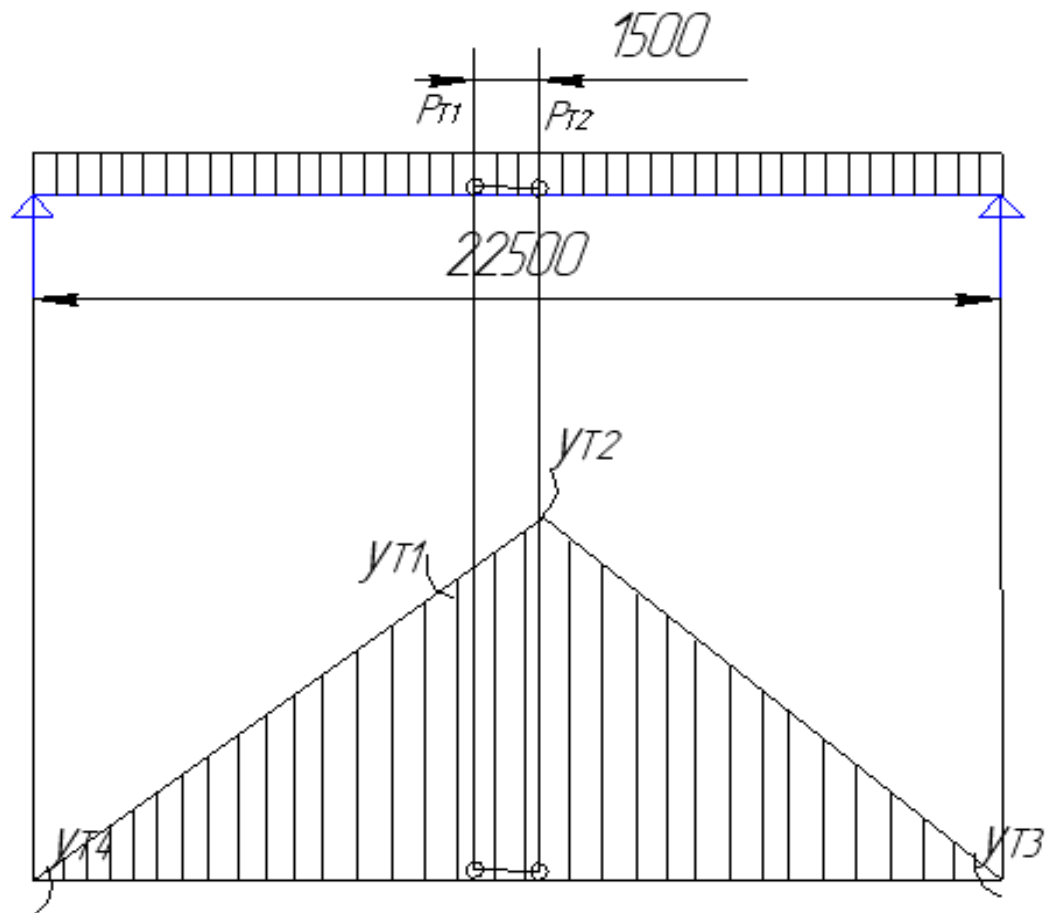


Рисунок 6.6- Лінії впливу

Максимальний згинаючий момент

$$M = P_{T1}y_{T1} + P_{T2}y_{T2} + qw$$

(6.10)

$$w = w_1 + w_2 + w_3$$

(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:

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

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 вантажопідйомних механізми (головний і допоміжний).

На всіх чотирьох механізмах обрані двигуни постійного струму паралельного порушення.

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

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 $P_{ном} = 60$ 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

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

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

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

Для підйому $I_{cp}=2,5 \cdot 116=290 \text{ A}$

Для групи $I_{max} = 241,2$

$I_{cp}=2,5 \cdot 241,2=603 \text{ A}$

Для механізмів переміщення, підйому вибираємо реле типу РЭ0401

Таблиця 7.1 – Вибір електро реле

Реле РЭ0401	Електромагніт	Струм катушки ПВ=40%	Межі регулюванн я струму	Висновки катушки
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:

$$R_n = U_n / I_n$$

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

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

$$\text{Для підйому } R_n = 380 / 200 = 1,89 \text{ Ом}$$

1. Міст

Контролер KB101

Номінальний опір $R_n = 5 \text{ Ом}$

Потужність двигуна $P_n = 7,5 \text{ кВт}$

Тип блоку БК12

Рубрика блоку 02

Кількість блоків 1

2. Візок

Контролер KB101 Номінальний опір $R_n = 15 \text{ Ом}$

Потужність двигуна $P_n = 15 \text{ кВт}$

Тип блоку БК12

Рубрика блоку 03

Кількість блоків 1

3. Підйом

Контролер ПС 160

Номінальний опір $R_n = 1,89 \text{ Ом}$

Потужність двигуна $P_n = 60 \text{ кВт}$

Тип блоку БК6

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 $I_{\max} = 6\text{A}$ вибирають плавкі запобіжники за умовою $I_{\text{вст}} \geq I_{\max}$

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

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	A7	A6

8.2 Розрахунок необхідної кількості циклів для розвантаження вантажного вагона.

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

$$n_{\text{ц}} = \frac{v_{\text{г}}}{v_{\text{зр}}} = \frac{70}{3} = 23,3 \quad (8.2.1)$$

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

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

- Кран КМ-32/10

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

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

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

$$t_1 = 2 \cdot 24 \cdot (4,7 + 4,18) + 11,2 = 437,92 \text{ с} = 7,29 \text{ хв} = 0,1212 \text{ год}$$

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

$$\Pi_1 = 60 \cdot 7,8 = 468 \text{ грн}$$

- Кран КМ-32/10

$$\Pi_2 = 60 \cdot 2,6 = 156 \text{ грн}$$

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

$$\Pi_1 = 2 \cdot 60 \cdot 7,8 = 936 \text{ грн}$$

- Кран КМ-32/10

$$\Pi_2 = 2 \cdot 60 \cdot 2,6 = 312 \text{ грн}$$

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

$$E = \left[C_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_1 + E_n} + \frac{(I_1' - I_2') - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (8.6.1)$$

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

$C_1 = 74.5 \cdot 20200 = 1504900$ грн. - вартість одиниці крану КМ-25Г,

$C_2 = 101.03 \cdot 20200 = 2040806$ 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

$$B_1 = Q \cdot K_z \cdot K_g \cdot \frac{\Phi}{t_1} = 11 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot \frac{2012}{0,236} = 70334 \text{ т/рік} \quad (8.6.3)$$

- Кран КМ-32/10

$$B_2 = Q \cdot K_z \cdot K_g \cdot \frac{\Phi}{t_2} = 11 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot \frac{2012}{0,121} = 124710 \text{ т/рік} \quad (8.6.4)$$

$Q = 10$ т - вантажопідймальність машини,

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

$K_g = 0,7$ - 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 ГОСТ 12.3.009-76. 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 ГОСТ 12.4.026-76. В місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт зміст шкідливих газів, парів, пилу в повітрі робочої зони не повинен перевищувати ГДК за ГОСТ 12.1.005-76.

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 залізнодорожних колій, розташовують згідно з вимогами ГОСТ 9238-73.

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 ГОСТ 12.1.004-75, 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 ГОСТ 12.2.003-74, 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 крану повинна бути обладнана суцільним огородженням з усіх боків і суцільним верхнім покриттям. 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 сидючи керувати краном та вести спостереження за вантажем. Повинна бути забезпечена можливість регулювання положення сидіння за висотою, та в горизонтальній площині.

Кабіни повинні відповідати вимогам "Санитарных правил по устройству и оборудованию кабин управления кранов", затверджених зам Міністра охорони здоров'я ССРСР 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 ГОСТ 12.1.005-88 "Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны". 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 «Природне та штучне освітлення»

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 проєкті 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

У процесі виконання дипломного проєкту було розглянуто та виконано основні розрахунки, необхідні для проєктування мостового крана. Під час роботи були вирішені такі завдання:

- виконано розрахунок механізму підйому вантажу, у якому було визначено основні параметри роботи механізму, підібрано канат, барабан, електродвигун, редуктор і гальмо;

- розраховано механізм пересування вантажного візка, що забезпечує переміщення вантажу вздовж прольоту крана та впливає на продуктивність роботи обладнання;

- виконано розрахунок механізму пересування крана, завдяки якому забезпечується переміщення всієї конструкції мостового крана вздовж кранових колій;

- проведено розрахунок металоконструкції крана, під час якого було перевірено міцність і жорсткість основних несучих елементів конструкції;

- визначено економічний ефект від впровадження нового крана, що дозволило оцінити доцільність його встановлення та подальшої експлуатації на підприємстві;

- наведено основні заходи з охорони праці, спрямовані на забезпечення безпечних умов роботи обслуговуючого персоналу під час експлуатації крана;

- розглянуто основні питання, пов'язані з монтажем крана, зокрема послідовність виконання монтажних робіт та вимоги до безпечного встановлення обладнання.

За результатами проведених розрахунків було встановлено, що річний економічний ефект від встановлення нового мостового крана становить 652 965 грн. Крім того, використання крана типу КМ-32/10 дозволяє зменшити витрати підприємства за рахунок скорочення часу простою вагонів приблизно у три рази, що позитивно впливає на ефективність виробничого процесу.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої техніки : підручник. Київ : Ліра-К, 2017. 376 с. ISBN 978-966-2609-48-6.
3. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : навч. посібник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т “Харків. політехн. ін-т”. Харків : НТУ “ХПІ”, 2006. 304 с.
4. Сукач М. К. Будівельні машини і обладнання : підручник. Київ : Ліра-К, 2020. 390 с.
5. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т “Запоріж. політехніка”. Запоріжжя : Нац. ун-т “Запоріж. політехніка”, 2019. 222 с.
6. Мартовицький Л. М. Крани спеціальні : навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. Запоріжжя : Національний університет “Запорізька політехніка”, 2023. 396 с.
7. Shapiro L. K. Cranes and Derricks / L. K. Shapiro, J. P. Shapiro. 4th ed. New York : McGraw Hill Professional, 2010. 688 p.
8. Schmitt R. L. Moving the Earth: Excavation Equipment, Methods, Safety, and Cost / R. L. Schmitt, C. J. Schexnayder, A. B. Cohen, H. L. Nichols Jr., D. A. Day. 7th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 672 p.
9. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : затв. наказом Міністерства соціальної політики України від 19.01.2018 № 62 ; зареєстр. в Міністерстві юстиції України 27.02.2018 за № 244/31696. Чинний від 10.04.2018. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=77156 (дата звернення: 07.05.2026).

10. СНиП 2.09.03-85. Споруди промислових підприємств. Зміна № 1 (національна) : будівельні норми і правила : затв. наказом від 21.10.2004 № 195. Чинний від 01.04.2005.
11. Пат. 35712 U Україна. Мобільна бурова установка / Є. І. Крижанівський, М. М. Лях, І. В. Короп, Я. Т. Федорович ; власник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. № a200512779 ; заявл. 29.12.2005 ; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.
12. Пат. 123713 U Україна. Насосно-циркуляційна система бурової установки / М. М. Лях, Л. Є. Шкіца, Т. М. Яцишин, О. І. Сидоренко ; заявник і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. № u201707840 ; заявл. 26.07.2017 ; опубл. 12.03.2018, Бюл. № 5. 6 с.
13. Пат. 122613 U Україна. Ударний вибійний двигун / М. І. Оринчак, І. І. Чудик, О. І. Кирчей, О. С. Бейзик, О. Б. Марцинків. № u201613137 ; заявл. 22.12.2016 ; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.
14. Охорона праці та цивільний захист : підручник / за ред. О. Г. Левченка. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 420 с.
15. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. Київ : ДП “УкрНДНЦ”, 2020.
16. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об’єктів будівництва. Загальні вимоги. Київ : Мінрегіон України, 2017.33. Методичні вказівки до курсового проекту “Вантажопідійомна, транспортуюча та транспортна техніка ” для студентів спеціальності 8.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини та обладнання” /Укл.: О.І.Вільчек, О.М.Руднев, В.І.Глушко. - Запоріжжя: ЗДТУ, 2001.- 69 с.
17. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т “Запоріз. політехніка”. Запоріжжя : Нац. ун-т “Запоріз. політехніка”, 2019. 222 с.
18. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підйимальних і

транспортувальних машин : підручник / В. С. Бондарєв та ін. Київ : Вища школа, 2009. 734 с.

18. Атлас конструкцій підйомно-транспортних машин. Ч. 1. Крани і кранові механізми / В. О. Білостоцький та ін. Харків : ХНТУСГ, 2008. 100 с.

19. Атлас конструкцій підйомно-транспортних машин. Ч. 2. Транспортні машини / В. О. Білостоцький та ін. Харків : ХНТУСГ, 2009. 98 с.

20. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Харків : Форт, 2007. 256 с.

21. Гончарук О. М., Стрілець В. М. Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка. Рівне : НУВГП, 2006. 345 с.