

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Модернізація рудно-грейферного перевантажувача $Q = 32$ т.

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

Спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні,
будівельні меліоративні машини і
обладнання»

ЗІНЧЕНКО С.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний факультет
Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні
меліоративні машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Мартовицький Л.М.
« 15 » 04 2026 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ЗІНЧЕНКО Сергій Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Модернізація рудно-грейферного перевантажувача Q=32 т.

керівник проєкту (роботи) МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович, доцент, к.т.н.
(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) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція крану

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

Опис базової машини 1. Механізм підймання вантажу 2. Розрахунок механізму пересування візка 3. Розрахунок механізму пересування перевантажувача 4. Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану 5. Охорона праці 6. Ремонт металоконструкції

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

Рудно-грейферний перевантажувач. Вид загальний – 1 лист А1, 1 лист А2; Грейферний візок. Заміна електродвигунів механізму пересування візка – 1 лист А1; Грейферний візок. Заміна електродвигунів на механізмах підйому та пересування - 1 лист А1; Заміна двигуна на механізмі підйому – 1 лист А1; Грейферний візок – 1 лист А1; Механізм пересування опор – 1 лист А1; Переборка приводу механізму пересування – 1 лист А1; Встановлення їзового приводу - 1 лист А1.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л.М., в.о. зав. каф. ДМіПТМ		
2	Мартовицький Л.М., в.о. зав. каф. ДМіПТМ		
3	Мартовицький Л.М., в.о. зав. каф. ДМіПТМ		
4	Мартовицький Л.М., в.о. зав. каф. ДМіПТМ		
5	Мартовицький Л.М., в.о. зав. каф. ДМіПТМ		
6	Мартовицький Л.М., в.о. зав. каф. ДМіПТМ		
7	Мартовицький Л.М., в.о. зав. каф. ДМіПТМ		

7. Дата видачі завдання « 15 » квітня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Опис базової машини. Механізм підймання вантажу	10.04.2026	
2	Розрахунок механізму пересування візка	30.04.2026	
3	Розрахунок механізму пересування перевантажувача	15.05.2026	
4	Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану	20.05.2026	
5	Охорона праці	30.05.2026	
6	Ремонт металоконструкції	01.06.2026	

Студент

 ЗІНЧЕНКО С.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

 МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ГРЕЙФЕР, ВІЗОК, ДЕФЕКТ, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ПЕРЕВАНТАЖУВАЧ,
МЕХАНІЗМ, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ОПОРА

Пояснювальна записка містить: 89 стор., 32 рисунка, 7 таблиць, 8 джерел
посилань, 7 додатків.

Об'єктом дослідження дипломного проєкту є процес модернізації рудно-
грейферного перевантажувача.

Мета роботи: підвищення ефективності та надійності рудно-грейферного
перевантажувача шляхом його модернізації та вдосконалення
конструктивних і технологічних рішень.

У ході виконання проєкту розв'язано такі завдання:

- наведено технічну характеристику мостового грейферного
перевантажувача;
- опрацьовано питання заміни обладнання перевантажувача на вітчизняні
аналоги;
- розглянуто заходи з ремонту металоконструкцій перевантажувача;
- розроблено технологічний процес виконання ремонтних робіт;
- визначено економічну доцільність та ефективність проведеної
модернізації.

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	7
Опис базової машини.....	9
1. Механізм підіймання вантажу.....	21
1.1 Кінематична схема.....	21
1.2 Вибір вантажного каната.....	21
1.3 Розрахунок потужності двигуна, його вибір.....	23
1.4 Вибір редуктора.....	24
1.5 Перевірка двигуна за часом пуску.....	25
1.6 Перевірка двигуна на нагрів.....	26
1.7 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	28
1.8 Вибір муфт.....	29
1.9 Особливості проектування механізму підйому.....	30
2. Розрахунок механізму пересування візка.....	34
2.1 Схема пересування візка.....	34
2.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	34
2.3 Вибір ходових коліс.....	35
2.4 Опір пересування візка.....	36
2.5 Визначення потужності двигуна, його вибір.....	41
2.6 Вибір редуктора.....	42
2.7 Вибір муфт.....	44
2.8 Вибір гальм.....	45
2.9 Перевірка електродвигунів за часом пуску.....	46
2.10 Перевірка запасу зчеплення.....	47
2.11 Перевірка двигуна на нагрів.....	48
2.12 Особливості проектування механізму пересування візка.....	49
3. Розрахунок механізму пересування перевантажувача.....	52

3.1	Схеми механізму пересування перевантажувача.....	52
3.2	Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	53
3.3	Вибір ходових коліс.....	54
3.4	Опір пересування перевантажувача.....	56
3.5	Визначення потужності двигуна, його вибір.....	59
3.6	Вибір редуктора.....	60
3.7	Вибір муфт.....	62
3.8	Вибір гальм.....	64
3.9	Перевірка електродвигунів за часом пуску.....	65
3.10	Перевірка запасу зчеплення.....	67
4.	Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану.....	69
5.	Охорона праці.....	74
5.1	Аналіз потенційних небезпек.....	74
5.2	Заходи по забезпеченню безпеки.....	75
5.3	Заходи з виробничої санітарії і гігієни праці.....	78
5.4	Заходи пожежної безпеки.....	79
6.	Ремонт металоконструкції.....	80
6.1	Опис пошкодження.....	80
6.2	Метод ремонту.....	81
6.3	Вибір матеріалів та електродів.....	83
6.4	Технологія ремонту.....	84
6.5	Контроль зварювальних швів.....	85
6.6	Заклучні заходи.....	86
	Висновок.....	88
	Перелік джерел посилення.....	89

ВСТУП

Жодна галузь сучасної промисловості не може ефективно функціонувати без широкого застосування вантажопідіймальних і підйомно-транспортних машин (ГПМ). Таке обладнання є невід'ємною складовою виробничих процесів у машинобудуванні, металургії, будівництві, а також у складських і перевантажувальних операціях. Використання ГПМ забезпечує безперервність технологічних процесів, підвищує продуктивність праці та знижує витрати ручної праці.

Разом із тим, експлуатація підйомно-транспортного обладнання пов'язана з підвищеною небезпекою. Вихід з ладу або аварія таких машин може призвести до значних матеріальних збитків, зупинки виробництва, а також створює загрозу для життя та здоров'я персоналу. У зв'язку з цим особливої ваги набуває організація ефективної системи технічного обслуговування, ремонту та контролю технічного стану ГПМ. Забезпечення їх надійної та безперебійної роботи є одним із ключових завдань експлуатаційних і ремонтних служб підприємства.

Рудно-грейферний перевантажувач, що розглядається у даному проєкті, був виготовлений підприємством VTA (ГДР) у 1969 році. З огляду на значний термін експлуатації обладнання, а також зростання вартості імпортованих комплектуючих і складність їх постачання, виникла необхідність у пошуку нових технічних підходів до вдосконалення конструкції перевантажувача. Одним із таких напрямків є заміна застарілих механізмів на сучасні аналоги вітчизняного виробництва, що дозволяє знизити витрати на обслуговування та підвищити ремонтпридатність обладнання.

У межах даного дипломного проєкту передбачено модернізацію основних вузлів перевантажувача, зокрема заміну механізмів підйому, пересування візка, а також механізму пересування самого перевантажувача.

Окрім цього, розроблено проєкт ремонту їздової балки, що є важливим елементом несучої конструкції та безпосередньо впливає на безпечну експлуатацію обладнання.

Досліджуваний рудно-грейферний перевантажувач відіграє ключову роль у виробничому процесі підприємства, оскільки забезпечує виконання основних перевантажувальних операцій. Від його технічного стану, надійності та ефективності роботи значною мірою залежить безперервність виробництва, рівень продуктивності та економічні показники діяльності підприємства в цілому.

ОПИС БАЗОВОЇ МАШИНИ

Різноманітність сфер застосування перевантажувачів, а також широкий діапазон їх технічних параметрів зумовили значну кількість конструктивних рішень і компоновочних схем цих машин, що ускладнює їх однозначну класифікацію.

Класифікацію перевантажувачів здійснюють за такими основними ознаками:

1. за сферою використання, типом обслуговуваного виробництва та місцем у вантажопотоці (технологічному процесі);
2. за конструктивними особливостями.

Перевантажувачі є важливою складовою складних технологічних процесів, зокрема в металургійній галузі. Вони, як правило, інтегруються у загальну систему транспортування матеріалів і функціонують у тісному взаємозв'язку з конвеєрним обладнанням складів, формуючи єдиний технологічний комплекс. Таким чином, ефективність роботи перевантажувачів безпосередньо впливає на продуктивність і безперервність усього виробництва.

Під час проектування перевантажувачів обов'язково враховуються особливості основного виробництва та умови їх експлуатації. Саме ці фактори визначають конструктивне виконання машин, вибір основних вузлів і механізмів, а також їх технічні характеристики.

Найбільш широке застосування перевантажувачі знаходять на рудних дворах металургійних підприємств, у зв'язку з чим їх часто називають рудними. Організація вантажопотоку на рудному дворі та специфіка використання перевантажувачів залежать від типу обладнання складу (наприклад, наявності вагоноопрокидувачів або розвантажувальних естакад), а також від потужності доменного виробництва.

Залежно від призначення та прийнятої технологічної схеми перевантажувачі можуть оснащуватися додатковими вузлами і пристроями. Зокрема, машини, що обслуговують склади доменних цехів, обладнують стаціонарними або пересувними підвісними напрямними воронками, які використовуються під час завантаження залізничних вагонів. Перевантажувачі, що застосовуються на складах теплових електростанцій і коксохімічних підприємств, додатково оснащуються живильниками - бункерами зі стрічковими або пластинчастими конвеєрами, які забезпечують рівномірну подачу сипучих матеріалів на стаціонарні транспортні системи.

Класифікацію перевантажувачів за конструктивними ознаками наведено на рисунку 1.



Рисунок 1 - Класифікація перевантажувачів за конструктивними ознаками

З аналізу наведеної схеми випливає, що перевантажувачі поділяються за типом металоконструкції, видом вантажозахоплювальних і перевантажувальних пристроїв, а також за конструкцією механізмів пересування.

Залежно від конструктивного виконання несучих елементів розрізняють перевантажувачі жорсткої та шарнірної систем. Для перевантажувачів жорсткої системи характерна просторово жорстка металоконструкція, яка забезпечує фіксоване положення опор і виключає їх переміщення у горизонтальній площині, що підвищує загальну стійкість машини.

У перевантажувачах шарнірного типу застосовується інша схема: одна з опор виконується жорсткою, а інша - шарнірною. Жорстка опора нерухомо з'єднується з мостовою конструкцією, формуючи єдину просторово жорстку систему. Водночас шарнірна опора має рухоме з'єднання з мостом, що дає змогу компенсувати температурні деформації металоконструкції, а також можливі перекоси, які виникають під час експлуатації.

Перевантажувачі, що встановлюються на металургійних заводах.

Під час надходження залізничних составів із сировиною рудні двори можуть оснащуватися вагоноопрокидувачами або розвантажувальними естакадами з приймальними траншеями. У випадку використання схеми (рис. 2) розвантаження вагонів із рудою здійснюється за допомогою вагоноопрокидувача, після чого матеріал надходить у рудну траншею.

Далі, за допомогою перевантажувача, обладнаного грейферним візком, руда вибирається з траншеї та укладається у штабель. Із сформованого штабеля матеріал тим самим перевантажувачем подається у передавальний вагон, який транспортує його до бункерів. З бункерів шихтові матеріали надходять на вагон-ваги, а потім спрямовуються до скіпового підйомника для подальшої подачі у виробництво. Для забезпечення точного завантаження вагонів перевантажувачі оснащуються стаціонарними або пересувними напрямними воронками.

Найбільш поширеним типом є перевантажувачі з одним грейферним візком, який переміщується по нижньому поясу мостової конструкції (див. рис. 2). Така компоновка вважається типовою і широко застосовується в

промисловості. Перевантажувачі з грейферним візком стандартного виконання активно використовуються на металургійних та коксохімічних підприємствах, на вугільних складах теплових електростанцій, а також у портових комплексах.

Прикладом подібної машини є перевантажувач типу VTA-76,2, конструктивна схема якого наведена на рис. 2.

Позначення елементів на схемі:

- 1 - вагоноопрокидувач із боковим перекиданням вагонів;
- 2 - приймальна рудна траншея;
- 3 - завантажувальні вагони;
- 4 - грейферний візок перевантажувача;
- 5 - штабель руди;
- 6 - перевантажувач вантажопідйомністю 32 т;
- 7 - бункери;
- 8 - передавальний вагон;
- 9 - розвантажувальна воронка перевантажувача.

Перевантажувач призначений для обслуговування визначеної ділянки рудного двору та забезпечення виконання перевантажувальних операцій у межах цієї зони. Його металоконструкція включає міст із двома консолями, а також дві опори — жорстку та шарнірну.

Мостова частина виконана у вигляді двох коробчастих балок, по верхніх поясах яких переміщується грейферний візок. Для підвищення міцності та жорсткості конструкції міст додатково підсилено шпренгельною системою.

Застосування такої конструктивної схеми має суттєві переваги, зокрема високу технологічність виготовлення. Завдяки оптимізації конструкції зменшено кількість складових елементів, що спрощує процес монтажу, технічного обслуговування та подальшої експлуатації обладнання.

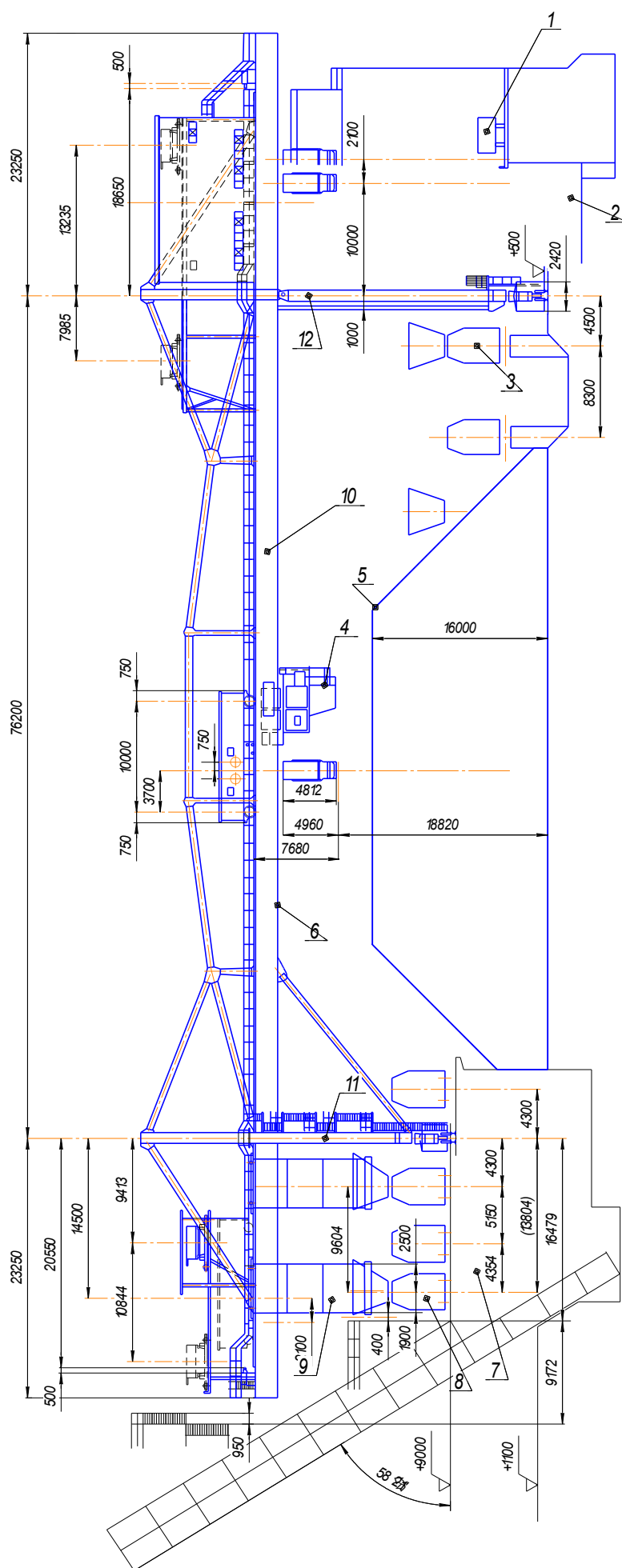


Рис 2 - Схема перевантажувача, що встановлений на рудному дворі

Основні параметри:

Основні геометричні параметри перевантажувача, зокрема проліт L , довжина мостової частини L_0 , розміри консолей, а також висота підйому грейфера H (рис. 9), визначаються характеристиками складу, який обслуговується. До таких факторів належать місткість складу, прийнята технологічна схема вантажопотоку, способи подачі матеріалів на склад і їх відвантаження, а також рівень механізації виробничих процесів.

Проліт перевантажувачів зазвичай знаходиться в межах 30–115 м, при цьому найпоширенішими є значення 40–80 м, зокрема 60 м і 76,2 м (що відповідає 250 футам). Висота підйому грейфера визначається глибиною приймальних траншей і максимальною висотою формованого штабеля та, як правило, становить 20–30 м. База перевантажувача ВВВ обирається з урахуванням забезпечення його стійкості під час роботи.

Вантажопідйомність Q перевантажувача та робочі швидкості переміщення грейферного візка визначаються необхідною продуктивністю обладнання. У більшості випадків вантажопідйомність таких машин не перевищує 50 т, а найбільш поширеними є перевантажувачі з вантажопідйомністю 16–32 т. Відповідно до стандарту ГОСТ 1575-61 встановлено типовий ряд вантажопідйомностей (у тоннах): 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50.

Вибір вантажопідйомності здійснюється не лише на основі забезпечення заданої продуктивності. За однакових умов необхідну продуктивність складу можна досягти шляхом використання меншої кількості перевантажувачів більшої вантажопідйомності. Водночас, з урахуванням потреб у резервуванні обладнання для проведення ремонтів і компенсації пікових навантажень, у ряді випадків доцільніше застосовувати більшу кількість машин меншої вантажопідйомності.

Робочі швидкості грейферного візка, зокрема швидкість підйому та опускання вантажу $v_{\text{вант}}$, швидкість горизонтального переміщення $v_{\text{в}}$, а також

швидкість повороту $v_{\text{пов}}$, рекомендується приймати максимально можливими з урахуванням техніко-економічних показників та конструктивних особливостей перевантажувача. Оптимальне співвідношення цих швидкостей визначається індивідуально для кожного конкретного випадку.

Гранична швидкість пересування візка обмежується довжиною ділянок розгону і гальмування, а також допустимими значеннями прискорення (за умови відсутності пробуксовування ходових коліс). При переміщенні на повну довжину шляху середня швидкість руху візка визначається з урахуванням цих обмежень і умов експлуатації.

$$v\sqrt{L_0 a_{B_{\text{max}}}},$$

де a_B - максимальна допустиме прискорення грейферного візка в м/с^2 .

Зазвичай швидкість пересування візка не перевищує $0,5 v_{B_{\text{max}}}$ і складає 50-360 м/хв в залежності від довжини шляху пересування.

Макс. швидкість підйому (опускання) вантажу в м/с при дотриманні прискорення підйому (опускання) $a_{\text{п}}$, та заданій висоті підйому H

$$v\sqrt{H \cdot a_{\text{пmax}}}$$

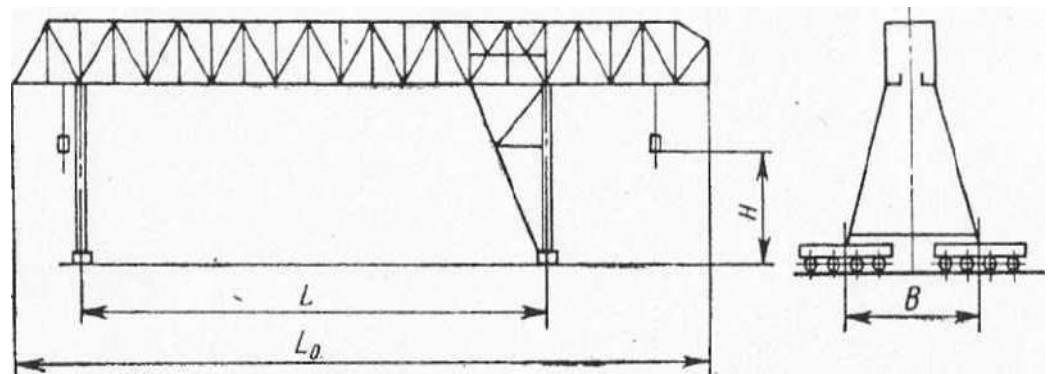


Рисунок 3 - Основні геометричні параметри

Щоб уникнути великих динамічних навантажень приймають

$$a_{\text{п}} = 1 - 1,2 \text{ м/с}^2.$$

Найчастіше швидкість підйому (опускання) вантажу не перевищує $0,3 v_{Пmax}$ і складає 30- 100 м/хв.

Швидкість опускання грейфера приймають рівній швидкості підйому або декілька більшою, тобто

$$v_{оп} = (1,0 \dots 1,4) v_{П}.$$

Швидкість пересування моста перевантажувача призначають 15- 35 м/хв, і вона практично не впливає на продуктивність перевантажувача.

Візки грейферів

Грейферні візки є одним із найбільш поширених типів перевантажувальних пристроїв, що застосовуються у перевантажувачах. Їх вантажопідйомність зазвичай знаходиться в межах 5–40 т, швидкість підйому вантажу може досягати 80 м/хв, а швидкість горизонтального переміщення - до 360 м/хв.

Конструктивне виконання грейферних візків визначається рядом факторів, зокрема типом і конструкцією пролітної будови перевантажувача, його вантажопідйомністю, заданими швидкісними параметрами механізмів, а також видом приводу пересування візка.

У разі застосування індивідуального приводу (що використовується найчастіше) на рамі, як правило, чотириколісного візка розміщуються грейферна підйомна лебідка та механізм його пересування. Усі основні вузли та механізми розташовуються у закритому машинному відсіку, що забезпечує їх захист від впливу зовнішнього середовища. До рами візка також кріпиться кабіна оператора, з якої здійснюється керування всіма механізмами перевантажувача.

Порівняно з аналогічними візками, що застосовуються у кранах, грейферні візки перевантажувачів характеризуються вищими швидкостями

пересування, більшою вантажопідйомністю та значнішою власною масою, що обумовлено умовами їх роботи та вимогами до продуктивності.

При експлуатації, особливо за високих швидкостей підйому, елементи конструкції візка - рама, ходова частина та механізми — зазнають значних динамічних навантажень як у перехідних, так і в усталених режимах роботи. Основними причинами виникнення таких навантажень є пуски та гальмування механізмів лебідки під час підйому й опускання вантажу, удари на стиках рейок, нерівності підвізкових колій, різна жорсткість їзових балок, а також динамічні ефекти при розгоні та гальмуванні механізму пересування візка.

З метою зменшення впливу динамічних навантажень конструкцію візка, зокрема його раму та раму приводу механізму пересування, оснащують підресорювальними елементами. Завдяки цьому коефіцієнт динамічності механізмів грейферної лебідки знижується і зазвичай становить 1,3–1,5.

Для забезпечення необхідної продуктивності перевантажувача важливо досягти високих прискорень руху візка без виникнення пробуксовування ходових коліс. З цією метою, як правило, усі колеса візка виконують приводними. Значні навантаження, що діють на вузли візка, а також високі вимоги до надійності й довговічності визначають специфічні особливості їх конструкції.

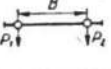
Грейферні візки класифікують за такими основними ознаками:

- а) за конструктивним виконанням - опорні візки стандартного типу, опорні візки з поворотною стрілою, підвісні, а також консольні (кутові);
- б) за типом приводу механізму пересування - з індивідуальним приводом або з канатною тягою;
- в) за розташуванням підвізкових рейок - з рухом по верхньому поясу моста, по нижньому поясу або з комбінованим розміщенням рейок (коли одна рейка розташована зверху, а інша - знизу).

Технічні характеристики окремих типів грейферних візків наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Характеристика грейферних візків.

ХАРАКТЕРИСТИКА ГРЕЙФЕРНЫХ ТЕЛЕЖЕК

Изготовитель	Год изготовления	Тип	Схема 			Грузоподъемность в т	Производительность в т/ч	Масса в т		Скорость передвижения в м/мин	$K_{п.н} = G_m / (G_T + G_{гр})$
			P_1 в т	P_2 в т	B в мм			с грузом $G_T + G_{гр} + G_m$	без груза $G_T + G_{гр}$		
СКМЗ	1958	Опорный	42	30	9 000	30	500	142	127	228	1/8,5
СКМЗ	1960	Опорный	24,5	22,1	7 300	24	—	93,6	76,6	149	—
СКМЗ	1961	Опорный	40	34	9 300	40	—	147,0	127	231,5	1/7,3
СКМЗ	1966	С полноповоротной стрелой	—	—	8 000	20	—	—	128	28	—
СЗТМ, г. Красноярск	1969	Подвесной	31,5	31,5	5 000	32	500	126	110	235	1/6,9
Завод ГДР ВТА,	1964	Опорный	28	25	9 000	30	—	107	92	180	1/6
Завод ГДР ВТА,	1969	Опорный	37	31,5	10 000	32	700	137	121	—	1/7,5

Примечание. P_1 и P_2 — давление на ходовые колеса; G_T — масса тележки; $G_{гр}$ — масса грейфера; G_m — масса материала; $K_{п.н}$ — коэффициент полезного использования.

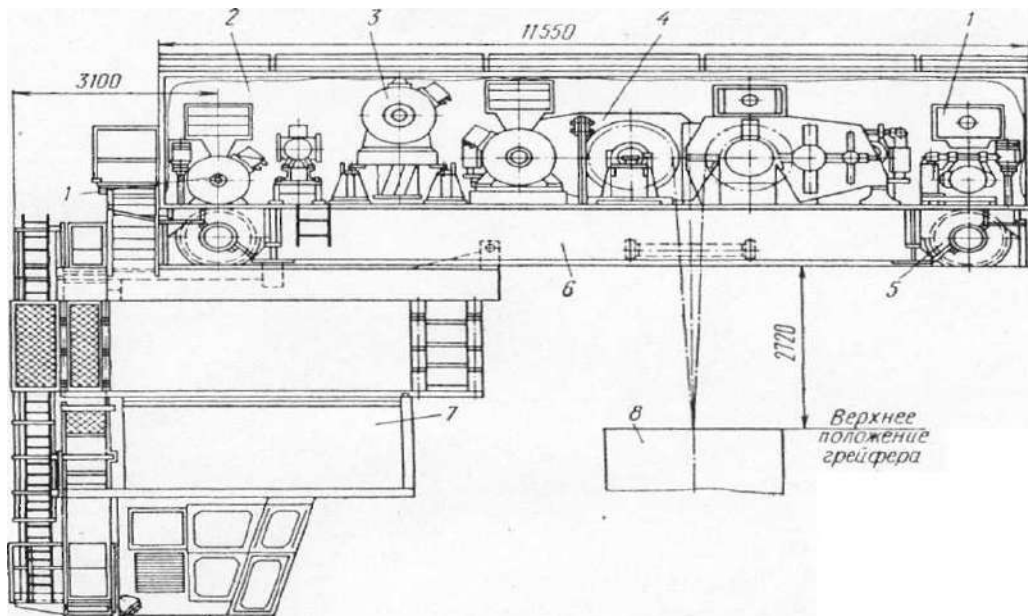
Грейферні візки опорного типу стандартного виконання характеризуються тим, що їх основні механізми — підйомна лебідка та привід пересування — розміщені на плоскій рамі (платформі), яка спирається на чотири ходові колеса. При цьому рейки підвізкової колії розташовані в одній горизонтальній площині, що спрощує компоновку та експлуатацію.

Ранні конструкції таких візків мали низку недоліків: у механізмах підйому та пересування використовувалися відкриті зубчасті передачі, кінематична схема грейферної лебідки була складною, а розташування вузлів і агрегатів не забезпечувало зручного доступу для технічного обслуговування та ремонту.

Прикладом подібної конструкції є грейферний візок вантажопідйомністю 32 т виробництва заводу ВТА (ГДР) (рис. 4), призначений для роботи на перевантажувачах зі шпренгельно-балочною мостовою системою. Такий візок переміщується по верхньому поясу моста.

Однак подібне конструктивне рішення призводить до збільшення габаритної висоти візка (приблизно до 11 м), а також до зростання його маси та вітрового навантаження.

У даній конструкції візка відсутні елементи підресорювання рами. Внаслідок цього часткове поглинання динамічних навантажень забезпечується мостом перевантажувача, жорсткість якого є нижчою порівняно з ґратчастими конструкціями. З метою забезпечення рівномірного навантаження на ходові колеса підйомну лебідку розміщують зі зміщенням відносно центральної осі рами візка.



- 1- привід механізму пересування; 2 - машинне приміщення;
 3 - преоброзуучий агрегат; 4 - грейферна лебідка; 5 - ходовое колесо;
 6 - рама; 7 - кабіна; 8 - грейфер

Рисунок 4 - Грейферний візок заводу ВТА вантажністю 32 т

Преобразувальний блок розміщений на рамі візка та в кабіні оператора. Під час ремонту ходової частини візка її піднімають за допомогою

гідравлічних підйомників. Змащення вузлів здійснюється централізованою системою.

1. МЕХАНІЗМ ПІДЙМАННЯ ВАНТАЖУ

1.1. Кінематична схема

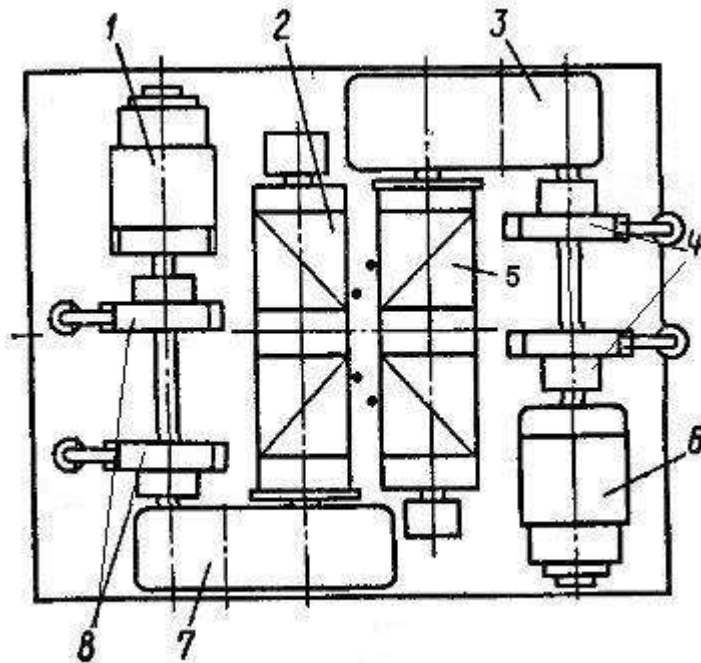


Рисунок 1.1- Кінематична схема механізму підйому:

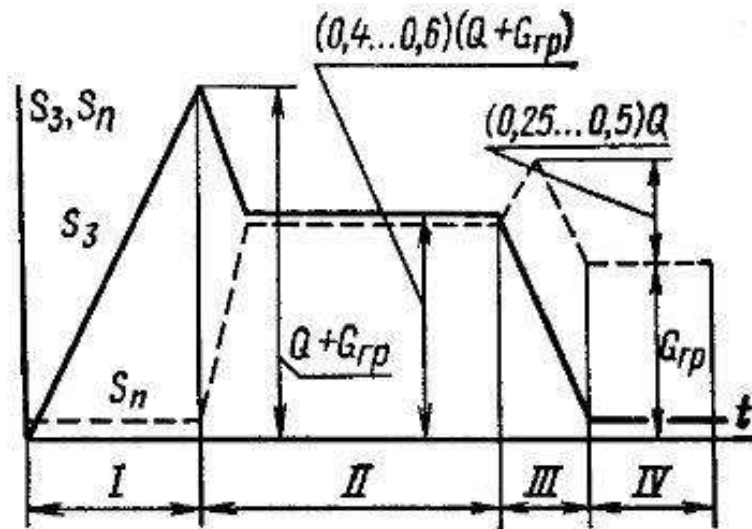
- 1, 6 – електродвигуни замикаючої та підйомної лебідки відповідно;
- 2, 5 – барабани замикаючої та підйомної лебідки відповідно;
- 3, 7 – редуктори підйомної та замикаючої лебідки відповідно;
- 4, 8 – парні гальма підйомної та замикаючої лебідки відповідно;

Лебідка з незалежними барабанами встановлена на візку мостового крана. Складається з двох лебідок: замикаючої та підйому.

1.2. Вибір вантажного каната

При розрахунках канатів лебідок приймається, що навантаження на замикаючі канати змінюється лінійно від нульового значення до повного навантаження, яке дорівнює сумі ваги грейфера $G_{гр}+Q$ та вантажу Q , що

захоплюється. Таким чином, вибір каната здійснюють виходячи з умови рівномірного розподілу навантаження між замикаючими та підтримуючими канатами під час підйому завантаженого грейфера.



I – черпання; II – підймання навантаженого грейфера; III – розкриття; IV – перенесення розкритого грейфера.

Рисунок 1.2 - Типовий графік зміни зусиль S_3 та S_n в замикаючих та підтримуючих канатах:

$$F_{max} = \frac{10^4(Q + G_n)}{4} = \frac{10^4 \cdot 32}{4} = 80000H \quad (1.1)$$

Але так як барабан вже має навивку для каната $\varnothing 34$ мм обираємо Канат 34-Г-1-Ж-Л-О-Р-1370 ГОСТ 7667-80.

Це сталевий канат подвійної свивки типу ЛК-3 з металевим сердечником. Такий канат має двошарову конструкцію ЛК-3 з рядом проволоч у прядях, що забезпечує високу гнучкість і міцність. Він застосовується головним чином у вантажопідіймальних і транспортних механізмах, зокрема в лебідках і підйомних установках, де потрібні надійність та тривала експлуатація при значних навантаженнях

Основні технічні параметри

-Маркировочна група: 1370 Н/мм² (140 кгс/мм²) — показник міцності проволук;

-Конструкція: подвійна свивка, тип ЛК-3, з металевим сердечником;

-Покриття проволочи: оцинковане для підвищеної корозійної стійкості;

-Напрямок свивки: лівий, односторонній;

-Рихтованість: підвищена якість розподілу проволук у прядях;

-Область застосування: вантажні лебідки, тяга та вантажопідйомні механізми.

-Розривне зусилля каната 617000 Н

Коефіцієнт запасу каната дорівнює

$$Z_p = 617000 / 80000 = 7,7$$

Нормативне значення $[Z_p] = 7$;

Оскільки $Z_p > [Z_p]$ то можна зробити висновок, що канат задовольняє вимогам.

1.3. Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Кожний з двох електродвигунів вибирають по потужності:

$$P_1 = P_2 = \frac{0,5 \cdot Q \cdot v}{102 \eta_3} = \frac{0,5 \cdot 32 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{102 \cdot 0,9} = 231 \text{ кВт} \quad (1.2)$$

де v - швидкість підйому вантажу, м/с;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_{\delta} \cdot \eta_P \cdot \eta_M = 0,96 \cdot 0,94^2 \cdot 0,96 = 0,9$ - ККД, відповідно, барабана, редуктора та муфти; звичайно приймають $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$.

В [3] детально описані різні конструкції та параметри перевантажувачів, тому за аналогією обираю двигун типу Д-816, що

характеризується високою перевантажувальною здатністю і широким діапазоном регулювання частоти обертання.

Згідно з ІНФОРМЕЛЕКТРО 01.31.01-94 цей двигун в умовах захисного виконання з незалежною вентиляцією в режимі S1 кліматичного виконання Т має такі параметри:

Таблиця 1 Основні параметри двигуна Д-816

Параметр	Значення
Потужність P_{∂} , кВт	150
Частота обертання n_{∂} , хв. ⁻¹ При ПВ 100%	470
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	16,25
Напруга, В	440

Обраний двигун має номінальну потужність 150 кВт при ПВ 100%. Тобто двигун буде задовольняти вимогам при певному охолодженні.

Дійсна потужність :

$$\sqrt{\frac{100}{60}} \cdot 150 = 196 \text{ кВт}$$

Частота обертання при ПВ 60% дорівнює 700 об/хв.

1.4. Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму підйому

$$U^1 = \frac{n_{\partial}}{n_{\delta}} = \frac{700}{22.7} = 30.8 \quad (1.3)$$

де $n_{\delta} = \frac{60 \cdot V_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1.33}{3.14 \cdot 1.12} = 22.7 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання барабана, хв^{-1} ;

V_n – швидкість підйому вантажу, м/с;

D - діаметр барабана по вісі каната, м.

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

В даному випадку редуктор заводу виробника залишаємо незмінним. Якщо ж така необхідність виникне, то редуктор повинен задовольняти наступним вимогам :

$$n=740 \text{ хв}^{-1}$$

$$U_p=31,4$$

$$P_d=250\text{кВт}$$

Редуктор належить вибирати так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_{ϕ} від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_{\phi} - V}{V} \cdot 100\% = \frac{1.33 - 1.31}{1.33} \cdot 100\% = 1.5\% \leq 5\% \quad (1.4)$$

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{i_n \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 1.12 \cdot 700}{1 \cdot 31.4 \cdot 60} = 1.31 \text{ м/с}$$

1.5. Перевірка двигуна за часом пуску

Перевірка двигуна за часом пуску при підйманні вантажу виконують за формулою:

$$t_n = \frac{Z_n \cdot \delta \cdot (J_p + J_m) \cdot n_{\delta\epsilon} + 91 Q_0 v^2 / (n_{\delta\epsilon} \cdot \eta)}{9.55 [Z_n \cdot \psi \cdot 9550 P / n_{\delta\epsilon} - G_0 D / 2 U_p \cdot \eta]} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}, \quad (1.5)$$

де Z_n – кількість приводів,

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

J_p, J_m - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти, кгм^2 ;

Q_0, G_0 - відповідно маса вантажу та , що підіймається, кг ;

D - діаметр барабана, м ;

U_p - передаточне число редуктора;

$\psi = 1,8 \dots 2,0$ - середня кратність пускового моменту для двигунів постійного струму.

$$t_n = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot (16,25 + 2 \cdot 2,25) \cdot 700 + 9132 \cdot 10^3 \cdot 1,33^2 / (700 \cdot 0,9)}{9,55 [2 \cdot 2 \cdot 9550 \cdot 196 / 700 - 32 \cdot 10^4 \cdot 1,12 / 2 \cdot 31,4 \cdot 0,9]} = \frac{43036,2}{23671} = 1,81 \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{с}$$

Вимога щодо пуску двигуна виконується

1.6 Перевірка двигуна на нагрів.

Перевірку двигуна по нагріву виконується по формулі:

$$N_{25} = k \cdot N_{\text{екв}} \quad (1.6)$$

де N_{25} – необхідна номінальна потужність електродвигуна в кВт при ПВ 25%

k – коефіцієнт режиму роботи, при ПВ 60% $k=1,0$ [4]

Якщо цикл роботи невідомий, то еквівалентну потужність можна визначити так:

$$N_{\text{екв}} = \gamma \cdot N_{\text{ст}} \quad (1.7)$$

де γ – коефіцієнт еквівалентності, що визначається по рис 10 [4] або рис 1.3 в залежності від відношення часу пуску до часу середньої робочої операції t_p .

$$t_p = \frac{L_{\text{раб}}}{v} = \frac{15}{1.3} = 11.5 \text{ с},$$

де $L_{\text{раб}}$ – середній робочий шлях, м.

v – номінальна пересування візка швидкість, м/с.

$$\frac{t_n}{t_p} = 0.15, \gamma = 1.05$$

$$N_{\text{екв}} = 1.05 \cdot 231 = 242 \text{ кВт}$$

$$N_{25} = 242 \text{ кВт}$$

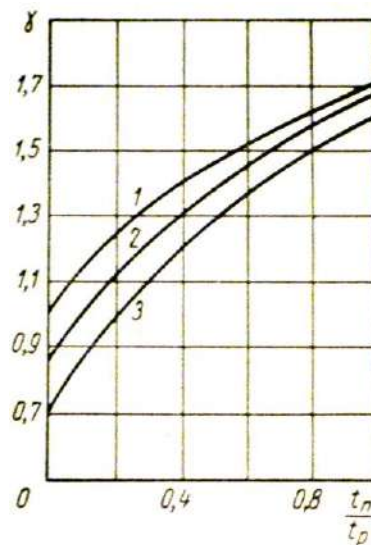


Рисунок 1.3 – Вплив пускових режимів на потужність $N_{\text{екв}}$:

- 1- механізм пересування мостів кранів, перевантажувачів та візків магнітних, грейферних кранів, механізми повороту стрілових кранів;
- 2 – механізми підйому грейферних та магнітних кранів, механізми пересування крюкових кранів;
- 3-механізми підйому крюкових кранів.

Взагалі двигун можна вибирати слабшим за номінальну потужність на

20 – 30 %[6]. Тобто на 48 – 62 кВт. А саме приблизно при ПВ 60% 180 – 190 кВт. Обраний двигун має номінальну потужність 150 кВт при ПВ 100%. А це означає, що двигун буде задовольняти вимогам при певному охолодженні.

1.7. Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальмівний момент механізму підйому розраховується з урахуванням забезпечення надійного утримання вантажу в підвішеному стані в статичному режимі з певним коефіцієнтом запасу гальмівної здатності.

Необхідний гальмівний момент T_{Γ} , Н м:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 Q_{\max} D_{\phi} \eta_{\max}}{2i_n U_p} K_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot 32 \cdot 1.12 \cdot 0.9}{2 \cdot 1 \cdot 31.4} \cdot 1.1 = 4815 \text{ Нм} \quad (1.8)$$

де K_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування, при встановленні двох гальм на кожний привід $=1.1$.

$\eta_{\max} = 0.9$ - ККД механізму;

У механізмах підйому кранів через надійність зазвичай застосовують двоколодкові гальма типу ТКП. Типорозмір гальмів обирають по каталогу таким чином, щоб виконувалось нерівність

$$T_{\Gamma.K} \geq T_{\Gamma}$$

де $T_{\Gamma.K}$ - номінальний гальмівний момент гальм за каталогом.

Таблиця 1.2 - параметри гальма.

Тип гальма	Діаметр Гальмівного шківа, мм	Ширина гальмівної колодки В, мм	Гальмівний момент, Нм, при ПВ механізма, %	Відхід колодок від шківа ε, мм	Тип електромагніта	Маса, кг
			25			
ТКП-600	600	230	5000	2	МП-601	397

1.8. Вибір муфти

Для з'єднання валів електродвигуна з високошвидкісним валом редуктора, а також валу редуктора з валом барабана застосовуються зубчасті муфти, здатні частково компенсувати невідповідність осей валів, що може виникати під час виготовлення та монтажу.

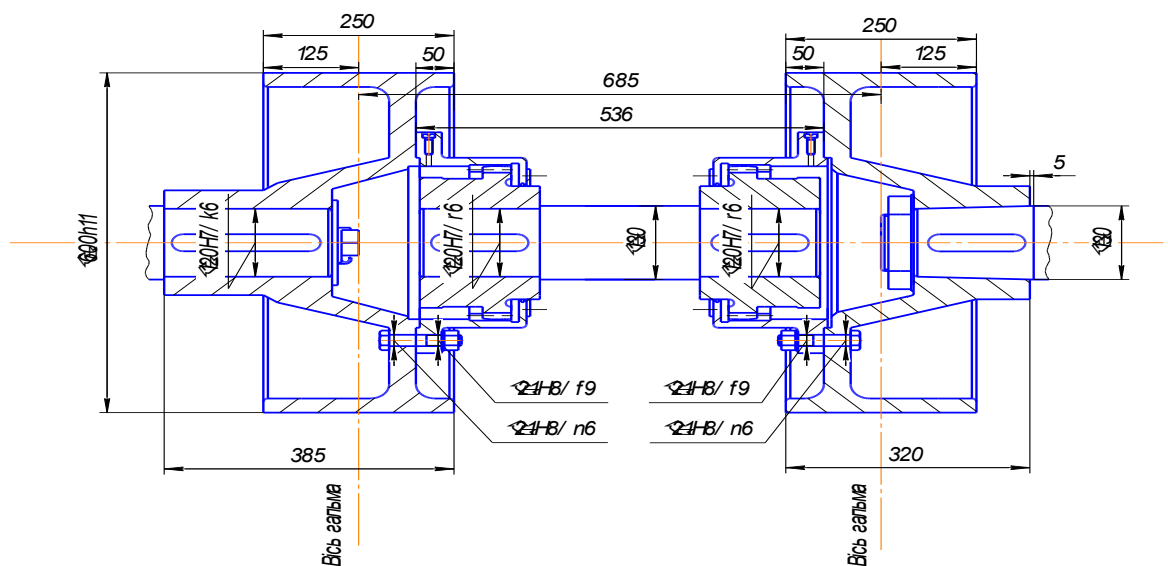


Рис 1.4 - З'єднання муфтою МЗП.

У цьому випадку з'єднання валів двигуна та редуктора здійснюється через гальмівні шківи, між якими встановлено проміжний вал, з'єднаний муфтою типу МЗП. Таке конструктивне рішення дозволяє компенсувати можливу неспіввісність валів редуктора та двигуна, яка може виникнути після монтажу нового двигуна. Гальмівні шківи підбираються відповідно до параметрів гальма та валів, до яких вони кріпляться.

Це з'єднання повинно витримувати розрахунковий гальмівний момент, Н·м:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 2047 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 4790 \leq T_M^{max} \quad (1.9)$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 150}{3.14 \cdot 700} = 2047 \text{ Нм}$ - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму (1,8 для мех. підйому)

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (1,3 для ПВ 60%)

1.9 Особливості проектування механізму підйому

Встановлення нового двигуна та гальм має такі особливості:

- Лінією відліку приймаємо вісь бистрохідного валу редуктора;
- Висота підставки під електродвигун дорівнюватиме

$$h_{\pi} = H - h_{дв} = 800 - 400 = 400 \text{ мм}$$

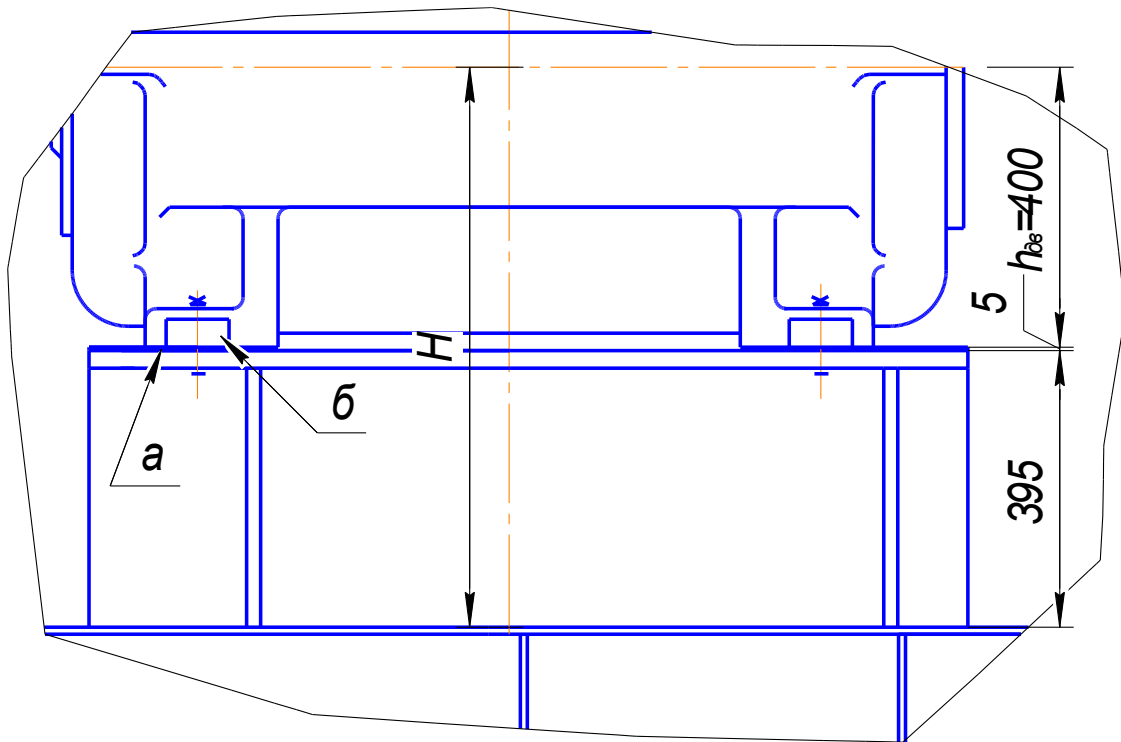
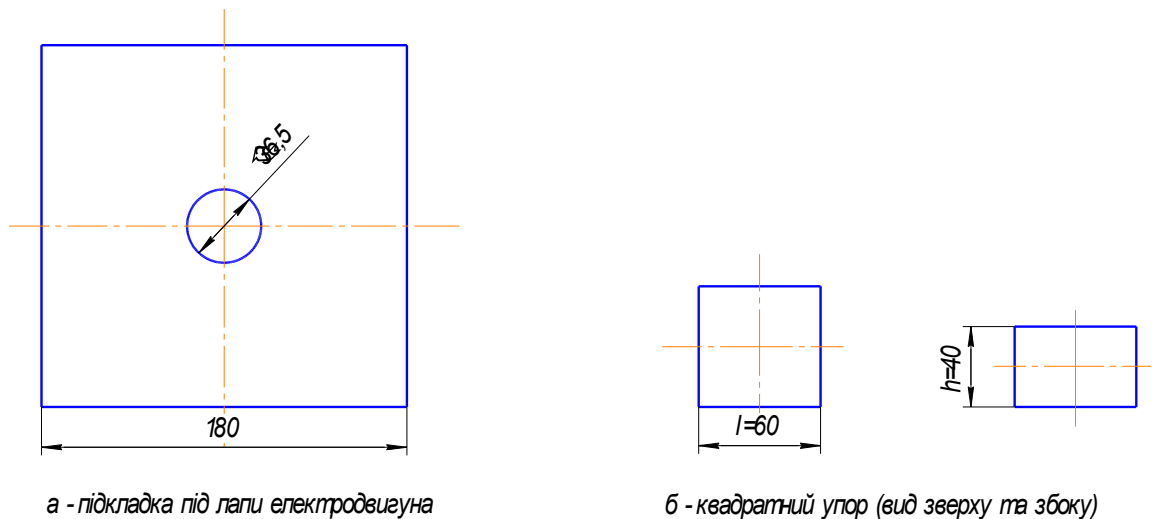


Рисунок 1.5 – Підставка під електродвигун.

Для того, щоб жорстко закріпити двигун встановлюємо підкладку під електродвигун (а) $\delta=5$ мм, та приварюємо квадратний упор (б) $h_{уп}=40$ мм по контуру прилягання, катет шва 14мм. Матеріал підкладки та упору – Ст3 ГОСТ 1437-79. Висота підставки - 395 мм.



а - підкладка під лапи електродвигуна

б - квадратний упор (вид зверху та збоку)

Рисунок 1.6 – Основні розміри підкладки та квадратного упору.

Висота гальм дорівнює 450 мм, тобто висота підставки складає 350 мм. Як і в першому випадку встановлюємо додаткову підкладку під гальма

$\delta=5$ мм. А висота підставки дорівнюватиме 345 мм.

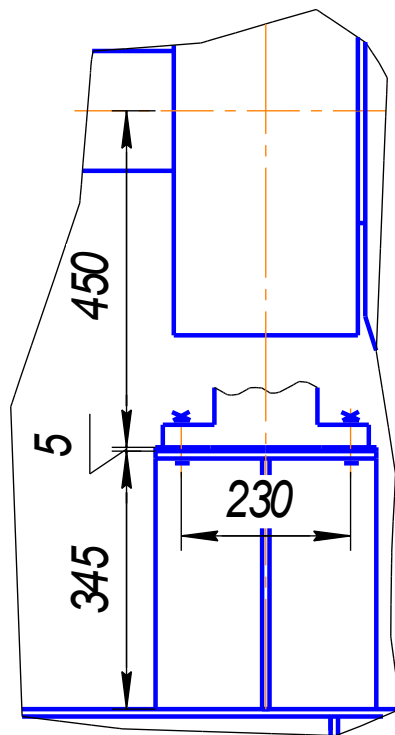


Рисунок 1.7 – Підставка під гальма

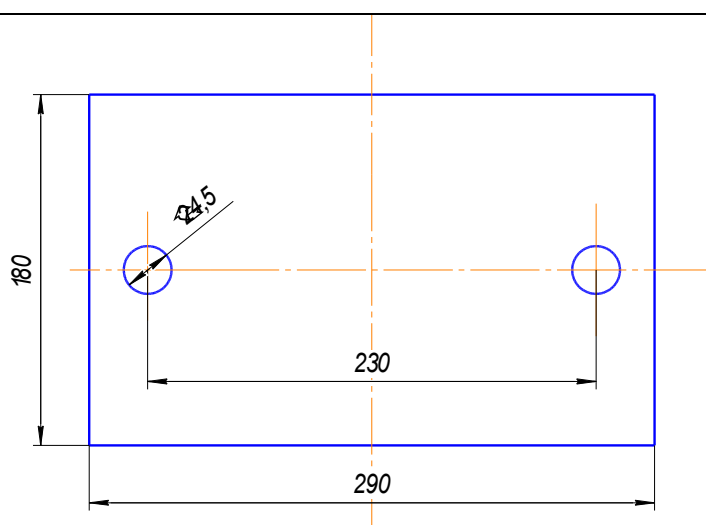


Рисунок 1.8 – Підкладка під гальма.

Кількість підкладок під гальма - 4, тобто по дві на кожне гальмо.

2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

2.1 Схема механізму пересування візка

Існуюча схема механізму пересування візка.

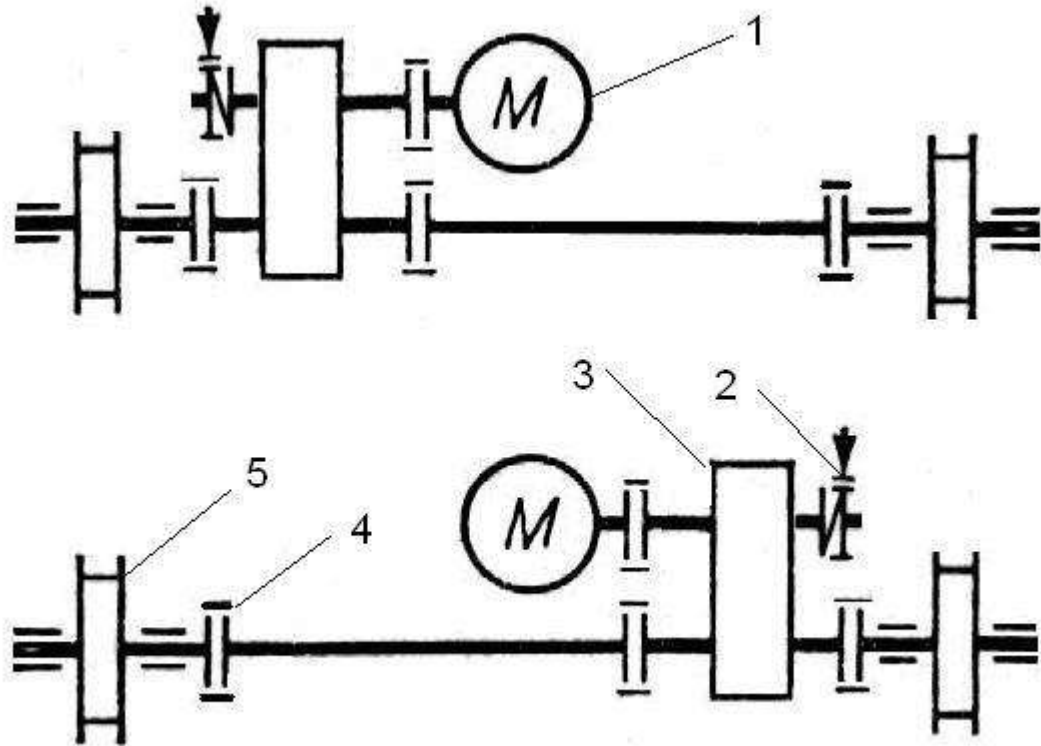


Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму пересування візка

1 – двигун, 2 – гальма, 3 – редуктор, 4 – муфта, 5 – колесо.

2.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо візка вказано в таблиці 12 [3]. Згідно цієї таблиці тиск на колеса зі сторони кабіни дорівнює 37т., а з іншого боку – 31,5т.

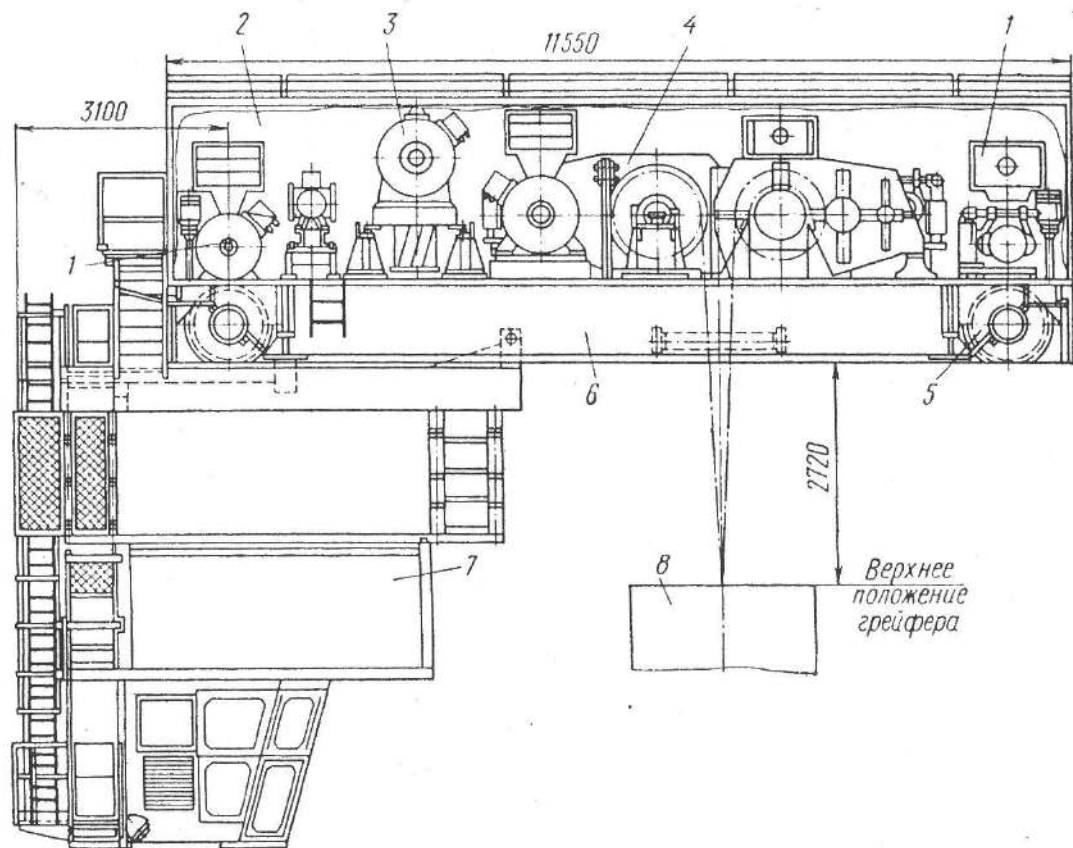


Рисунок 2.2 – Візок крана:

1-мех. пересування; 2-машинне відділення; 3-преобразуючий агрегат;
4-грейферна лебідка; 5-ходове колесо; 6-рама; 7-кабіна; 8-грейфер.

2.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса обирають по ГОСТ 28648 – 90 з урахуванням максимального навантаження (370 кН), швидкості пересування (3,3 м/с) та групи режиму роботи (Т) механізму.

Колесо К2Р - 900 х 130 ГОСТ 28648 – 90

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d=(0.25...0.3)D_k=(0,2...0,3) \cdot 900=180...270 \text{ мм.}$$

Діаметр цапфи рівний $d = 200 \text{ мм.}$

Матеріал коліс – Сталь 65Г по ГОСТ 1050-74,

$[\sigma_{\text{кон}}] = 750 \text{ МПа}$, при ПВ= 60% (табл. V.2.46 [1])

При лінійному контакті, коли колесо котиться по плоскому рельсу, контактні напруження в ободі $\sigma_{\text{кон}}$, МПа,

$$\sigma_{\text{кон}} = \alpha_1 \sqrt{\frac{k_T \cdot P}{b \cdot (D/2) \cdot 10}} \leq [\sigma_{\text{кон}}],$$

де $\alpha_1 = 60$ при сталюму колесі; $b = 9 \text{ см}$ – довжина лінії контакту, см;

P – розрахунковий тиск колеса на рельс, Н; D – діаметр колеса, см.

k_T – коефіцієнт поштовхів,

$$k_T = 1.03 + av = 1.03 + 0.002 \cdot 200 = 1.43,$$

де a – коефіцієнт, що дорівнює 0,002 при відкритих стиках рельсів,

$v = 200 \text{ м/хв.}$ швидкість пересування.

$$\sigma_{\text{кон}} = 60 \sqrt{\frac{1.43 \cdot 280000}{9 \cdot (90/2) \cdot 10}} = 596.5 \leq [750], \text{ МПа.}$$

2.4 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування візка, встановленого на відкритому повітрі, Н

$$W = W_{TP} + W_y + W_I + P_B \quad (2.2)$$

$$W = 16714 + 2740 + 41100 + 13036 = 73590 \text{ Н}$$

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

$$W_{TP} = 10^4 (Q + G) \cdot \frac{(\mu d + 2f)}{D} \cdot K_p \quad (2.3)$$

$$W_{TP} = 10^4 \cdot (105 + 32) \cdot \frac{(0.015 \cdot 200 + 2 \cdot 0.7)}{900} \cdot 2.5 = 137 \cdot 10^4 \cdot 0.0122 = 16714 \text{ Н}$$

де Q та G - номінальна вантажопідйомність та маса візка, т;

f - коефіцієнт тертя кочення, $f=0,7\text{мм}$; (значення приведені у [1] табл. VI.3.2)

$\mu=0,015$ -коефіцієнт тертя підшипників, що приведений до цапфи колеса.

$K_p=2,5$ –коефіцієнт, що враховує тертя реборд та ступить коліс. ([1]табл. VI.3.3)

W_y – Опір руху від уклону шляху ,Н

$$W_y = (Q + G_B) \cdot i, \quad (2.4)$$

де i приймають для візків на мосту крану – 0,002.

$$W_y = (Q + G_B) \cdot i = 10^4 (32 + 105) \cdot 0.002 = 2740 \text{ Н}$$

W_i – опір руху від дії сил інерції, Н

$$W_i = (Q + G) \cdot a \quad (2.5)$$

де $a = 0,3 \text{ м/с}^2$ – рекомендоване прискорення.

$$W_i = 10^3 (32 + 105) \cdot 0.3 = 41100 \text{ Н}$$

P_B –вітрове навантаження, Н.

Розрізняють максимальне вітрове навантаження робочого та

неробочого стану крана $P_{\text{вII}}$ та $P_{\text{вIII}}$ (II та III розрахункові випадки навантаження), а також середнє навантаження вітру робочого стану $P_{\text{вI}}$, для визначення потужностей електродвигунів механізмів.

$$P_{\text{в}} = \Sigma(p_{\text{в}} \cdot F_{\text{н}}) \quad (2.6)$$

де $p_{\text{в}}$ - розподілений тиск вітру в даній зоні висоти, Н/м²;

$$p_{\text{в}} = qkcn \quad (2.7)$$

$$p_{\text{в}} = 125 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 198 \text{ Па} \text{ — робочий стан}$$

$$p_{\text{в}} = 450 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 712.8 \text{ Па} \text{ — неробочий стан}$$

де q - динамічний тиск вітру, що приймається згідно с табл.3 додатку II.1 для робочого стану(незалежно від району, де встановлений кран);та с табл. 2 додатку II.1 для неробочого стану(в залежності від району де встановлений кран).

k - коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску по висоті, приймається по табл. 1 ГОСТ 1451-77 з урахуванням примітки 1, в якій зазначено, що при установці кранів в містах, включно окраїни, в лісових масивах та інших місцевостей, покритих перепонами висотою більш 10 м, допустимо знижувати значення коефіцієнта k в межах висоти: 20-60 м – на 15%. При висоті 40 м:

$$k = 1.55 \cdot 0.85 = 1.3175.$$

c – коефіцієнт аеродинамічної сили. що приймається згідно додатку 1 ГОСТ 1451-77,

n – коефіцієнт перевантаження, для робочого стану, приймаємий рівним

1 незалежно від методу розрахунку, а для нерабочого стану при розрахунку конструкції крана по методу предільного стану – 1,1, а по методу допускних навантажень – 1.

F_n – розрахункова площа (нетто) конструкції та вантажу, що визначається з таблиць додатків 1 та 2 к ГОСТ 1451-77 (дивись додаток II.1).

В данному випадку $F_n = F_b + F_t + F_e + F_k + F_{\text{вант}}$,
де F_b - навітряна площа візка, м^2 ;

$$F_b = a \cdot (b + c) = 5,215 \cdot (2,250 + 0,980) = 16,84 \text{ м}^2,$$

F_t - навітряна площа токозйомника, м^2 ;

$$F_t = d \cdot e = 2,700 \cdot 2,654 = 7,1 \text{ м}^2,$$

F_e – навітряна площа приміщення з електрообладнанням, м^2 ;

$$F_e = f \cdot g = 6,760 \cdot 2,420 = 16,3 \text{ м}^2,$$

F_k - навітряна площа кабіни, м^2 ;

$$F_k \approx d \cdot (h - (e + g)) = 2,700 \cdot (7,102 - (2,654 + 2,420)) = 5,4$$

$F_{\text{вант}}$ - навітряна площа вантажу, що приймається по фактичним даним, або за додатком 2 ГОСТу 1451-77, в залежності від вантажапідйомності.

$$F_{\text{вант}} = 20 \text{ м}^2$$

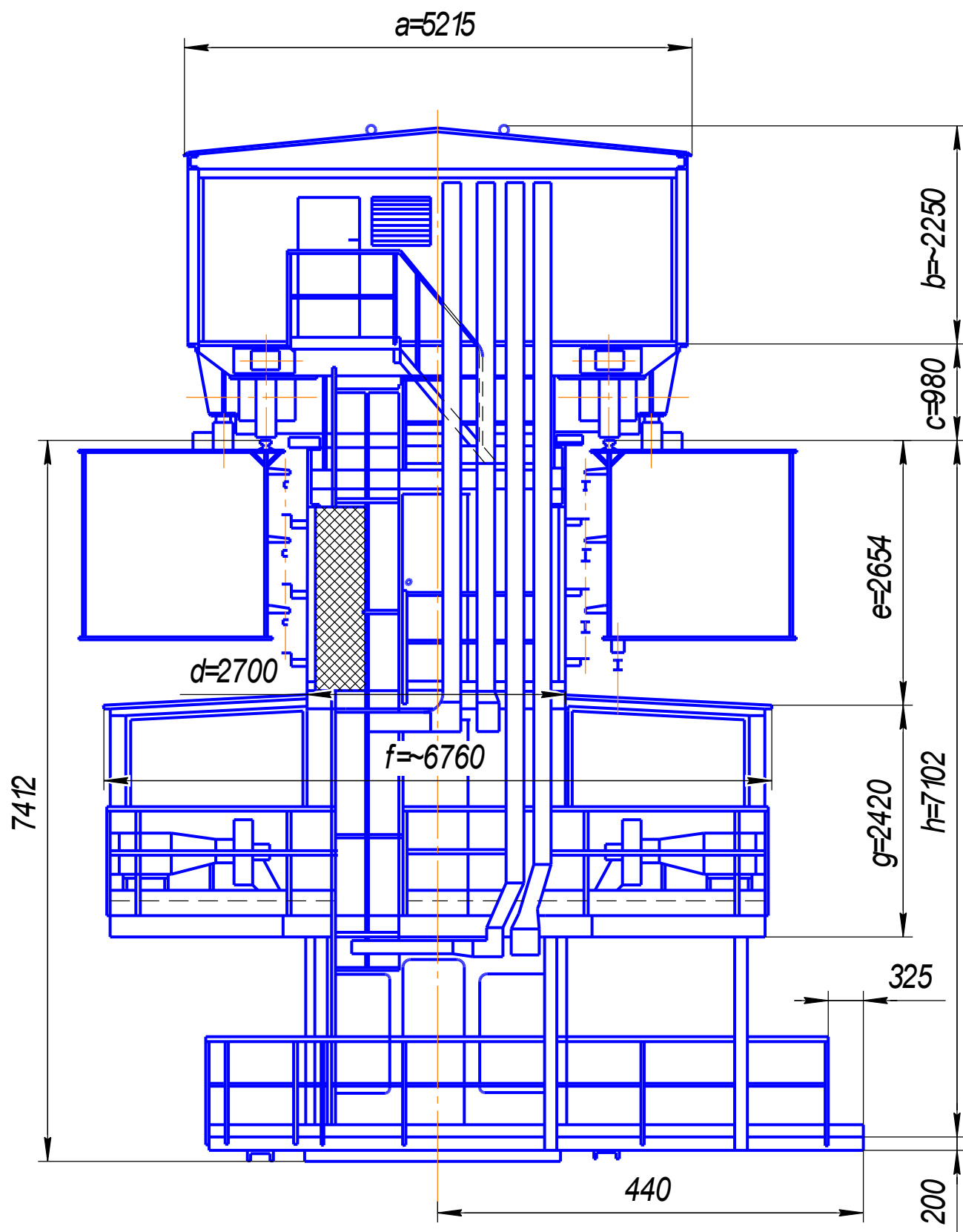


Рисунок 2.2 - Візок грейферного крана.

$$F_n = 16,84 + 7,1 + 16,3 + 5,4 + 20 = 65,84 \text{ м}^2$$

$$P_{\text{вII}} = 198 \cdot 65,84 = 13036,3, \text{ Н} - \text{опір робочого стану}$$

$$P_{\text{вIII}} = 712,8 \cdot 65,84 = 46930,7, \text{ Н} - \text{опір неробочого стану}$$

Для визначення потужності електродвигунів механізмів використовують середнє навантаження вітру, що дорівнює

$$P_{\text{вI}} = 0,6 \cdot P_{\text{вII}} \quad (2.8)$$

$$P_{\text{вI}} = 0,6 \cdot 13036,3 = 7821,7, \text{ Н}$$

$$W_I = 16714 + 2740 + 41100 + 7821,7 = 68375,7 \text{ Н}$$

2.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана або візка, кВт

$$P = \frac{W_{\text{мп}} + P_{\text{вл}} + (1,1 \dots 1,3) F_u}{10^3 \eta_3 \psi} \cdot v \quad (2.9)$$

$$P = \frac{16714 + 7821 + 1,1 \cdot 82200}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 2} \cdot 3,3 = 223 \text{ кВт}$$

де W - опір руху крана або візка, Н;

v - швидкість руху крана або візка, м/с ;

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

$\psi = 1,8 \dots 2,0$ – середня кратність пускового моменту двигуна.

F_n - сила інерції, Н :

$$F_H = (m_B + Q)v/t_p = 137 \cdot 10^3 \cdot 3.3/5.5 = 82200 \text{ Н}$$

Оскільки двигунів два, тому навантаження на один двигун, з урахуванням нерівномірного розподілу потужності дорівнюватиме:

$$N_{\text{дв}} = 0.55 \cdot N = 0.55 \cdot 223 = 123 \text{ кВт}$$

За каталогом вибирають електродвигун постійного струму типу Д-816.

Згідно з ІНФОРМЕЛЕКТРО 01.31.01-94 цей двигун в умовах захисного виконання з незалежною вентиляцією в режимі S1 має параметри, наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Параметри двигуна

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	150
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв. ⁻¹	470
Сила струму $I_{\text{н}}$, А	440
Момент інерції ротора, кг·м ²	16,25

2.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (2.10)$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, хв.⁻¹;

n_K - частота обертання ходового колеса візка

$$\text{або візка, хв}^{-1} \quad n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 3.3}{\pi \cdot 0.9} = 70.04 \text{ хв}^{-1};$$

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 .

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{700}{70.04} = 9.99$$

Редуктори механізму пересування крана або візка підбирають на основі розрахункової потужності на швидкохідному валу, передаточного числа та частоти обертання валу двигуна з урахуванням експлуатаційного режиму. У даному випадку передбачено залишити редуктор заводського виробництва без змін. Проте у разі потреби його заміни новий редуктор повинен відповідати наступним технічним вимогам:

$$n=735 \text{ хв}^{-1}$$

$$U_\phi=10$$

$$P_p=125 \text{ кВт}$$

Відхилення ΔV фактичної швидкості пересування візка V_ϕ від заданої V

не повинні перевищувати $\pm 5\%$

$$\Delta V = \left| \frac{V - V_\phi}{V} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{3.3 - 3.298}{3.3} \right| \cdot 100\% = 2.3\% \leq 5\% \quad (2.11)$$

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{U_p \cdot 60} = \frac{3.141 \cdot 0.9 \cdot 700}{10 \cdot 60} = 3.298 \text{ м/с}$$

2.7 Вибір муфт

Муфту обирають по найбільшому діаметрі кінців з'єднувальних валів. Потім перевіряють міцність муфти за формулою

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 777.73 \cdot 1.2 \cdot 1.3 = 1213.26 \leq T_M^{max} \quad (2.12)$$

де:

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\partial}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 57}{3.141 \cdot 700} = 777.73 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad - \text{ номінальний момент, який}$$

передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму ([1] табл. V.2.37);

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму ([1]табл. V.2.36)

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

За моментом підбираємо муфту для з'єднання валу двигуна з швидкохідним валом редуктора. Умовне позначення муфти:

Муфта зубчаста №8 ГОСТ 5006-55

Параметри муфти :

Найбільший крутний момент.....23600Н·м

Момент інерції муфти.....2,25кг·м

Маса муфти.....146 кг

Частота обертання 1900об/хв.

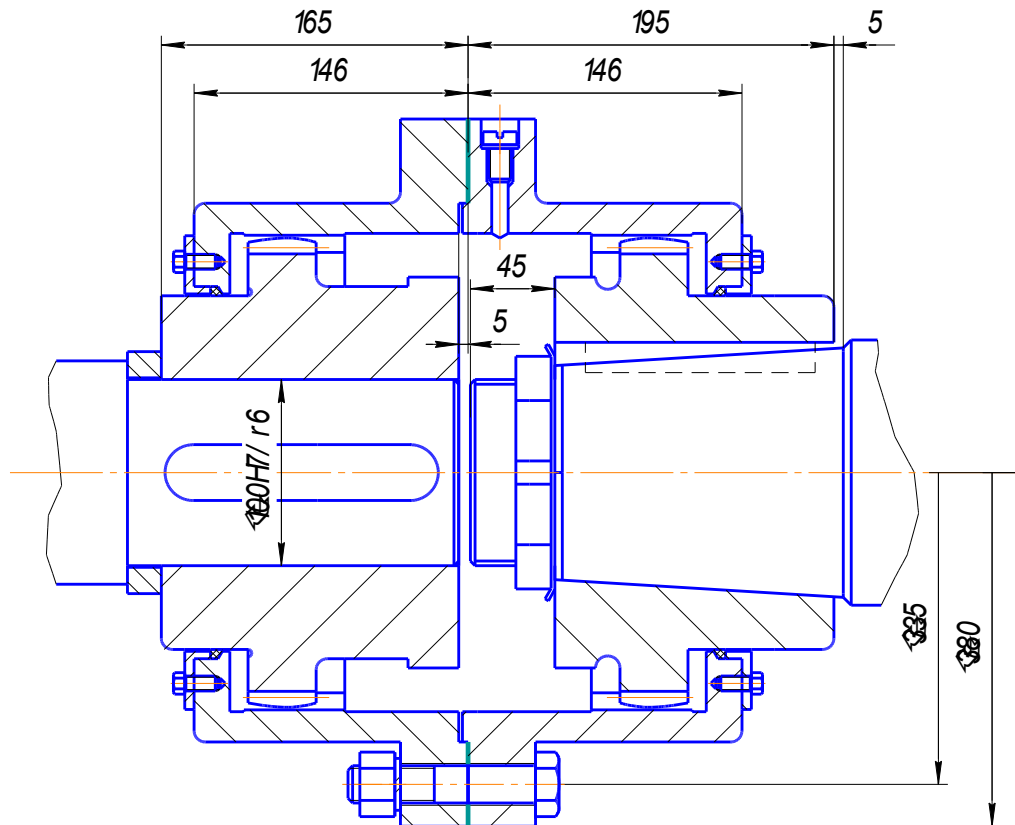


Рисунок 2.3 - Зубчата муфта

2.8 Вибір гальм

Вибір та налаштування гальм здійснюють виходячи з гальмівного моменту, який забезпечує допустиме уповільнення руху візка під час гальмування.

Необхідний гальмівний момент, Н·м:

$$\begin{aligned}
 T_T &= \frac{(W_{ин} + W_{ук} + W_в - W_{тр})D \cdot \eta}{2U_{общ}} = \\
 &= \frac{(82200 + 2740 + 13036,32 - 16714) \cdot 0,9 \cdot 0,85}{2 \cdot 10} = 3107
 \end{aligned}
 \tag{2.13}$$

Оскільки приводів два то $T'_T = T_T / Z_n = 3107 / 2 = 1553$, Н·м - необхідний

гальмівний момент одного гальма.

де Z_n – число приводів.

Обираємо гальма ТКП – 500 при паралельній котушці збудження з гальмівним моментом $T_{\Gamma} = 1780$ Н·м при ПВ 40% та налаштовуємо на необхідний момент.

2.9 Перевірка електродвигунів за часом пуску.

1. Час розгону візка з вантажем [2]

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \text{де } I_{np} &= Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{(Q + G)D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 2 \cdot 1.2(16.25 + 2.25) + 10^3 \frac{(32 + 105) \cdot 0.9^2}{4 \cdot 10^2 \cdot 0.85} = \\ &= 44.4 + 326.4 = 370.8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,141 \cdot 700}{30} = 73,29, \text{ с}^{-1} - \text{частота обертання швидкохідного валу};$$

$$T_{cm} = \frac{W_{mp} \cdot D_{\kappa}}{2i_p \cdot \eta} = \frac{16714 \cdot 0.9}{2 \cdot 10 \cdot 0.85} = 885 \text{ Н}, - \text{момент сил тертя};$$

$$T_n^{cp} = \psi \frac{10^3 P_{\text{дв}}}{\omega} = 2 \cdot \frac{10^3 \cdot 150}{73,29} = 4093 \text{ Н}, - \text{середньо пусковий момент}$$

електродвигуна.

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} = \frac{370.8 \cdot 73,29}{2 \cdot 4093 - 885} = 3.7 \text{ с.} < [5...6 \text{ с.}]$$

. Час розгону порожнього візка

$$t_p^{nop} = \frac{I'_{nop} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T'_{cm}} = \frac{332.4 \cdot 73,29}{2 \cdot 4093 - 781} = 3.28 \text{ с.} < [5 \dots 6 \text{ с.}]$$

$$\partial e I'_{nop} = Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{G \cdot D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 2 \cdot 1.2(16.25 + 2.25) + 10^3 \frac{121 \cdot 0.9^2}{4 \cdot 10^2 \cdot 0.85} =$$

$$= 44.4 + 288 = 332.4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T'_{cm} = T_{cm} \frac{G}{Q + G} = 885 \cdot \frac{121}{137} = 781 \text{ Н} - \text{момент сил тертя порожнього візка.}$$

2.10 Перевірка запасу зчеплення

Перевірка запасу зчеплення здійснюється по формулі:

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{\min} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} \quad (2.15)$$

де $R_{np}^{\min}$ - навантаження на привідні колеса. В данному випадку привідні колеса сприймають навантаження 121 т.

$$W'_{mp} = W_{mp} \frac{G}{Q + G} = 16714 \cdot \frac{121}{137} = 14762 \text{ Н}$$

$$W'_{ин} = G \cdot \frac{v}{t_p^{nop}} = 10^3 \cdot 121 \cdot \frac{3,3}{3.28} = 121737 \text{ Н}$$

$$W'_{np} = R_{np}^{\min} \cdot \frac{\mu \cdot d_y}{D} = 10^4 \cdot 121 \cdot \frac{0.015 \cdot 250}{900} = 5041.6 \text{ Н}$$

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{\min} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} = \frac{121 \cdot 10^4 \cdot 0.12}{14762 + 121737 - 5041.6} = 1.104 > 1.1 - \text{умова}$$

виконується.

2.11 перевірка двигуна на нагрів.

Перевірку двигуна по нагріву виконується по формулі:

$$N_{25} = k \cdot N_{екв} \quad (2.16)$$

де : N_{25} – необхідна номінальна потужність електродвигуна в кВт при ПВ 25%

k – коефіцієнт режиму роботи, при ПВ 60% $k=1,0$ [4]

Якщо цикл роботи невідомий, то еквівалентну потужність можна визначити так:

$$N_{екв} = \gamma \cdot N_{ст} \quad (2.17)$$

де γ – коефіцієнт еквівалентності, що визначається по рисунку 10 [4] або рис 2.4 в залежності від відношення часу пуску до часу середньої робочої операції t_p .

$$t_p = \frac{L_{раб}}{v} = \frac{48,1}{3,3} = 14,5 \text{ с},$$

де $L_{раб}$ – середній робочий шлях, м:

$$L_{раб} \approx 0,5L = 48,1 \text{ м}$$

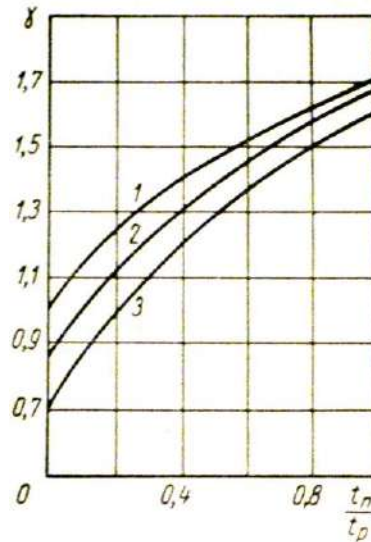


Рисунок 2.4 – Вплив пускових режимів на потужність $N_{екв}$:

- 1- механізм пересування мостів кранів, перевантажувачів та візків магнітних, грейферних кранів, механізми повороту стрілових кранів;
- 2 – механізми підйому грейферних та магнітних кранів, механізми пересування крюкових кранів;
- 3-механізми підйому крюкових кранів

v – номінальна пересування візка швидкість, м/с.

$$\frac{t_n}{t_p} = 0.22, \gamma = 1.3$$

$$N_{екв} = 1.3 \cdot 123 = 160 \text{ кВт}$$

$$N_{25} = 160 \text{ кВт}$$

2.12 Особливості проектування механізму пересування візка.

Для підвищення жорсткості установки двигуна були проведені такі заходи: місце під підставку двигуна було зрізане приблизно на 80 мм, встановлена нова підставка висотою 105 мм, після чого під лапи двигуна

були підкладені плити розміром 180×180 мм та товщиною 5 мм. До цих підкладок приварили квадратні упори висотою 40 мм.

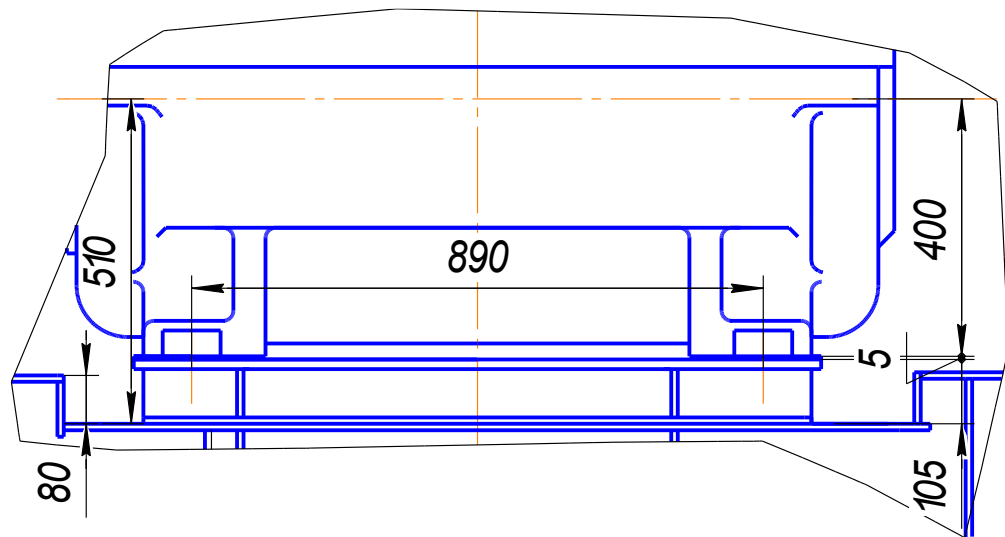
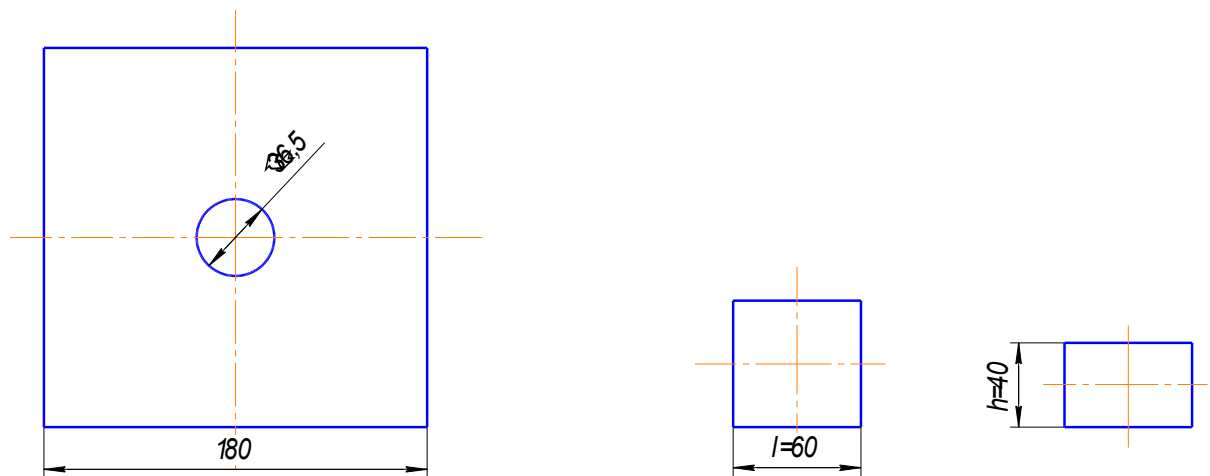


Рисунок 2.5 - Підставка під електродвигун.



а - підкладка під лапи електродвигуна

б - квадратний упор (вид зверху та збоку)

Рисунок 2.6 - Основні розміри підкладки та квадратного упору.

Висота гальм дорівнює 380 мм, висота вісі швидкохідного валу складає 430 мм тобто висота підставки складає 50 мм. Як і в першому випадку встановлюємо додаткову підкладку під гальма $\delta=5$ мм. А висота підставки дорівнюватиме 45 мм.

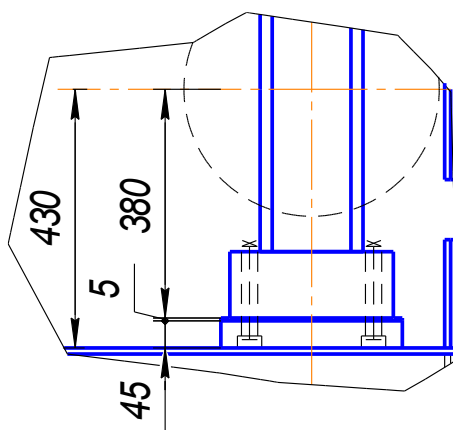


Рисунок 2.7 – Підставка під гальма.

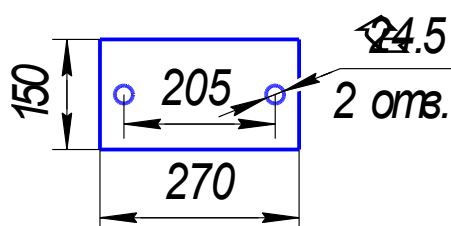


Рисунок 2.8 – Підкладка під гальма.

Через відсутність креслень на редуктор, розмір «505» уточнити на місці, існуюче кільце $\varnothing 130/101 \delta=40$ мм за необхідністю урізати.

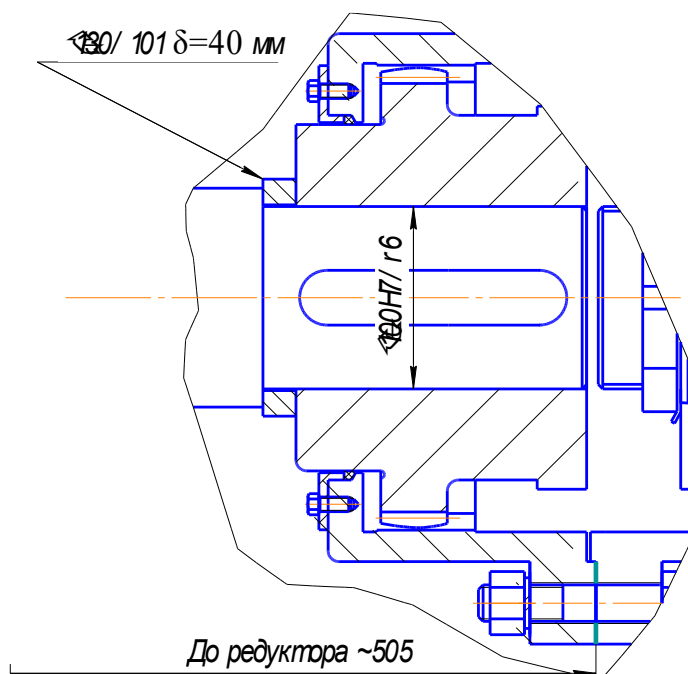


Рисунок 2.9 – Вузол з'єднання муфти та валу редуктора.

3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо крана визначаю за рівнянням моментів відносно опори В (рис. 3.3)

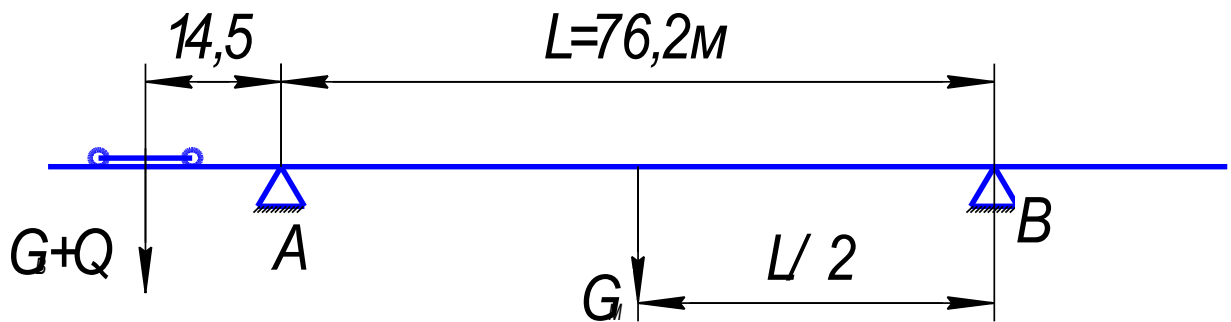


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема.

$$R = \frac{0.5G_M \cdot L + (G_B + Q) \cdot (L + 14.5)}{L} 10^4 = \frac{0.5 \cdot 900 \cdot 76.2 + (105 + 32) \cdot (76.2 + 14.5)}{76.2} 10^4 = 6130695, H$$

де Q - вантажопідйомність, т;

$G_B = 105$ т. - маса візка.

G_M - маса мосту крана, т.

Значення 14,5 мм – крайній робочий стан грейфера.

Оскільки на опорі 24 колеса, то навантаження на одне дорівнює:

$$R_1 = \frac{R}{24} = 255445, H$$

3.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса та горизонтальні ролики кранів вибирають по ГОСТ 28648-90. З урахуванням максимального навантаження (255445 Н.), швидкості пересування (0,5 м/с) та групи режиму роботи механізму (ПВ 25%) обираємо :

Колесо К1Р - 1000 ГОСТ 28648 – 90

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d=(0.25...0.3)D_K=(0,2...0,3) \cdot 1000=200...300 \text{ мм.}$$

Діаметр цапфи рівний $d = 250 \text{ мм.}$

Напруження σ , МПа, в контакті ободу колеса та рельсу з випуклою головкою визначають по формулі [1]:

$$\sigma = 7500K \cdot K_f \sqrt[3]{\frac{K_d \cdot P}{D^2}},$$

де K – коефіцієнт, що залежить від відношення радіусу закруглення головки рельсу R до діаметра колеса D [1];

$$R/D=500/1000=0,5; \text{ тоді } K = 0,143.$$

K_f - коефіцієнт, що враховує вплив дотичного навантаження на напрузі в контакті [1];

На відкритих площадках $K_f = 1,1$.

K_d – коефіцієнт динамічності пари колесо – рельс, що визначається за формулою :

$$K_d = 1 + av = 1 + 0.2 \cdot 0.5 = 0.1$$

v - номінальна швидкість пересування, м/с;

a - коефіцієнт, що залежить від жорсткості кранового шляху, с/м [1];

P – максимальна статичне навантаження на колесо, кН.

D – діаметр колеса, см.

$$\sigma = 7500K \cdot K_f \sqrt[3]{\frac{K_d \cdot P}{D^2}} = 7500 \cdot 0.143 \cdot 1.13 \sqrt[3]{\frac{0.1 \cdot 255.4}{100^2}} = 161.2 \text{ МПа}$$

Напруження σ , МПа, не повинні перевищувати допустимі навантаження $[\sigma_N]$ при приведеному числі обертів колеса N за терміном служби:

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{10^4 / N}$$

де $[\sigma_0]$ – допустимі напруження при $N \leq 10^4$, МПа [1].

N - приведенне число обертів колеса за терміном служби

$$N = \Theta \cdot N_c = 0.49 \cdot 73353 = 35943,$$

де Θ -Коефіцієнт приведенного числа обертів (табл V.2.55) [1]

N_c – повне число обертів колеса за термін служби:

$$N_c = 3.6 \cdot 10^4 \frac{v_c}{\pi D} T_{\text{маш}} = 3.6 \cdot 10^4 \frac{0.4}{3.141 \cdot 100} \cdot 1600 = 73353$$

D – діаметр колеса, см;

v_c - усереднена швидкість пересування колеса, м/с:

$$v_c = \beta v = 0.8 \cdot 0.5 = 0.4$$

β - коефіцієнт, що залежить від відношення часу неустановленого руху t_n до повного часу пересування t [1];

v - номінальна швидкість пересування, м/с;

$T_{\text{маш}}$ – машинний час роботи колеса в годинах за термін його служби [1].

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{10^4 / 35943} \geq \sigma$$

$$\sigma_0 \geq \frac{\sigma}{\sqrt[9]{10^4 / 35943}} = \frac{162}{0.86} = 186, \text{ МПа}$$

Тоді матеріал коліс можна вибрати Сталь 45 , $[\sigma_0]=610$ МПа. [1]

3.4 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування крана або візка, встановлених на відкритому повітрі, Н

$$W = W_{TP} + W_y + W_I + W_B \quad (3.2)$$

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

$$W_{TP} = 10^4 (Q + G) \cdot \frac{(\mu d + 2f)}{D} \cdot K_p \quad (3.3)$$

$$W_{TP} = 10^4 (32 + 1100) \cdot \frac{(0.015 \cdot 250 + 2 \cdot 1.2)}{1000} \cdot 1.1 = 1132 \cdot 10^4 \cdot 0.0067 = 75844 \text{ Н}$$

де Q та G - номінальна вантажопідйомність та маса крана, т;

f - коефіцієнт тертя кочення, $f=1,2$; (значення приведені у [1] табл. VI.3.2)

$\mu=0,015$ -коефіцієнт тертя підшипників, що приведений до цапфи колеса.

$K_p=1,1$ –коефіцієнт, що враховує тертя реборд та ступиць коліс.

([1]табл. VI.3.3)

W_y – Опір руху від уклону шляху, Н

$$W_y = (Q + G_K) \cdot i, \quad (3.4)$$

де i для козлових, порталних та стаперльних – 0,003;

$$W_y = (Q + G_B) \cdot i = 10^4 (32 + 1100) \cdot 0.003 = 33960 \text{ Н}$$

W_i – опір руху від дії сил інерції, Н

$$W_i = (Q + G_K) \cdot a \quad (3.5)$$

де $a=0,3 \text{ м/с}^2$ – рекомендоване прискорення для грейферного перевантажувача.

$$W_i = 10^3 (32 + 1100) \cdot 0.3 = 339600 \text{ Н}$$

W_B – опір руху від вітрового навантаження, Н.

$$W_B = p_B \cdot F_H \quad (3.6)$$

де p_B - розподілений тиск вітру в даній зоні висоти, Н/м²;

$$p_B = q k_{cp} \quad (3.7)$$

$$p_B = 125 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 198 \text{ Па} \text{ – робочий стан}$$

$$p_B = 450 \cdot 1.32 \cdot 1.2 \cdot 1 = 712.8 \text{ Па} \text{ – неробочий стан}$$

де: q - динамічний тиск вітру, що приймається згідно с табл.3 додатку П.1 для робочого стану(незалежно від району, де встановлений кран); та с табл. 2 додатку П.1 для неробочого стану(в залежності від району де встановлений кран).

k - коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску по висоті приймається по табл. 1 ГОСТ 1451-77(з урахуванням примітки 1)

$$k = 1.55 - 15\% = 1.3175 \text{ при висоті } 40 \text{ м.}$$

c – коефіцієнт аеродинамічної сили, що приймається згідно додатку 1 ГОСТ 1451-77, або по приблизним значенням таблиці 3.5

n – коефіцієнт перевантаження, для робочого стану, приймається рівним 1 незалежно від методу розрахунку, а для нерабочого стану при розрахунку конструкції крана по методу предельного стану – 1,1, а по методу допускних навантажень – 1.

F_H – розрахункова площа (нетто) конструкції та вантажу, що визначається з таблиць додатків 1 та 2 к ГОСТ 1451-77 (дивись додаток II.1).

$$F_H = F_M + F_B + F_{ж.о.} + F_{г.о.} + F_K + F_{вант} + F_{л.м.к.} + F_{п.м.к.},$$

де F_M - навітряна площа моста крана, m^2 ;

$$F_M = 2 \cdot (23,250 + 76,2 + 23,750) = 246,4 \text{ м}^2,$$

F_B - навітряна площа візка, m^2 ; $F_B = 3 \cdot (0,075 + 10 + 0,075) = 30,45 \text{ м}^2$,

$F_{ж.о.}$ - навітряна площа жорсткої опори крана, m^2 ; $F_{ж.о.} = 24,2 \cdot 1 = 24,2 \text{ м}^2$,

$F_{г.о.}$ – навітряна площа гнучкої опори крана, m^2 ;

$$F_{г.о.} = 32,4 \cdot 1 = 32,4 \text{ м}^2,$$

F_K - навітряна площа кабіни, m^2 ; $F_K \approx 29,48$

$F_{вант}$ - навітряна площа вантажу, що приймається по фактичним даним, або за додатком 2 ГОСТу 1451-77, в залежності від вантажопідйомності.

$$F_{вант} = 20 \text{ м}^2$$

$F_{л.м.к.}$ та $F_{п.м.к.}$ - навітряна площа лівого та правого монтажного відділення, m^2

$$F_{\text{л.м.к.}} = 6 \cdot 6 = 36 \text{ м}^2 ;$$

$$F_{\text{п.м.к.}} = 14,6 \cdot 8,3 = 121,18 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{н}} = 246,4 + 30,45 + 24,2 + 32,4 + 29,48 + 20 + 36 + 121,18 = 540,11 \text{ м}^2$$

$$W_{\text{е}} = 198 \cdot 540,11 = 106941,78, \text{ Н} - \text{опір робочого стану}$$

$$W_{\text{е}} = 712,8 \cdot 540,11 = 384990,4, \text{ Н} - \text{опір неробочого стану}$$

Для визначення потужності електродвигунів механізмів використовують середнє навантаження вітру, що дорівнює

$$W_{\text{еI}} = 0,6 \cdot W_{\text{е}} \quad (3.8)$$

$$W_{\text{еI}} = 0,6 \cdot W_{\text{е}} = 0,6 \cdot 106941,78 = 64165,01, \text{ Н}$$

$$W_{\text{I}} = 75844 + 33960 + 339600 + 64165,01 = 513569 \text{ Н}$$

3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана, кВт

$$P = \frac{W_{\text{I}} \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} \quad (3.9)$$

$$P = \frac{W_{\text{I}} \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{513569 \cdot 0,5}{10^3 \cdot 0,8 \cdot 1,6} = 200,6 \text{ кВт}$$

де W - опір руху крана або візка, Н;

V - швидкість руху крана або візка, м/с ;

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

$\psi = 1,6 \dots 1,8$ – середня кратність пускового моменту двигуна.

Навантаження на один двигун, з урахуванням нерівномірного розподілу потужності дорівнюватиме:

$$N_{\partial 6} = \frac{N}{Z_n} = \frac{200.6}{12} = 16.7 \text{ кВт}$$

За каталогом вибирають електродвигун серії МТН, потужність якого, при ПВ = 25% 17кВт, частота обертання валу $n = 945$ об/хв.

Таблиця 3.1 Параметри двигуна

Параметр	Значення
Потужність P_{∂} , кВт	17
Частота обертання n_{∂} , хв. ⁻¹	945
Маса, кг	210
Момент інерції ротора, кг·м ²	0,312

3.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (3.10)$$

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

n_k - частота обертання ходового колеса візка, хв^{-1}

$$n_k = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0.5}{\pi \cdot 1} = 9.551 \text{ хв}^{-1};$$

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 .

$$i_o = \frac{n_d}{n_k} = \frac{945}{9.551} = 98.94$$

Редуктори для механізму пересування крана або візка підбирають, виходячи з розрахункової потужності на швидкохідному валу, передаточного числа та частоти обертання валу двигуна, з урахуванням режиму експлуатації.

У цьому проекті передбачено залишити заводський редуктор без змін. Однак у разі потреби його заміна має відповідати наступним технічним вимогам:

$$n=965 \text{ хв}^{-1}; U_{\phi}=98; P_p=13 \text{ кВт}$$

Більш за все цим вимогам задовольняє редуктор ВКУ-765М.

Редуктор належить вибирати так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_{ϕ} від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \left| \frac{V - V_\phi}{V} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0.5 - 0.504}{0.5} \right| \cdot 100\% = 0.96\% \leq 5\% \quad (3.11)$$

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{U_p \cdot 60} = \frac{3.141 \cdot 1 \cdot 945}{98 \cdot 60} = 0.504 \text{ м/с}$$

3.7 Вибір муфти

Муфту обирають по найбільшому діаметрі кінців з'єднувальних валів. Потім перевіряють міцність муфти за формулою:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 171.8 \cdot 1.2 \cdot 1.1 = 226.8 \leq T_M^{max} \quad (3.12)$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 17}{3.141 \cdot 945} = 171.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму

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

За діаметром підбираємо муфту для з'єднання проміжного валу з швидкохідним валом редуктора:

Півмуфта зубчаста МЗ-3-Н40 ГОСТ 50895-96

Параметри:

Найбільший крутний момент.....3150Н·м

Момент інерції муфти.....0,25кг·м²

Маса муфти.....29,3 кг

Частота обертання 4000об/хв.

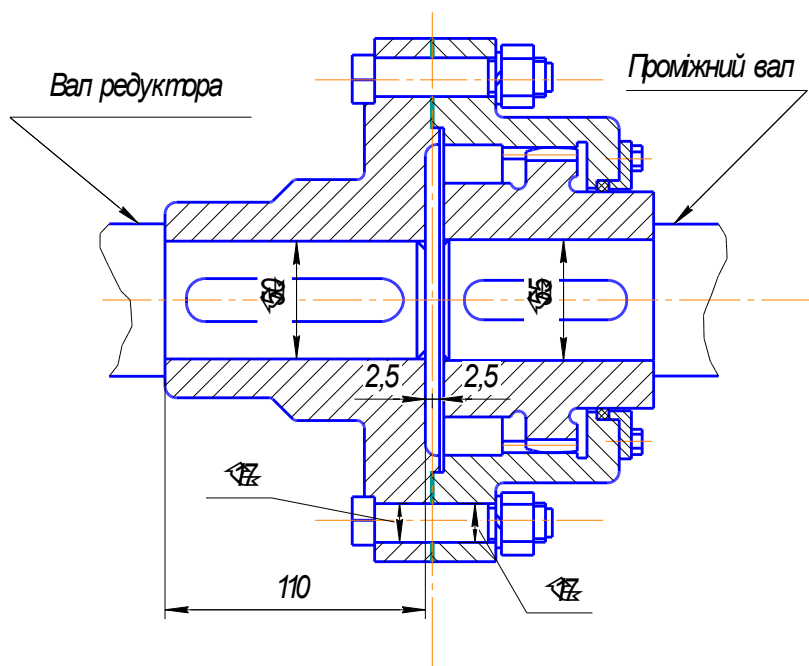


Рисунок 3.4 – Півмуфта МЗ-3

В ролі іншої піввмуфти, що з'єднує вал двигуна та проміжний вал виступає гальмівний шків, що має виконання у вигляді зубчатої півмуфти.

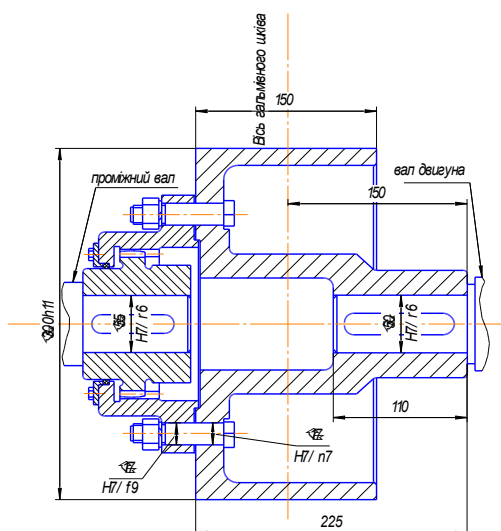


Рисунок 3.5 – Гальмівний шків.

3.8 Вибір гальм

Гальма вибираються та регулюються за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні вантажного крана, Н·м:

$$T_T = \frac{(W_{ин} + W_{ук} + W_{с} - W_{тр})D}{2U_{общ}} = \frac{(339600 + 33960 + 106941 - 75844) \cdot 1}{2 \cdot 98} = 2065$$

Гальмівний момент одного гальма, Н·м:

$$M'_r = \frac{M_r}{Z_n} = \frac{2065}{12} = 172$$

де Z_n – число приводів.

Обираємо гальма ТКП – 300 з гальмівним моментом $T_T = 500$ Н·м при ПВ 25%

Гальмо ТКП-300 - це дискове (стрічкове) електромеханічне гальмо періодичної дії, призначене для забезпечення інтенсивного гальмування та утримання механізмів у заданому положенні. Модель ТКП-300 застосовується в приводах підйомно-транспортних машин, де потрібне надійне гальмування з високим моментом при нечастому циклі роботи.

Основні характеристики:

-гальмівний момент (ТГ): 500 Н·м при тривалості циклу (ПВ) 25 % — тобто гальмо може забезпечувати розрахунковий момент 500 Н·м протягом 1/4 часу циклу без перегріву.

-тип приводу: електромагнітне, з пружно-повертаючим механізмом, що забезпечує швидке накладання та скидання гальмівних колодок.

-призначення: утримання навантажених механізмів (стріл, барабанів, візків тощо) у нерухомому стані після вимкнення приводу або при аварійних ситуаціях.

-конструкція: корпус гальма встановлюється на кінцевий вал або фланцеве з'єднання редуктора; робочі колодки (стрічки) притискаються до диска під дією пружин, а розчеплення здійснюється електромагнітом при подачі напруги.

-джерело живлення: звичайно трифазне або постійне електроживлення, що забезпечує стабільну роботу електромагнітного приводу.

-переваги: компактні розміри, високий гальмівний момент, простота монтажу та регулювання, відносно невелика інертність і можливість використання у циклічних режимах із середнім навантаженням.

Гальмо ТКП-300 широко застосовується у механізмах вантажопідіймальних машин, кранів, конвеєрних приводів та інших установках, де необхідне ефективне гальмування та утримання навантаження при обмеженому робочому циклі.

3.9 Перевірка електродвигунів за часом пуску.

1. Час розгону крана з вантажем [2]

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} \quad (3.14)$$

де I_{np} – приведений до валу електродвигуна маховий момент частин механізмів навантаженого крана, що обертаються, включаючи момент від частин, вантажем, що поступально рухаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

$$I_{np} = Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{(Q + G)D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 12 \cdot 1.2(0.312 + 0.25) + 10^3 \frac{(32 + 1100) \cdot 1^2}{4 \cdot 98^2 \cdot 0.8} =$$

$$= 3.912 + 36.83 = 40.74 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{\text{об}}}{30} = \frac{3,141 \cdot 945}{30} = 98.94, \text{ с}^{-1} - \text{частота обертання швидкохідного валу};$$

$n_{\text{об}}$ - кількість обертів за хвилину, об/хв;

$$T_{cm} = \frac{W_{mp} \cdot D_k}{2i_p \cdot \eta} = \frac{75844 \cdot 1}{2 \cdot 98 \cdot 0.8} = 483 \text{ Н}, - \text{момент сил тертя};$$

W_{mp} - опір від сил тертя, Н;

D_k - діаметр колеса, м;

i_p - передаточне число редуктора;

η - ККД механізму пересування;

$$T_n^{cp} = \psi \frac{10^3 P_{\text{об}}}{\omega} = 1.6 \cdot \frac{10^3 \cdot 17}{98.94} = 275 \text{ Н}, - \text{середньо пусковий момент}$$

електродвигуна;

$P_{\text{об}}$ - потужність двигуна за каталогом, кВт;

ψ - кратність пускового моменту;

Z_n - кількість приводів;

$$t_p = \frac{I_{np} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T_{cm}} = \frac{40.74 \cdot 98.94}{12 \cdot 275 - 483} = 4.43 \text{ с} < [8 \dots 10 \text{ с}]$$

Середнє прискорення при розгоні крана буде дорівнювати :

$$a_{cp} = \frac{v}{t_p} = \frac{0.5}{4.43} = 0.11 \text{ м/с}$$

2. Час розгону порожнього крана

$$t_p^{nop} = \frac{I'_{nop} \cdot \omega}{Z_n \cdot T_n^{cp} - T'_{cm}} = \frac{39.702 \cdot 98.94}{12 \cdot 275 - 470} = 4.38 \text{ с.} \leq [8 \dots 10 \text{ с.}]$$

Де I'_{nop} – приведений до валу електродвигуна маховий момент частин механізмів порожнього крана, що обертаються, включаючи момент від частин, вантажем, що поступально рухаються, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

$$I'_{nop} = Z_n \cdot \delta(I_p + I_m) + 10^3 \frac{G \cdot D^2}{4i_p^2 \cdot \eta} = 12 \cdot 1.2(0.312 + 0.25) + 10^3 \frac{1100 \cdot 1^2}{4 \cdot 98^2 \cdot 0.8} =$$

$$= 3.912 + 35.79 = 39.702 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T'_{cm} = T_{cm} \frac{G}{Q + G} = 483 \cdot \frac{1100}{32 + 1100} = 470 \text{ Н} \quad - \quad \text{момент сил тертя від}$$

ненавантаженого крана.

3.10 Перевірка запасу зчеплення [2]

Перевірка запасу зчеплення виконується за формулою:

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{\min} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} \quad (3.15)$$

де $R_{np}^{\min}$ - навантаження на привідні колеса. В даному випадку привідні колеса сприймають навантаження $R_{np}^{\min} = 0.5 \cdot G_K = 0.5 \cdot 1100 = 550 \text{ Т.}$

W'_{mp} - опір руху від сил тертя порожнього крану, Н

$$W'_{mp} = W_{mp} \frac{G}{Q + G} = 75844 \cdot \frac{1100}{32 + 1100} = 73700 \text{ Н}$$

$W'_{ин}$ - опір руху від сил інерції порожнього крану, Н

$$W'_{ин} = G \cdot \frac{v}{t_p^{nop}} = 10^3 \cdot 1100 \cdot \frac{0.5}{1.38} = 398550.72 \text{ Н}$$

W'_{np} - опір руху від навантаження на привідні колеса, Н

$$W'_{np} = R^{\min}_{np} \cdot \frac{\mu \cdot d_y}{D} = 10^4 \cdot 550 \cdot \frac{0.015 \cdot 250}{1000} = 20625 \text{ H}$$

$$K_{зч} = \frac{R^{\min}_{np} \cdot \varphi}{W'_{mp} + W'_{ин} - W'_{np}} = \frac{550 \cdot 10^4 \cdot 0.12}{73700 + 398550.72 - 20625} = 1.46 > 1.1 \quad - \quad \text{умова}$$

виконується.

4 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД МОДЕРНІЗАЦІЇ ПЕРЕВАНТАЖУВАЧА

Показник	Значення	Одиниці виміру	Базовий варіант	Модернізований варіант
Вантажопідйомність	Q	т	32	32
Конструктивна маса	G	т	1142	1114
Робочі швидкості				
Головного підйому	V _{гл.под.}	м/хв	80	80
Пересування візка	V _{пер.тел}	м/хв	200	200
Пересування крана	V _{кр}	м/хв	31	31
Потужність двигунів	W	кВт	650	600
Режим роботи	ПВ	%	19000	19000
Ціна ПТМ	Ц	грн	3800000	4000000

Розрахунок річного економічного ефекту від використання нових засобів праці довгочасового використання з покращеними якісними характеристиками:

$$E = \left[C_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (4.1)$$

де $A_2 = I$ – річний об'єм введення нових машин, один.

$C_1 = 3\,800\,000$ грн. – вартість одиниці базового крану,

$C_2 = 4\,000\,000$ грн. – вартість одиниці нового крану,

$\frac{B_2}{B_1} = \frac{32}{32} = 1$ - коефіцієнт врахування збільшення продуктивності одиниці

нового крану по відношенню до базового,

Коефіцієнт врахування зміни терміну використання нової машини порівняно із базовою:

$$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = \frac{0.04 + 0.15}{0.04 + 0.15} = 1 \quad (4.2)$$

де P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базової та нової машини відповідно,

$$P_1 = P_2 = 1/T = 1/25 = 0.04, \quad (4.3)$$

де $T_1 = T_2 = 25$ років – термін експлуатації відповідно базової та нової машини,

$E_n = 0.15$ - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень,

$\frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n}$ - економія споживача на поточних витратах

експлуатації та відрахуваннях капітальних вкладень за весь термін експлуатації нової машини порівняно із базовою,

де I'_1, I'_2 - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні відповідно базової та нової машини в розрахунку на об'єм продукції (роботи), що виконується за допомогою нової машини, грн.

$$I'_1 = Z_{3П} + Z_A + Z_E + Z_P, \quad (4.4)$$

де $Z_{3П}$ – річні витрати на заробітну платню,

$$Z_{3П} = k \cdot n \cdot \Phi \cdot C_{\text{ч}} \cdot K_n, \quad (4.5)$$

де $n = 3$ – кількість робочих в одній зміні,
 $\kappa = 2$ – кількість змін,
 $\Phi = 2012 \text{ год.}$ – річний фонд робочого часу,
 $C_q = 4,4 \text{ грн.}$ – часова тарифна ставка,
 $K_n = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування,
 $Z_{3П} = 3 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 1,5 \cdot 4,4 = 79\,675 \text{ грн.}$
 Z_A – сума амортизаційних відрахувань,

$$Z_A = a_\kappa \cdot C \quad (4.6)$$

де $a_\kappa = 4 \%$ – норма на капітальний ремонт ,
 C – вартість машини,
 $Z_A = 0,04 \cdot 3\,800\,000 = 152\,000 \text{ грн.}$

Z_E - річні витрати на електроенергію,

$$Z_e = C \cdot \Phi \cdot K_\phi \cdot K_m \cdot 0,01 \cdot ПВ \cdot P_m, \quad (4.7)$$

де $C = 0,248 \text{ грн.}$ – вартість 1 кВт/год. електроенергії,
 $K_\phi = 0,2 \dots 0,5$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу машини [14],

$K_m = 0,4 \dots 0,7$ – коефіцієнт використання потужності,

$ПВ = 60 \%$ - тривалість включення для важкого режиму,

$P_m = 650 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів, ПВ 60%

$P_m = 156 \text{ кВт}$ - потужність всіх електродвигунів, ПВ 40%

$$Z_{E60} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,01 \cdot 60 \cdot 650 = 45200 \text{ грн.}$$

$$Z_{E40} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,3 \cdot 0,4 \cdot 0,01 \cdot 40 \cdot 156 = 2260 \text{ грн}$$

$$Z_E = Z_{E60} + Z_{E40} = 47460 \text{ грн}$$

Z_P – витрати на ремонт та технічне обслуговування крану,

$$З_p = З_{mo} + З_m, \quad (4.8)$$

де $З_{mo}$ – витрати на ремонт та технічне обслуговування,

$$З_{mo} = C_p \cdot Ч_{cp} \cdot K_n \cdot t_p, \quad (4.9)$$

де $C_p = 1,2$ – середня годинна ставка ремонтного робочого,

$Ч_{cp} = 4,1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт,

$K_n = 1,33 \dots 1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування,

$t_p = 1230$ год. – річна трудомісткість ТО і Р для мостового перевантажувача ,

$$З_{mo} = 1,2 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 9077 \text{ грн.}$$

$З_m$ – витрати на матеріали,

$$З_m = З_{mo} \cdot K_m, \quad (4.10)$$

де $K_m = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт витрат на ремонтні матеріали ,

$$З_m = 9077 \cdot 0,3 = 2723 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати:

$$И_1' = 79\,675 + 152\,000 + 47\,460 + 11\,800 = 290\,935 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$З_{зп} = 3 \cdot 1 \cdot 2012 \cdot 1,3 \cdot 1,5 = 11\,770 \text{ грн.}$$

$$З_a = 0,04 \cdot 4000000 = 160\,000 \text{ грн.}$$

$P_m = 600 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів, ПВ 60%

$P_m = 210 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів, ПВ 25%

$$З_{E60} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,01 \cdot 60 \cdot 600 = 41\,720 \text{ грн.}$$

$$З_{E25} = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,2 \cdot 0,4 \cdot 0,01 \cdot 25 \cdot 210 = 2\,030 \text{ грн}$$

$$З_E = З_{E60} + З_{E25} = 43\,750 \text{ грн}$$

$$З_m = 9815 \cdot 0,3 = 2\,945 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати:

$$И_2' = 11770 + 160000 + 43750 + 2945 = 218465 \text{ грн.}$$

K_1, K_2 - питомі капітальні вкладення,

$$K = \frac{Ц}{\Phi_o} \quad (4.11)$$

де $\Phi_o = 0,85$ – фондівіддача для кранобудування для чистої продукції,

$$K_1 = \frac{3800000}{0,85} = 4470588 \text{ грн.}$$

$$K_2 = \frac{4000000}{0,85} = 4705882 \text{ грн.}$$

$$E = \left[3800000 \cdot 1 \cdot 1 + \frac{(290935 - 218465) - 0,15 \cdot (4705882 - 4470588)}{0,04 + 0,15} - 4000000 \right] \cdot 1 = 167179 \frac{\text{грн.}}{\text{рік}}$$

Висновок: оцінка економічної доцільності модернізації проводиться шляхом порівняння ефективності експлуатації базового обладнання з показниками після впровадження модернізації. Аналіз включає зіставлення приросту прибутку завдяки підвищеній продуктивності крана та скороченню потреби в робочій силі з витратами на проведення модернізаційних робіт. Розрахований економічний ефект становить 167 179 грн.

Таблиця 4.1 Техніко – економічні показники

Показник	Умовне позначення	Одиниця	Нова ПТМ	Базова ПТМ
Річний об'єм робіт	A	т,м ³	1716906	1502293
Вантажпідйомність	Q	т	32	32
Собівартість	C	грн	4000000	3800000
Масса	G	т	1114	1142
Річний економічний ефект	грн	грн	167179	-
Термін окупності	T	років	1,1	-

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Аналіз потенційних небезпек.

Конструктивні недоліки проекту модернізації рудно-грейферного перевантажувача, які можуть спричинити аварійні ситуації. До таких недоліків відносяться, наприклад, помилки у виборі канатів або гальмівних механізмів.

Ризик механічних травм, що виникає через випадковий контакт із рухомими або обертовими частинами машин і механізмів.

Потенційні небезпеки, пов'язані з несправністю обладнання, а також з непрацездатністю блокуючих і сигналізуючих пристроїв. До них відносяться, наприклад, відмова гальмівної системи підйомно-транспортної машини, обрив приводних ременів або вихід з ладу програмного блоку, який забезпечує послідовність виконання операцій.

Недостатній контроль за експлуатацією та обслуговуванням вантажопідйомних машин і механізмів.

Використання вантажопідйомного обладнання, що не пройшло реєстрацію, освідчення та випробування.

Незадовільний стан грейферів.

Підвищена запиленість у робочих зонах, де працюють підйомно-транспортні машини через обробку сипучих матеріалів.

Можливість загорянь, спричинених порушеннями правил пожежної безпеки.

Погана стійкість промислових об'єктів або неправомірні дії персоналу в умовах надзвичайних ситуацій різного характеру.

5.2 Заходи забезпечення безпеки при експлуатації підйомно-транспортних, дорожніх та меліоративних машин та механізмів

Модернізація рудно-грейферного перевантажувача

У дипломному проекті розглянуто модернізацію рудно-грейферного перевантажувача, при якій особливу увагу приділено вибору оптимальних технічних рішень. Невірні рішення у проекті можуть призвести до аварійних ситуацій, зокрема помилки у виборі канатів або гальмівних механізмів.

Канати.

Сталеві канати, що використовуються як вантажні, стрілові, вантові, несучі, тягові та стропові, повинні мати документ виробника про їхню якість або, за його відсутності, сертифікат акредитованої випробувальної лабораторії про проведені випробування відповідно до нормативних документів (НД).

Тип канатів обирається згідно з вимогами НД. Використання іноземних канатів можливе лише при наявності сертифіката або декларації виробника про їх якість.

Сталеві канати, призначені для вантажного, стрілового, вантового, несучого або тягового використання, підлягають перевірці за формулою:

$$F_o \geq Z_p * S,$$

де F_o – розривне зусилля каната за даними виробника або стандарту, Н;

Z_p – мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната;

S – максимальний розрахунковий натяг гілки каната, зазначений у паспорті крана, Н.

Якщо в документації наведене сумарне розривне зусилля дртинок, величина F_o визначається множенням цього показника на коефіцієнт 0,83.

Для роботи в небезпечних умовах (транспортування розплавленого металу, шлаку, токсичних або вибухових речовин, ядерного палива) забороняється застосовувати канати нижче групи класифікації М5. Для підйому працівників Зр приймається за групою М8.

Під час модернізації всі приводи замінені на вітчизняні, що потребувало перерахунку металоконструкцій. Проте завдяки прийнятому проектантами високому коефіцієнту запасу міцності, металоконструкція витримує більші навантаження без змін.

Захист від механічних травм

Для запобігання травмам використовуються захисні огорожі. Огороджуються зубчасті й ланцюгові передачі, муфти, вали та барабани, що розташовані поблизу кабін, майданчиків або драбин. Рекомендується застосовувати зйомні огорожі для легкого обслуговування.

Щитки на ходових колесах кранів повинні мати зазор не більше 10 мм і запобігати потраплянню сторонніх предметів під колеса.

Загальні вимоги безпеки обладнання

Вимоги безпеки визначені ГОСТ 12.2.003-91 і передбачають: правильний вибір конструкційних схем, використання засобів механізації, автоматизації та дистанційного керування, застосування захисних пристроїв, дотримання ергономічних норм, а також включення вимог безпеки в технічну документацію з монтажу, експлуатації, ремонту, транспортування та зберігання.

Поверхні устаткування, з якими може контактувати людина, не повинні мати гострих кутів, нерівностей, бути надто гарячими або холодними. Викиди тепла, шкідливих речовин і вологи не повинні перевищувати допустимі рівні. Конструкція устаткування має забезпечувати зниження шуму, вібрацій, ультразвуку та інших випромінювань.

Для запобігання аварійним ситуаціям робочі органи повинні мати захисні пристосування та запобігати самочинному включенню приводів після відновлення енергопостачання.

Надзор за експлуатацією та обслуговуванням

Згідно з НПАОП 0.00-1.01-07, керівники підприємств забезпечують безпечне проведення вантажно-розвантажувальних робіт, належний стан машин та механізмів, професійну підготовку персоналу та контроль за дотриманням правил охорони праці.

Відповідальні особи призначаються наказом, здійснюють нагляд за технічним станом, ремонтом, атестацією машин і вантажозахватних пристосувань. Вони мають право зупиняти експлуатацію при виявленні суттєвих недоліків. Для запобігання допуску неуповноважених осіб використовуються ключі-бірки, що блокують електричні ланцюги обладнання.

Реєстрація, освідчення, випробування та допуск до експлуатації

Перевантажувачі підлягають реєстрації у державних органах перед запуском, після ремонту або монтажу на новому місці. Проводяться часткове (щорічно) та повне (не рідше рази на 3 роки) технічне опосвідчення, включаючи огляд, статичні та динамічні випробування.

Статичне випробування перевіряє міцність і вантажну стійкість, динамічне – працездатність механізмів і гальм. Результати заносяться до паспорта крана з зазначенням терміну наступного огляду.

Перевантажувачі обладнуються: кінцевими вимикачами, обмежувачем вантажопідйомності, протиугінними пристроями, блокуваннями та сигналізацією.

Безпека грейфера

Вантажозахватні пристрої, включно з грейферами, проходять первинний огляд при запуску або після ремонту, а при постійному використанні – раз на 5 діб. При закінченні терміну експлуатації рішення про

подальше використання приймає експертна організація. У разі виявлення дефектів пристрої виводяться з експлуатації або ремонтуються з обов'язковою перевіркою.

Засоби захисту від запиленості

В робочих зонах, де застосовуються підйомно-транспортні машини, обов'язкове використання індивідуальних засобів захисту, наприклад респіраторів згідно ГОСТ 12.4.034-2001.

5.3 Заходи з пожежної безпеки.

Причини та профілактика пожеж

Основними причинами виникнення загорань є порушення правил пожежної безпеки та короткі замикання електричних ланцюгів.

Для запобігання пожежам на робочих ділянках передбачені такі заходи: наявність первинних засобів пожежогасіння, серед яких вогнегасники типів ВПП-10 та ВВК-5, що дозволяють оперативно ліквідувати джерело займання. Під час гасіння пожеж на установках під напругою застосовуються лише вуглекислотні вогнегасники.

Пожежний зв'язок у цеху організовано за допомогою телефону або УКВ-радіостанцій, що забезпечує швидке реагування на виникнення загорання.

Важливу роль у системі протипожежних заходів відіграє пожежна сигналізація. На даній ділянці використовується прилад сигналізації "ЭПС", який включає сповіщувачі, джерело живлення, звукові та світлові сигнали.

Ключовим елементом комплексу заходів протипожежного захисту є правильний вибір способів і засобів гасіння різних типів горючих речовин і

матеріалів відповідно до СНиП 2.01.02-85 «Протипожежні норми проектування будівель та споруд».

5.4 Заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Навчання працівників діям у надзвичайних ситуаціях

Навчання працівників діям у надзвичайних ситуаціях є обов'язковим і проводиться під час робочого часу за рахунок роботодавця відповідно до програм підготовки населення до дій у НС, а також у рамках спеціальних об'єктових навчань і тренувань з питань цивільного захисту.

Порядок організації та проведення таких навчань і тренувань регламентується Державною службою України з надзвичайних ситуацій.

Для ознайомлення працівників із правилами дій у НС, враховуючи специфіку виробничої діяльності підприємства, обладнується інформаційно-довідковий куточок з питань цивільного захисту.

При прийомі на роботу та щорічно працівники проходять інструктажі з цивільного захисту, пожежної безпеки та дій у надзвичайних ситуаціях.

Особи, які працюватимуть на ділянках із підвищеною пожежною небезпекою, попередньо проходять спеціальне навчання (пожежно-технічний мінімум).

Працівники, зайняті на таких роботах, щорічно проходять перевірку знань нормативних актів з пожежної безпеки, а посадові особи, для допуску до виконання службових обов'язків, а також періодично - раз на три роки - проходять навчання і перевірку знань із пожежної безпеки.

До виконання робіт не допускаються особи, які не пройшли навчання, інструктаж та перевірку знань з цивільного захисту, включно з пожежною безпекою.

6. РЕМОНТ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

6.1 Опис пошкодження

Пошкодження металоконструкції зафіксоване на вертикальній стінці їздової балки приблизно на половині довжини моста. У металоконструкціях із розташуванням рейки над стінкою найчастіше зустрічаються тріщини у зварному шві, що з'єднує стінку з верхнім поясом, а також тріщини безпосередньо на самій вертикальній стінці.

Основними причинами появи тріщин є:

- високі локальні напруження на стиск;
- місцевий вигин через ексцентричне прикладання навантаження;
- концентрація напружень у місцях кріплення додаткових елементів.

У даному випадку утворення тріщини стало наслідком місцевого вигину, зумовленого конструктивними особливостями та специфічними навантаженнями:

- горизонтальні дії візка на рейку;
- несиметричне контактне навантаження між колесом і головкою рейки та між підшовою рейки і верхнім поясом;
- зміщення рейки в плані відносно осі стінки;
- початкові дефекти та інші незначні фактори.

Слід також врахувати, що візок не обладнаний системою підресорювання рами: при роботі лебідки грейфера амортизуючу функцію частково виконує сам міст, жорсткість якого менша порівняно з жорсткістю ґратчастих мостів.

Довжина зафіксованої тріщини становить $l = 760$ мм.

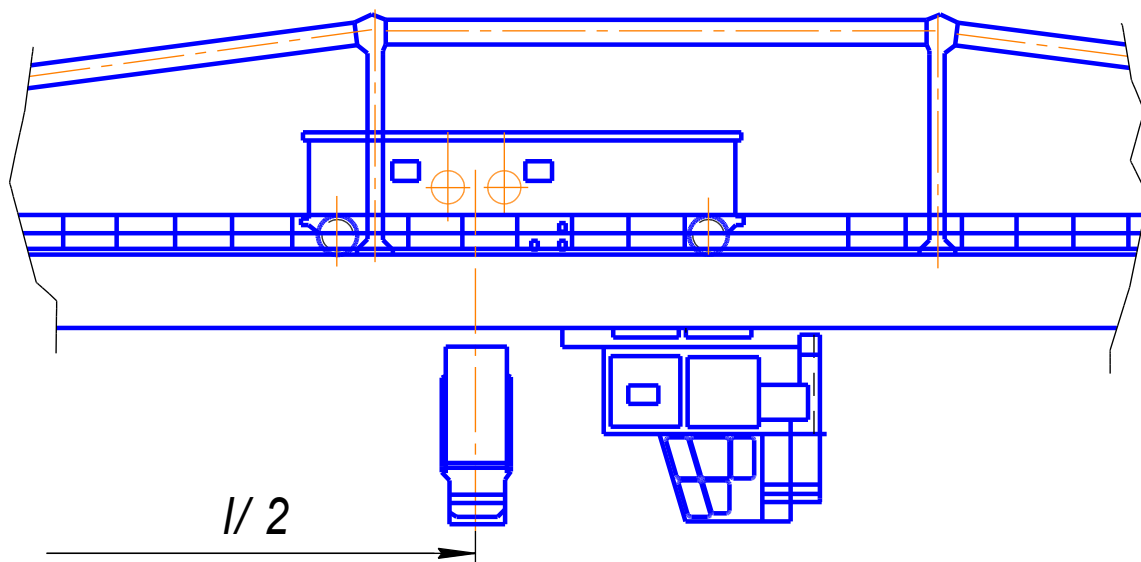


Рисунок 6.1 - Частина схеми крана, в районі якої знаходиться тріщина.

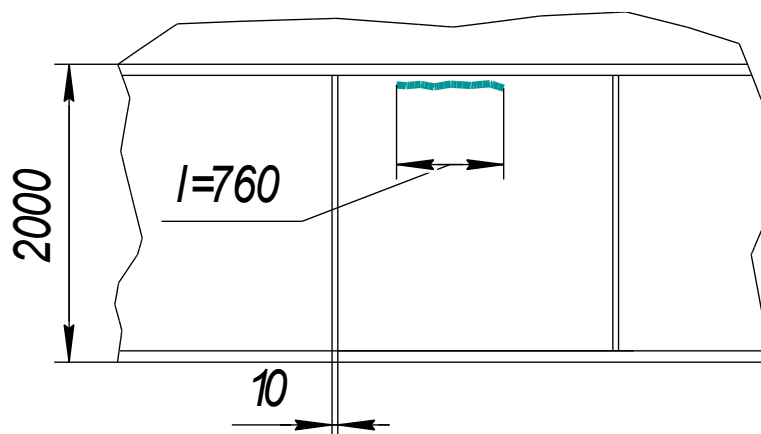


Рисунок 6.2 – Місце пошкодження.

6.2 Метод ремонту

У даному випадку найбільш ефективним є ремонт шляхом встановлення здвоєних пластин. Цей підхід дозволяє збільшити опорну поверхню їздової балки, зменшити напруження, що виникають через місцевий вигин, і, як наслідок, підвищити стійкість вузла до появи нових тріщин.

Перед проведенням ремонту необхідно розвантажити їздову балку крана від ваги візка, пересунувши її до протилежного кінця балки.

На першому етапі потрібно запобігти подальшому розповсюдженню тріщини: кінці тріщини засвердлюють отворами діаметром 30 мм, розташованими на відстані 10–12 мм від видимого краю тріщини у напрямку її розповсюдження. Місце кінця тріщини визначають за допомогою керсиново-крейдяної проби.

Після цього тріщину обробляють до основного металу та заварюють. До верхнього поясу та вертикальної стінки з обох боків приварюють подовжні шви здвоєних пластин із зміщенням по висоті. Здвоєні пластини виготовляються з двох листів товщиною по 14 мм, попередньо зварених у нахліст.

Даний метод ремонту забезпечує істотне збільшення опорної поверхні верхнього горизонтального поясу та покращує умови роботи зварних швів під дією крутного моменту, який виникає при ексцентричному навантаженні. Досвід експлуатації кранів, у яких відновлення працездатності їзових балок здійснювалося за цим способом, підтверджує високу надійність рішення.

Переваги методу полягають у простоті виготовлення та монтажу. Він дозволяє використовувати напівавтоматичну та автоматичну зварку, що гарантує повне проплавлення швів у цехових умовах.

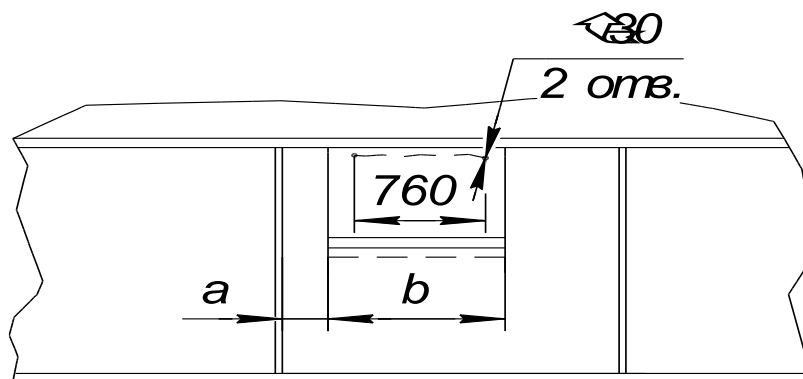


Рисунок 6.3 – Схема ремонту. Встановлення здвоєних пластин.

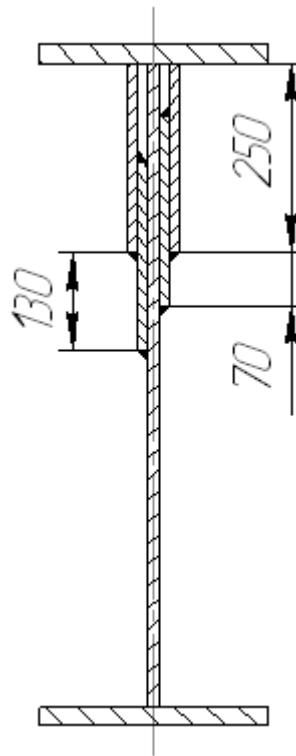


Рисунок 6.4 – Ремонт їздової балки за допомогою здвоєних пластин

Запропонований спосіб ремонту вважається найбільш практичним і доцільним, оскільки він передбачає застосування технологічно обґрунтованих прийомів для запобігання неповного провару зварних швів, а також забезпечує комплексне зниження місцевих стискуючих і вигинаючих напружень у конструкції.

Такий підхід дозволяє не лише відновити цілісність металоконструкції, а й підвищити довговічність вузла, зменшуючи ймовірність появи нових тріщин під дією експлуатаційних навантажень.

6.3 Вибір матеріалів та електродів

Матеріали для ремонтіваних елементів та електроди наведені в табл. 6.1. Використовувані марки сталі, електроди та зварювальний дріт для

ремонту їздової балки крана повинні відповідати або перевищувати за якістю ті, що застосовувалися при виготовленні оригінальних балок. Всі застосовані матеріали повинні мати підтвердження якості у вигляді відповідних сертифікатів.

Таблиця 6.1

Матеріал елементів їзових балок	Електроди
09Г2С-12 ГОСТ 19282-73	Э50А-УОНИИ $\frac{13}{45}$ - У - ГОСТ 9466-75; ГОСТ 9467-75

6.4 Технологія ремонту

Технологія усунення тріщини у вертикальній стінці їздової балки та посилення відповідного вузла передбачає такі етапи:

1. Використовувати зварні шви відповідно до ГОСТ 5264-80.
2. Зварювання виконувати електродами марки Э-50А згідно ГОСТ 9467-75.
3. Роботи повинен виконувати атестований зварювальник, який має допуск до зварювання відповідальних конструкцій та особисте клеймо.
4. Перетин зварних швів повинен бути увігнутим з плавним переходом до основного металу для уникнення концентрації напруг.
5. Матеріалом для ремонтних елементів використовують сталь 09Г2С-12 за ГОСТ 19282-73.
6. Для обмеження подальшого розповсюдження тріщини виконуються свердловини діаметром 30 мм, розташовані на певній відстані від видимого кінця тріщини; сам кінець визначають керосиново-крейдовою пробою. Тріщину обробляють відповідно до схеми та зварюють.

7.Стиковий шов вертикальної стінки балки на довжині 450 мм від верхнього поясу очищається до рівня основного металу, два ребра зрізають газом, а місця різку ретельно зачищають.

8.Пластини посилення, попередньо зварені між собою, встановлюють на місце та приварюють, дотримуючись послідовності накладення швів; після цього приварюють ребра та відновлюють кріплення стягування з двох швелерів №14 до ребра.

Весь процес ремонту та контроль якості виконуються згідно зі стандартом СТП 226.05.10-97.

6.5 Ультразвуковий контроль зварних з'єднань

Ультразвуковий контроль зварних з'єднань (УЗК) є методом неруйнівного контролю, який застосовується для оцінки якості зварних швів у рамках будівельної експертизи металевих конструкцій будівель і споруд. Цей метод ефективно дозволяє виявляти дефекти як у самих зварних швах, так і в металевих елементах, розташованих на глибинах від 1–2 мм до 6–10 м. УЗК забезпечує виконання повного комплексу робіт з ультразвукової діагностики зварних з'єднань та сприяє зменшенню витрат на проведення експертизи металоконструкцій.

Контроль проводиться відповідно до ГОСТ 14782-86 «Контроль неразрушающий. Соединения сварные. Методы ультразвуковые» і дозволяє визначати якість швів, виявляти ділянки з підвищеним вмістом дефектів та документувати їх з класифікацією за типом і розмірами. Для різних конструктивних видів зварних з'єднань застосовуються спеціальні методики ультразвукового контролю. Проведення УЗК є обов'язковим при експертизі

проектів перепланування, надбудов поверхів будівель, оцінці несучої здатності металоконструкцій та визначенні їхнього ступеня зносу.

Під час УЗК використовують ехо-імпульсний, тіньовий або ехо-тіньовий методи. Сканування стикових, таврових і нахлесточних зварних швів виконується подовжнім та поперечним переміщенням ультразвукового випромінювача при постійному або змінному куті введення сигналу. Вибір конкретного способу ультразвукового контролю визначається технічною документацією на зварне з'єднання.

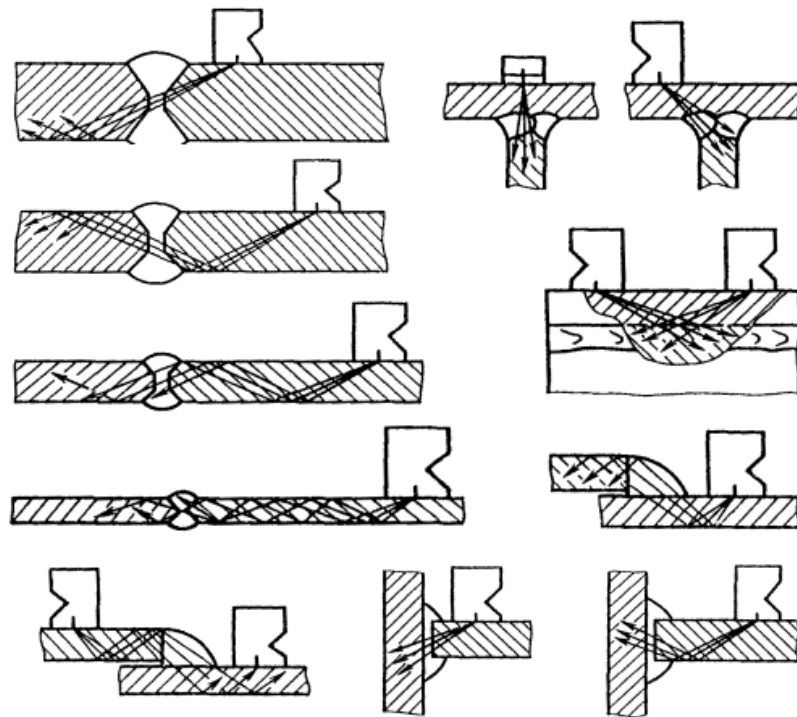


Рисунок 6.5 - Схеми ультразвукового контролю якості стикових, таврових та нахлестних зварювальних з'єднань.

6.6 Заключні заходи

Після завершення ремонтних робіт металоконструкції вантажопідйомного крана проводиться його технічне освідчення. Мета цього контролю полягає у встановленні наступного:

-вантажопідйомний кран та його монтаж відповідають вимогам ПУБЕГК;

-кран знаходиться у справному стані, що забезпечує безпечну експлуатацію.

Під час зовнішнього огляду перевіряються:

-робочий стан механізмів, електрообладнання, приладів безпеки, гальм та апаратів керування;

-стан металевих конструкцій та зварних з'єднань, відсутність тріщин, деформацій і зменшення товщини стінок через корозію.

ВИСНОВОК

У результаті проведених розрахунків механізмів рудно-грейферного перевантажувача було виконано заміну основного обладнання механізмів підйому, пересування візка та пересування крана. Всі отримані параметри не перевищують початкові та допустимі значення більш ніж на 5%. Перевірні розрахунки підтвердили правильність основних розрахунків.

Проведений економічний аналіз показав, що ефект від модернізації крана, заміни застарілого обладнання та встановлення нових приводів, редукторів і гальм складає 167 179 гривень.

Було також розроблено комплекс заходів з охорони праці. За результатами проектних і перевірочних розрахунків вибрані канат, електродвигун, редуктор, сполучні муфти та гальма відповідають нормативним вимогам і забезпечують виконання основних положень технічного завдання.

Окремо було спроектовано метод ремонту їздової балки, що підвищив рівень надійності перевантажувача та збільшив жорсткість конструкції.

Таким чином, можна зробити висновок, що спроектований рудно-грейферний перевантажувач відповідає встановленим критеріям працездатності, безпеки та ефективності експлуатації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

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.
2. Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої техніки : підручник. Київ : Ліра-К, 2017. 376 с.
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. № а200512779 ; 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 : КПП 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.