

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему **«Удосконалення конструкції грейфера для вантажопідіймальних машин»**

Виконав: студент IV курсу групи Маш-  
42сп

Спеціальності 133 «Галузеве  
машинобудування»

(шифр і назва)

Владислав ПОЛЕНЧУК  
(Ім'я та прізвище)

Керівник: Сергій БАРАНОВИЧ  
(Ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри \_\_\_\_\_

(підпис)

д.т.н., професор Віталій ВЛАСОВЕЦЬ

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

### ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу студенту  
**Поленчуку Владиславу Васильовичу**

1. Тема роботи: **«Удосконалення конструкції грейфера для вантажопідіймальних машин»**

Керівник роботи: Баранович Сергій Миколайович, к.т.н., доцент

Затверджена наказом по університету від 27.11.2023 року № 641/к-с.

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 14.06.2024 року

3. Вихідні дані: характеристики і конструкції грейферів, довідкова література, СКД, ДСТУ, ISO.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

1. Аналіз конструкцій  
грейферів

2. Конструкторська розробка

3. Охорона праці

4. Техніко-економічні показники проекту

Висновки і пропозиції

Бібліографічний список

5. Перелік графічної частини: огляд грейферів – 1 арк. ф.А1; загальний вигляд крана – 1 арк. ф.А1; привід механізму піднімання – 1 арк. ф.А1; загальний вигляд грейфера – 1 арк. ф.А1; робочі креслення деталей – 1 арк. ф.А1.

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1, 2, 4	Сергій Баранович, к. т. н., доц. кафедри машинобудування			
3	Іван ГОРОДЕЦЬКИЙ, к. т. н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва			

7. Дата видачі завдання: 28.11.2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	Виконання розділу: «Аналіз конструкцій грейферів»	28.11.23-29.12.23	
2.	Виконання розділу: «Конструкторська частина»	15.01.24-19.04.24	
3.	Виконання розділу: «Охорона праці»	22.04.24-10.05.24	
4	Виконання розділу: «Техніко-економічні показники проекту»	13.05.24-31.05.24	
5.	Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини. Завершення роботи в цілому	3.06.24-14.06.24	

Студент \_\_\_\_\_ Владислав ПОЛЕНЧУК  
(підпис)Керівник роботи \_\_\_\_\_ Сергій БАРАНОВИЧ  
(підпис)

УДК 621.86/.87(075.32)

Удосконалення конструкції грейфера для вантажопідіймальних машин.  
Поленчук Владислав Васильович – Кваліфікаційна робота.  
Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2024.

Кваліфікаційна робота: 63 с. текст. част., 13 рис., 1 табл., 21 джерело,  
5 арк. формату А1.

Приведено аналіз існуючих грейферів для проведення завантажувально-розвантажувальних робіт та засобів їх застосування в технологічних операціях.

На основі проаналізованих технологій та аналогів грейферів проведено вдосконалення машини, розраховано конструкційні параметри окремих агрегатів крана та грейфера.

Проаналізовано заходи для забезпечення охорони праці під час застосування захватного пристрою.

Розраховано техніко-економічні показники впровадження проекту в виробництво, зокрема термін окупності.

## ЗМІСТ

	ст.
Вступ	7
1. ТЕХНОЛОГІЯ ВИКОНАННЯ РОБІТ	9
1.1. Правила виконання завантажувально-розвантажувальних робіт грейфером	9
1.2. ЗАСТОСУВАННЯ ТА ПРИЗНАЧЕННЯ КРАНА	13
1.3. КОНСТРУКЦІЇ ГРЕЙФЕРІВ	16
1.4. ОБГРУНТУВАННЯ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ГРЕЙФЕРА	19
2. КОНСТРУКЦІЙНИЙ РОЗДІЛ	23
2.1. МЕХАНІЗМ ПІДЙМАННЯ КРАНА	23
2.1.1. ОБГРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ ПІДЙМАННЯ	23
2.1.2. ВИБІР КАНАТА МЕХАНІЗМА ПІДЙМАННЯ ВАНТАЖУ	24
2.1.3. РОЗРАХУНОК БАРАБАНА МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ	26
2.1.4. ВИБІР ДВИГУНА МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ	26
2.1.5. РЕДУКТОР МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ	27
2.1.6. ПІДБІР МУФТИ І ГАЛЬМА МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ	29
2.1.7. ПЕРЕВІРОЧНІ РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЗМУ ПІДЙМАННЯ	31
2.1.8. ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ГАЛЬМУВАННЯ ДВИГУНА	33
2.2. МЕХАНІЗМ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ КРАНА	34
2.2.1. СХЕМИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ В ПОЛІСПАСТІ СТІЛИ КРАНА	34
2.2.2. ЗУСИЛЛЯ У ПОЛІСПАСТІ СТІЛИ КРАНА	34
2.2.3. РОЗРАХУНОК БАРАБАНА ТА ВИБІР КАНАТА МЕХАНІЗМУ ВІЛЬОТУ СТІЛИ КРАНА	39
2.2.4. ВИБІР ДВИГУНА ПРИВОДУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ КРАНА	40

2.2.5.	ВИБІР РЕДУКТОРА ПРИВОДУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ КРАНА	40
2.2.6.	ВИБІР ГАЛЬМА І МУФТ ПРИВОДУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ КРАНА	42
2.3.	МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КРАНА	43
2.3.1.	РОЗРАХУНКОВА СХЕМА КРАНА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КРАНА	43
2.3.2.	ВИЗНАЧЕННЯ ОПОРНИХ РЕАКЦІЙ В ПОВОРОТНІЙ ЧАСТИНІ КРАНА І ВИБІР ПІДШИПНИКІВ	44
2.3.3.	ВИЗНАЧЕННЯ ПОВОРОТНИХ МОМЕНТІВ ОПОРУ ПЕРЕМІЩЕННЯ	44
2.3.4.	ВИБІР ДВИГУНА ПРИВОДУ ПОВОРОТНОЇ ПЛАТФОРМИ	46
2.3.5.	ВИБІР РЕДУКТОРА ПРИВОДУ ПОВОРОТНОЇ ПЛАТФОРМИ	47
2.3.6.	ВИБІР МУФТ І ГАЛЬМА ПРИВОДУ ПОВОРОТНОЇ ПЛАТФОРМИ	48
2.4.	Визначення параметрів гідроциліндра грейфера	49
2.5.	ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ КРАНА СТІЛОВОГО	50
3	Охорона праці	51
3.1.	АНАЛІЗ ВИНИКНЕННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ СИТУАЦІЙ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО КРАНА	51
3.2.	СИСТЕМА БЛОКУВАННЯ ДВИГУНА КРАНА	52
3.3.	ІНСТРУКЦІЇ ДЛЯ МАШИНІСТІВ АВТОМОБІЛЬНИХ КРАНІВ	53
4.	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ	58
	ВИСНОВКИ ТА пропозиції	61
	Бібліографічний СПИСОК	62

## ВСТУП

У зв'язку з розвитком агропромислових виробництв та індустріалізацією сільськогосподарського виробництва виникає потреба у будівництві нових, утриманні існуючих та ремонті доріг для забезпечення різноманітних вантажних і пасажирських перевезень.

Технічний стан дороги визначає зручність і ефективність руху, а також впливає на вартість перевезень.

Очищення доріг – це трудомісткий технологічний процес, що вимагає переміщення великих обсягів ґрунту та матеріалів, а також значного обсягу робіт з їх транспортування.

Існує декілька підходів до організації очищення доріг із використанням наявного парку техніки та машин. Проте в більшості сучасних дорожньо-ремонтних організацій наявні автогрейдери, скрепери, бульдозери та інша дорожня техніка не забезпечують необхідного рівня продуктивності та якості прибирання. У зв'язку з цим, технічний прогрес, зміни форм власності та особливості господарювання в умовах економічної кризи вимагають на сучасному етапі розвитку виробництва в країні створення нових зразків дорожньої техніки з високими технічно-економічними показниками.

Наразі близько 95% земляних робіт, а також робіт з очищення під час будівництві доріг виконується механізованим способом. Для цього використовують широкий асортимент машин, що відрізняються за призначенням, конструкцією та принципом дії. Ці машини поділяються на: машини для підготовчих робіт, землерийно-транспортні машини, екскаватори, бурові машини, машини для безтраншейної прокладки комунікацій, машини для гідромеханічної розробки ґрунту, машини для ущільнення ґрунтів, та машини для очищення доріг.

Машини, що здійснюють розробку і згрібання ґрунтів, можуть працювати за трьома основними методами: механічним, при якому ґрунт відокремлюється

від масиву за допомогою пасивних та активних ріжучих органів (ножів, зубів, скребків, клинів, різців, фрез тощо); гідромеханічним; або комбінованим методом.

На сьогоднішній день актуальним і ефективним рішенням для підвищення продуктивності машинно-тракторного парку є модернізація його робочого обладнання. Тому метою наших досліджень є оновлення робочого обладнання дорожньої техніки для будівництва та ремонту дорожнього полотна на базі крана.

Тому для цього потрібно проаналізувати технологію проведення завантажувально-розвантажувальних робіт під час очищення, будівництва та ремонту доріг, а також особливості їх експлуатації. Необхідно вивчити конструкції робочого обладнання дорожньої техніки, і на основі результатів цього аналізу запропонувати модернізацію робочого обладнання. Тоді необхідно провести техніко-конструктивні розрахунки модернізованого обладнання та оцінити економічну доцільність запропонованого рішення.



## **1. ТЕХНОЛОГІЯ ВИКОНАННЯ РОБІТ**

### **1.1. Правила виконання завантажувально-розвантажувальних робіт грейфером**

1. Перед початком робіт із переміщення піщаного ґрунту одноканатним грейфером за допомогою кранів необхідно виконати наступні умови:

- підготувати та прийняти будівельний майданчик згідно з встановленими правилами і відповідно до проекту виконання робіт (ППР);
- встановити будівельну машину (кран) відповідно до ППР;
- визначити місця стоянки крана відповідно до ППР або технологічної карти робіт;
- оглянути і підготувати до роботи, а також встановити на кран одноканатний грейфер;
- підготувати піщаний ґрунт для основ фундаментів відповідно до ППР;
- зважити піщаний ґрунт, захоплений грейфером.

Маса грейфера з ґрунтом не повинна перевищувати 50% вантажопідйомності крана при максимальному вильоті стріли, за якого здійснюється робота.

2. Для отримання дозволу на виконання робіт вантажопідйомним краном необхідно мати наступні документи:

2.1 Документ «Наряд-замовлення».

2.2 Проект на виробництва відповідних робіт.

2.3 Наказ про призначення відповідального за безпечне виконання робіт з переміщення відповідних вантажів кранами, а також відповідальних за облік і періодичний огляд вантажозахватних пристроїв, тари та майданчиків.

2.4 Відповідний наказ про призначення відповідальних за експлуатацію електрогосподарства на будівельному майданчику.

2.5 Графік приходу на роботу осіб, що відповідають за безпечне виконання робіт з переміщення вантажів кранами, та персоналу, який обслуговує крани.

2.6 Наказ про призначення на робочі місця кранівників (за умови тимчасового перекладання - розпоряджень).

2.7 Журнал реєстрації та періодичного огляду знімних вантажозахватних пристроїв та тари.

3. Роботи з відсипки піщаного ґрунту під основи фундаментів у котловані до проектної відмітки слід виконувати за допомогою захватів з місць стоянки крана, визначених у ППР. Цей процес починається з найвіддаленішої від крана точки за методом "на себе".

3.1 Мінімальна відстань від крана до котловану, траншеї та інших виїмок визначається наступним чином:

- для піщаних і супіщаних ґрунтів мінімально допустима відстань до нижнього краю баластної призми рейкового шляху крана повинна бути не менше 1.5 глибини котловану, збільшена на 0.400м. Для глинистих ґрунтів ця відстань повинна бути не менше глибини котловану, збільшена на 0.4м;

- для стріловидних самохідних кранів від підстави укусу до найближчої опори крана (машини) визначається згідно зі значеннями з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Глибина котлована (hK), м	Відстань по горизонталі від підстави укусу виїмки до найближчої опори машини залежить від типу ґрунту (ненасипного) і підлягає визначенню, м				
	вид ґрунту				
	піщаний і гравієвий	супіщаний	суглинний	глинистий	лесовий (сухий)
1.0	1.5	1.25	1.00	1.00	1.0
2.0	3.0	2.40	2.00	1.50	2.0
3.0	4.0	3.60	3.25	1.75	2.5
4.0	5.0	4.40	4.00	3.00	3.0
5.0	6.0	5.30	4.75	3.50	3.5

3.2 Основна прив'язка стріловидних самохідних кранів до осі будівлі і котловану або траншеї визначається згідно з формулою:

$$SK = z + a + 0.5 \cdot lon$$

де  $a$  – віддаль від осі будівлі до укусу;

з – відстань від підстави укусу до найближчої опори крана визначається відповідно до даних, наведених у таблиці 1.1;

$l_{op}$  – розміри опорного контура для кранів з виносними опорами (рейки або база гусеничних кранів) що можна описати як площу, необхідну для стабільного розташування крана.

3.3 Переміщення піщаного ґрунту в котловани та траншеї здійснюється за допомогою одноканатного грейфера відбувається в наступній послідовності:

- перше, розкритий грейфер (рис. 1.1) опускають на ґрунт, який необхідно захопити;

- щодо поверхні піщаного ґрунту, канат та стійка (5) послаблюються, що призводить до опускання стійки до нижнього положення. У цей момент балансирний гак (6) входить у зачеплення із важелем щелеп. Під час подальшого підйому каната стійка, що переміщається, піднімається, захоплюючи за собою важіль щелеп, що призводить до поступового зімкнення щелеп і заповнення грейфера ґрунтом;

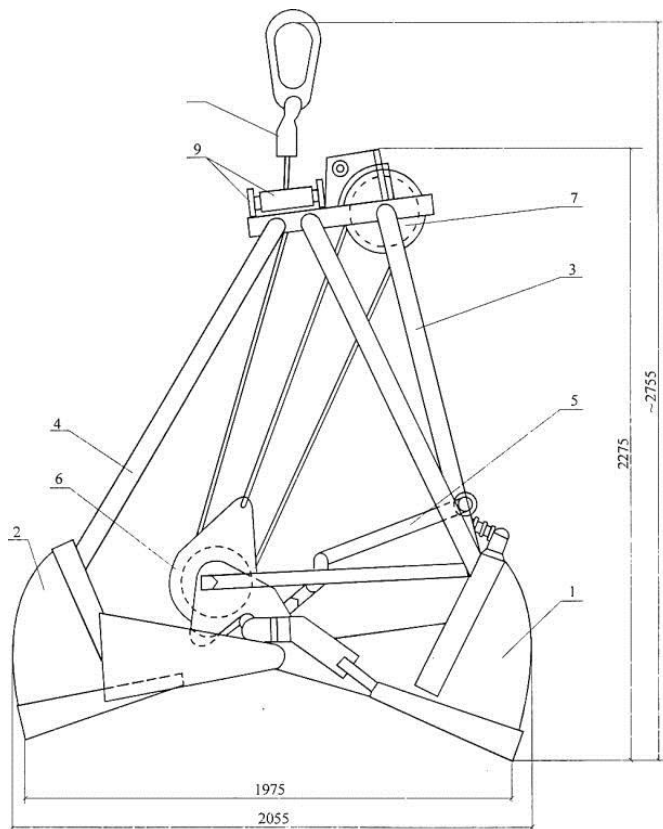


Рисунок 1.1 – Одноканатний двощелеповий грейфер у розкритому стані: 1 – щелепа грейфера тягова; 2 – щелепа грейфера допоміжна; 3 –

важіль неповоротний; 4 – важіль поворотний; 5 – стійка яка коливається; 6 – гак грейфера балансирний; 7 – блок поліспасти на тязі неповоротній; 8 – блок поліспасти на стійці який коливається; 9 – ролики обвідні; 10 – канат з ковшем і кріпильним кільцем.

- перед підняттям грейфера, заповненого ґрунтом, необхідно попередньо підвести його на висоту від 200 до 300 мм для перевірки правильності стропування та перевірки надійності гальм. Потім грейфер піднімають на висоту не менше, ніж на 0,5 м, що перевищує висоту перешкод на шляху, і переміщують горизонтально до місця розвантаження;

- для відкриття заповненого одноканатного двучелюстного грейфера (зображеного на рис. 1.2), його спускають на ґрунт. При послабленні каната балансирний гак під дією противаг виходить із зачеплення із стрижнем щелеп. Під час "вибірки" каната відбувається розкриття вивільнених щелеп власною масою і масою ґрунту, що викидається;

- грейфер в розкритому положенні повертають до місця завантаження, і процес повторюється заново.

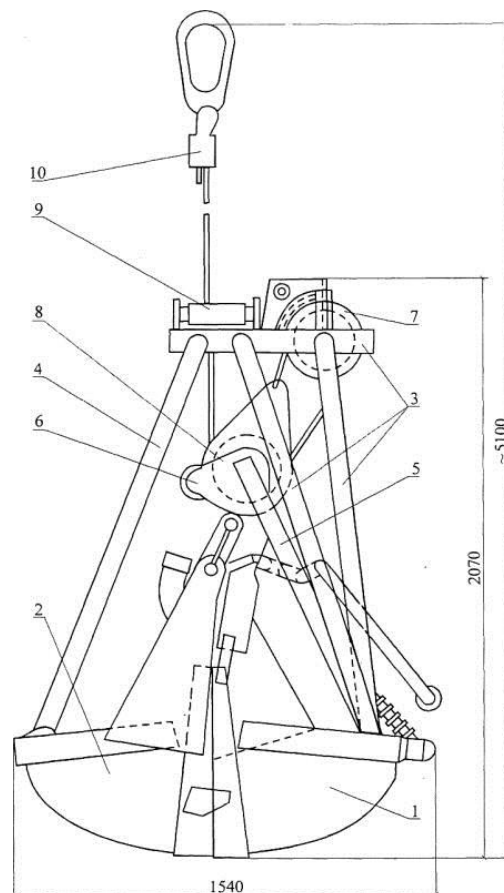


Рисунок 1.2 – Одноканатний двощелеповий грейфер у закритому стані.

3.4 Процес виконання робіт з переміщення піщаного ґрунту за допомогою грейфера, який закріплений на гаку крана, зображений на схемах, показаних на рисунку 1.3

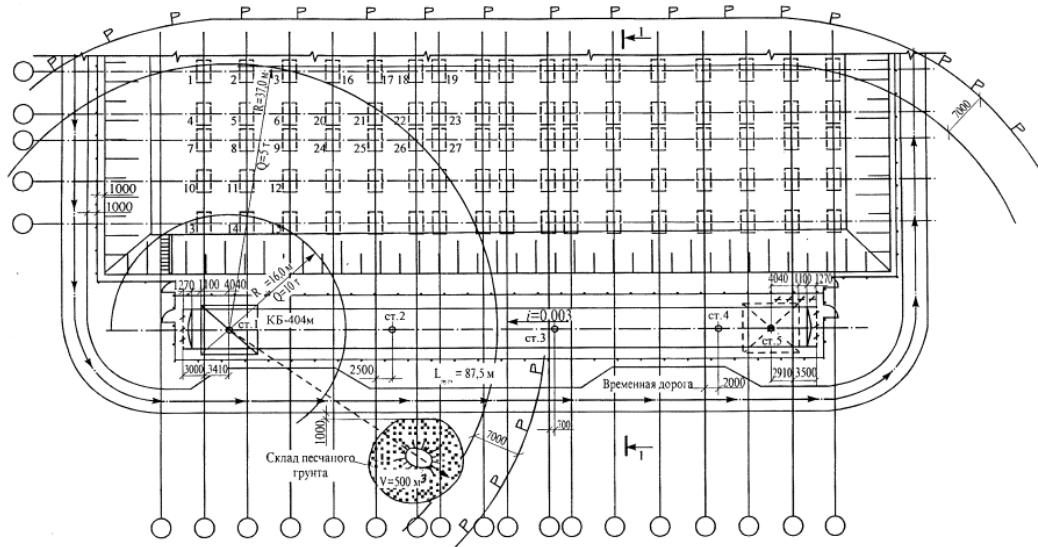


Рисунок 1.3 – Схема переміщення піщаного ґрунту до котловану для підкладання під основи фундаментів за допомогою крана КС-4562, оснащеного грейфером.

## 1.2. Застосування та призначення крана

Автомобільні крани, як частина стрілових самохідних кранів, виділяються можливістю регулювання вильоту стріли, великою маневреністю та швидкістю руху. Їх основне призначення полягає у виконанні різноманітних невеликих за обсягом робіт, що розташовані на різних ділянках, де можливий доступ не завжди зручний або може бути обмеженим.

Автомобільні крани можна класифікувати за вантажопідйомністю, типом приводу основних механізмів і базовим шасі вантажного автомобіля, на якому вони монтується.

Автомобільні крани можуть мати вантажопідйомність від 2,5 до 250 тонн і більше. Вони класифікуються за типом приводу основних механізмів: механічним, електричним, гідравлічним або комбінованим. Крім того, крани

можуть мати еластичну або жорстку підвіску стріли, а зараз випускаються також крани з телескопічними стрілами, які можна змінювати у довжину в процесі роботи крана.

Як основу для кранів використовують дво- або тривісні шасі стандартних вантажних автомобілів.

Основні компоненти автомобільного крана включають шасі вантажного автомобіля з встановленим на ньому двигуном та кранову установку. На рис. 1.4 зображено автомобільний кран КрАЗ-257К1 з гнучкою підвіскою стріли та/або виконаний на базі автомобіля КрАЗ-257К1.

Шасі складається з сукупності механізмів і агрегатів, які необхідні для передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс і механізмам установки кранової, а також для переміщення автокрана та керування ним. Двигун з'єднаний з валом синхронного генератора змінного струму ЕСС5-91-ЧУ2 через коробку відбору потужності і карданну передачу. Генератор живить всі силові електричні кола керування.

Освітлення та звукова сигналізація працюють на постійному струмі, отримуючи живлення від акумуляторної батареї автомобіля. За потреби електродвигуни крана можуть живитися від зовнішньої мережі з напругою 380 В.

Шасі автокрана оснащено опорно-поворотним пристроєм, на який встановлена поворотна платформа кранової установки. На цій платформі розміщені механізми підйому вантажу, повороту крана, зміни вильоту стріли та грейферна лебідка, кожен з яких має свій привід від окремих електродвигунів, що живляться від генератора. У передній частині платформи в спеціальних проушинах закріплена стріла крана. Крім того, на платформі розташована кабіна управління механізмами кранової установки.

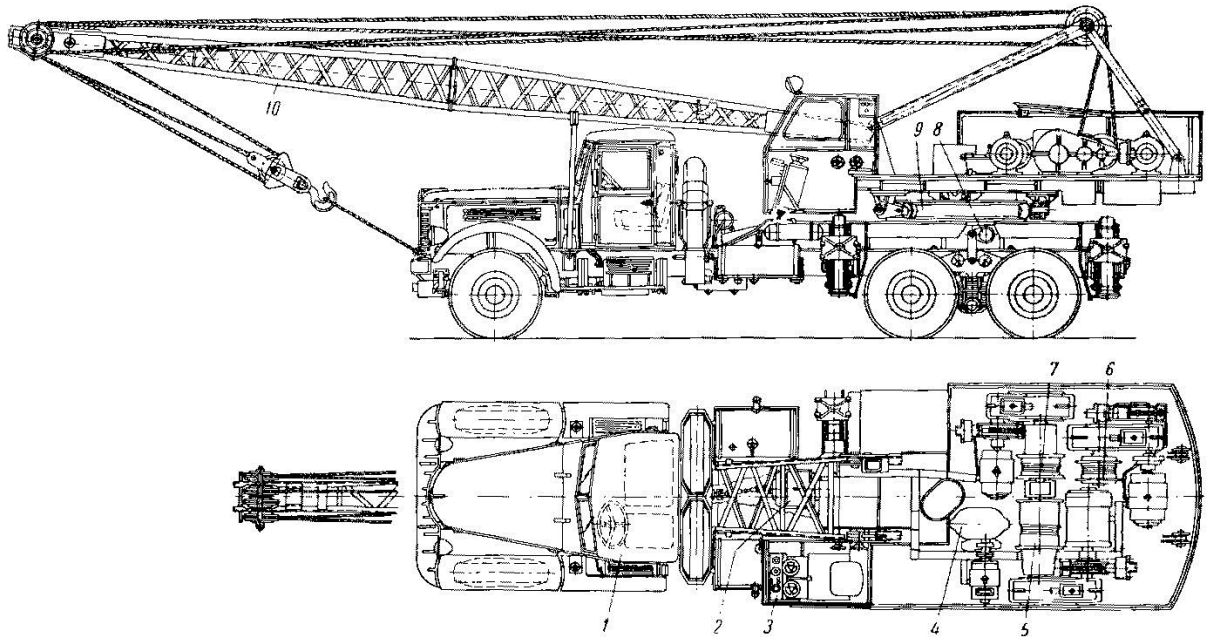


Рисунок 1.4 – Автомобільний кран КрАЗ-257К1.

1 – автомобіль КрАЗ-257К1, 2 – генератор електричний ЕСС5-91-ЧУ 2; 3 – місце управління; 4 – поворотний механізм; 5 – лебідка головна; 6 – лебідка стріла-підйомна; 7 – лебідка грейферна, 8 – стабілізатор стійкості крана; 9 – пристрій опорно-поворотний; 10 – стріла крана.

Призначення стабілізатора 8 – підвищення стійкості крана. Його принцип дії полягає в об'єднанні ресор крана в загальну систему за допомогою тяг і важелів. Під час встановлення крана для виконання вантажних робіт його розміщують на виносні опори (аутригери) і вимикають ресори. Це дозволяє додати вагу заднього моста до ваги рами неповоротної, що підвищує стійкість крана.

Для забезпечення безпеки автокран оснащений показчиками вантажопідйомності та вильоту гака, обмежувачами висоти підйому стріли і гака, обмежувачем вантажопідйомності, датчиками наближення до ЛЕП, світловою та звуковою сигналізацією, а також креномірами.

### 1.3. Конструкції грейферів

Максимальна автоматизація операцій завантаження і розвантаження сипких вантажів досягається за допомогою грейферів. Грейфери бувають одноканатні, двоканатні та моторні.

Одноканатний грейфер показаний на рис. 1.5. Щелепи 1 шарнірно з'єднані з тягою 2 та нижньою траверсою 3. Гак 4 з'єднує нижню траверсу з верхньою траверсою 5, яка прикріплена до каната 6, що намотується на барабан лебідки.

Розкриття щелеп відбувається, коли грейфер піднімається у крайнє верхнє положення. В цей момент важіль 7, відхиляючись нерухомим упором 8 (або допоміжним канатом 9), від'єднує гак 4 від траверси 3; при цьому траверса 3 під дією власної ваги опускається вниз (рис. 1.5, а). Розкритий грейфер опускається на вантаж (рис. 1.5, б), і його щелепи вриваються в товщу вантажу. При послабленні каната верхня траверса 5 опускається на нижню траверсу 3 і зчіплюється з нею гаком 4. Коли канат намотується на барабан лебідки, обидві траверси піднімаються вгору (рис. 1.5, в), і тоді щелепи грейфера розмикаються.

Після повного змикання щелеп починається підйом заповненого грейфера (рис. 1.5, г). Розвантаження відбувається шляхом розкриття щелеп при відхиленні важеля 7 нерухомим канатом або упором 9.

У двоканатному грейфері, зображеному на схемі на рис. 1.6, відмінно від одноканатного грейфера, використовуються два каната: опорний 1 і замикальний 2, які намотані на відповідні барабани лебідки.

Підтримувальний канат закріплений на верхній траверсі грейфера 3. Замикальний канат проходить через блоки 4 поліспаста, які стягують нижню траверсу 3 і верхню траверсу 5.

Під час розкриття грейфера підтримувальний канат залишається нерухомим, тоді як замикальний канат збігає з барабана, що призводить



до опускання нижньої траверси (рис. 1.6, а). Коли спускається розкритий грейфер на вантаж обидва канати – як підтримувальний, так і замикальний - рухаються з однаковою швидкістю (рис. 1.6, б). Під час зачерпування вантажу підтримувальний канат дещо послаблюється (щоб не перешкоджати проникненню грейфера у вантаж), в той час як замикальний канат намотується на барабан, піднімаючи нижню траверсу і замикаючи щелепи грейфера (рис. 1.6, в). Під час введення грейфера у вантаж верхня і нижня траверси переміщуються вздовж вертикалі, причому розміри цих переміщень залежать від конструктивних параметрів грейфера та фізичних властивостей вантажу.

Коли повністю замикаються щелепи грейфера обидва канати намотуються на барабани лебідки з однаковою швидкістю і піднімають закритий грейфер (рис. 1.6, г).

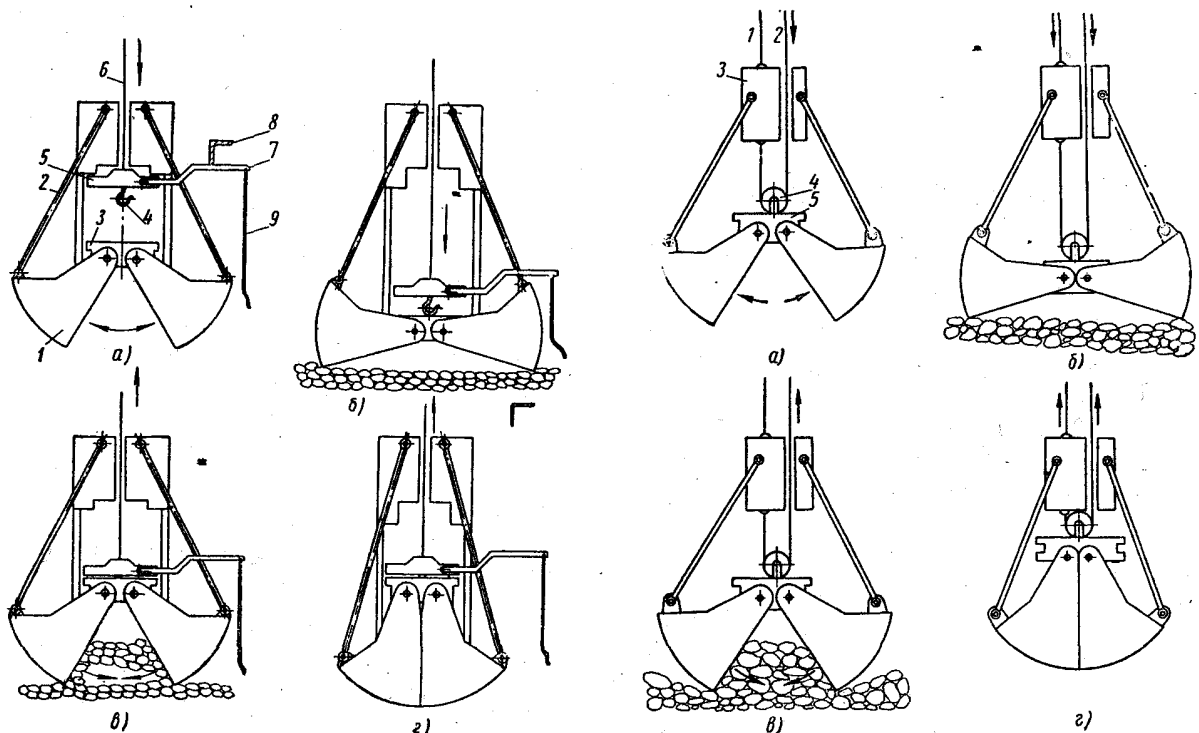


Рисунок 1.5. – Одноканатний грейфер

Рисунок 2.6 – Двоканатний грейфер

Розкриття щелеп грейфера може відбуватися у будь-який момент під час підйому або опускання, коли підтримувальний канат

загальмовується, а замикаючий канат продовжує працювати при спуску.

На рисунку 1.7 зображена схема моторного грейфера, який підвішений до гака механізму підйому.

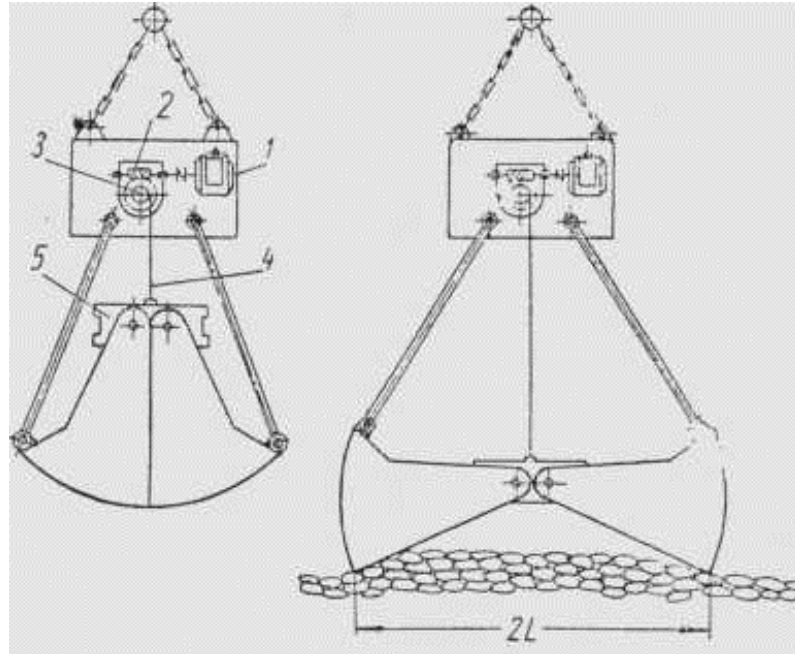


Рисунок 1.7 – Грейфер моторний

Закриття та відкриття щелеп у цьому грейфері здійснюється за допомогою електричної лебідки з реверсивним електродвигуном 1, черв'ячною передачею 2 та барабаном 3. На барабан намотується замикаючий канат 4, який прикріплений до рухливої траверси 5.

Закриття щелеп також може відбуватися за допомогою гвинтового або гідравлічного механізму.

Опускання і піднімання грейфера здійснюється за допомогою лебідки однобарабанного механізму підйому.

Одноканатні грейфери не потребують спеціальних конструкцій лебідок і можуть бути підвішені до гаків будь-якого механізму підйому. Однак, у них є недоліки, такі як мала продуктивність і складність систем управління щелепами, що часто викликає порушення нормальної роботи. Також для їх ефективної роботи потрібна значна вільна висота ходу підйомних канатів.

Грейфери двоканатні є простішими за конструкцією і надійнішими у роботі. Розкриття і закриття їх щелеп може здійснюватися на будь-якій висоті, але для їх ефективної роботи потрібні спеціальні двобарабанні лебідки.

Грейфери моторні підвішуються на одному канаті. Для живлення двигуна грейфера лебідки повинні мати кабельний барабан. Ці грейфери можна підвішувати до гаків механізмів підйому; вони можуть розкриватися на будь-якій висоті. Недоліками їх є: велика вага, обмежена місткість щелеп і низька продуктивність через малі швидкості розкриття та закриття щелеп.

#### **1.4. Обґрунтування покращеної конструкції грейфера**

Серед недоліків існуючих пристроїв слід зазначити явище «підсмоктування», яке спостерігається при зачерпуванні вологих матеріалів. Це проявляється в тому, що днище грейфера після завершення процесу зачерпування майже прилипає до масиву залишків матеріалу, що призводить до значного збільшення натягу в піднімальних і замикаючих канатах під час відокремлення грейфера від масиву. Це збільшення натягу залежить від типу матеріалу, який транспортується. Наприклад, при перевезенні вологого піску зусилля натягу у замикаючих канатах може зростати на 15–20%. Це призводить до значних перевантажень механізмів грейферного крана, його металевих конструкцій, канатів і грейфера в цілому [ 1,2,8 ].

Цей недолік можна виправити за допомогою спеціальної конструкції гідроциліндра. До верхньої головки грейфера, в районі осі симетрії, може бути шарнірно прикріплений важіль. Другий кінець цього важеля, разом з обоймою порівняльного блоку, може бути шарнірно з'єднаний з штоком гідроциліндра. Такий гідроциліндр може мати корпус, який шарнірно приєднаний до кронштейна верхньої головки. Вище і нижче поршневих об'ємів гідроциліндра в кожному плунжері можуть бути з'єднані зворотними

клапанами, що дозволяють робочій рідині вільно протікати при стисканні гідроциліндра, а також дроселюючими клапанами, які регулюють зусилля і час розтягування гідроциліндра. Така конструкція гідроциліндра дозволить асиметрично відривати грейфер від масиву матеріалу, що зменшить зусилля натягу у піднімальному канаті.

Мета завдання досягається за допомогою грейфера, який включає дві щелепи, штанги яких шарнірно з'єднані з щелепами, верхньою головкою, траверсою та трособлочною системою, що забезпечує запасовання замикаючого каната. В грейфері також присутня обойма порівняльного блоку, яка огинається піднімальним канатом. Крім того, до верхньої головки грейфера, в області осі симетрії, прикріплений шарнірний важіль, другий кінець якого, разом з обоймою порівняльного блоку, шарнірно з'єднаний з осі штока гідроциліндра. Гідроциліндр також має шарнірне приєднання до верхньої головки. Надпоршневі та підпоршневі об'єми кожного плунжера гідроциліндра з'єднані зворотними клапанами, які дозволяють робочій рідині вільно перетікати при стиску гідроциліндра, а також дроселюючими клапанами, що регулюють зусилля і час видовження гідроциліндра.

Грейфер, зображений на рисунку 1.8, складається з двох щелеп 1, які з'єднані з верхньою головкою 3 тягами 2 через шарнірні з'єднання. Крім того, щелепи 1 з'єднані шарнірно із траверсою 4. У верхній головці 3, в області осі симетрії грейфера, розташований важіль 5, один кінець якого з'єднаний шарнірно з осі 6, що з'єднує гідроциліндр 7 з важелем 5. До осі 6 гідроциліндра 7 прикріплений порівняльний блок 8 з обоймою 9. Порівняльний блок 8 огинається піднімальним канатом 10, кінці якого закріплені на барабані піднімальної лебідки (не показано на малюнку). Нижню частину гідроциліндра 7 з'єднано шарнірно з кронштейном 11, який прикріплений до верхньої головки 3. Канатоблочна система 12, яка використовується для стягування верхньої головки 3 і траверси 4, має запасований замикаючий канат 13, верхні кінці якого закріплені на барабані замикаючої лебідки (не показано на рисунку).

Робота грейфера складається з таких кроків.

Перший етап включає відкриття грейфера, незалежно від того, чи він порожній чи навантажений. У цьому етапі грейфер закритий і підвішений на замикаючих 13 та піднімальних 10 канатах. Важіль 5, разом з обоймою 9 порівняльного блоку 8, піднятий вгору, а плунжери 17 і 15 гідроциліндра 7 витягнуті у верхнє положення (показане пунктиром на рис. 1.8). Піднімальна лебідка вмикається для підняття, а замикаюча - для опускання. Трособлочна система 12, розслабляючись, подовжується. Щелепи 1, опускаючись, повертаються відносно осей шарнірів кріплення щелеп 1 до траверси 4 (точки «А»), що призводить до висипання матеріалу, що транспортується, із щелеп 1.

Другий етап - опускання розкритого грейфера на сипкий матеріал - відбувається за допомогою спуску піднімальної і замикаючої лебідок. Процес опускання триває до того моменту, поки ножі щелеп 1 (точки «Б») не вмерзають у матеріал, що транспортується, на величину, визначену первісним заглибленням, зумовленим силами опору та заглибленням щелеп 1. При ослабленому піднімальному канаті 10, важіль 5 опускається, обертаючись навколо точки «С» під дією власної ваги важеля 5, обійм 9 порівняльного блоку 8 та гідроциліндра 7. Робоча рідина (зазвичай, це низьков'язка олія) перетікає з підплунжерних обсягів у надплунжерні через зворотні клапани 19. Гідроциліндр 7 стискається.

На третьому етапі - захоплення матеріалу - процес відбувається за умови ослаблених піднімальних канатів 10 і під дією натягу замикаючих канатів 13. Щелепи 1 повертаються і вглиблюються в матеріал, який зачерпується.

На четвертому етапі - відрив навантаженого грейфера від сипкого матеріалу - замикаючі канати 13 натягнуті. Піднімальна лебідка включається на підйом. Піднімальний канат 10 піднімає обійму 9 блоку порівняльного 8, що відтягує важіль 5 навколо точки «С» проти стрілки годинникової. Це розтягує гідроциліндр 7, закріплений корпусом 14 на кронштейні грейфера



## 2. КОНСТРУКЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1. Механізм підймання крана.

#### 2.1.1. Обґрунтування кінематичної схеми підймання.

Кінематичну схему механізму підймання можна умовно розділити на дві частини: перша частина - це схема механізму, яка відображає робочі деталі та їх взаємодію під час роботи; друга частина - це схема підвішування вантажу, як вантаж з'єднаний з механізмом і яким чином його можна піднімати, опускати та переміщати.

Обираємо механізм підйому вантажу, що широко використовується в сучасних конструкціях автокранів зі стріловим типом. Його схема зображена на рисунку 2.1.

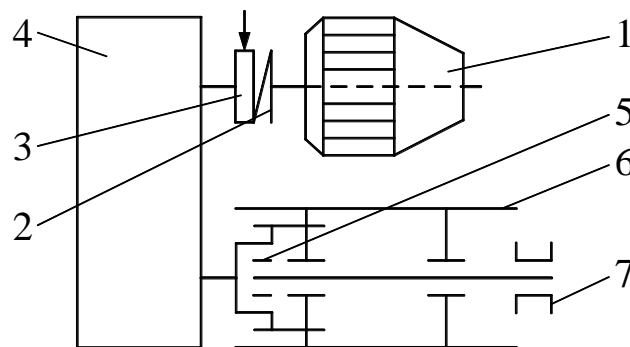


Рисунок 2.1. – Кінематична схема механізму підймання.

У цій схемі вал електродвигуна 1 з'єднується з вхідним валом редуктора 4 за допомогою пружної втулково-пальцевої або зубчастої муфти 2 з гальмівним шківом, який використовується для встановлення гальма 3. Підключення пружної муфти дозволяє зменшити динамічні навантаження під час запуску електродвигуна, особливо асинхронного з короткозамкненим ротором. Якщо відстань між валами не дозволяє розміщення гальма між електродвигуном і редуктором, гальмо можна встановити на другому вхідному валу редуктора з протилежного боку. Вихідний вал редуктора має форму зубчастого вінця. У виступі вихідного валу редуктора розміщується сферичний підшипник 5, на який опирається вісь барабана 7. З'єднання

зубчастого вінця на кінці вихідного валу редуктора з маточиною, що має зубці на внутрішній поверхні та прикріплена болтами до барабана, є вбудованою в барабан зубчастою муфтою.

Схеми для підвішування вантажу обумовлені типом поліспасти та його кратністю. Для стрілового крана з підйомністю 5 тонн застосовують одинарні поліспасти кратністю 2 а також 3, або здвоєні поліспасти кратністю 2.

Вибираємо поліспаст одинарний з кратністю 2, показано на рис. 2.2.

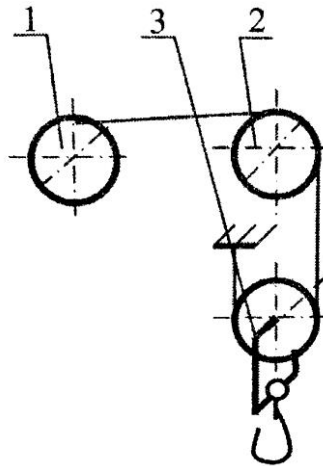


Рисунок 2.2 – Кінематична схема підвішування вантажу: 1 – барабан підвіски, 2 – блок напрямний, 3 – гакова підвіска механізму.

### 2.1.2 Вибір каната механізму підіймання вантажу

Канат вибирається відповідно до максимальної статичної навантаженості за формулою:

$$S_{\max} = \frac{G}{z_{к.б} u_{п} \eta_{п} \eta_{н.бл}}, \quad (2.1)$$

де  $G$  – вага вантажу з врахуванням ваги підвіски, Н;

$$G = (m_{тр} + m_{п}) \cdot g \quad (2.2)$$

$$G = (m_{тр} + m_{п}) \cdot g = (5000 + 70,6) \cdot 9,81 = 49742,6$$

$z_{к.б}$  – кількість віток канату, що намотуються на барабан,  $z_{к.б} = 1$ ;

$u_{п}$  – кратність поліспасти механізму підіймання;  $u_{п} = 2$ ;

$\eta_{п}$  – к.к.д. поліспасти. Для  $u_{п} = 2$   $\eta_{п} = 0.99$ ;



$\eta_{н.бл}$  – к.к.д. напрямних блоків механізму підіймання:

$$\eta_{н.бл} = z_{н.бл} \eta_{бл}, \quad (2.3)$$

де  $z_{н.бл}$  – кількість напрямних блоків механізму підіймання;  $z_{н.бл} = 1$ ;

$\eta_{бл}$  – к.к.д. нерухомого блока. Для блока на підшипниках кочення з їх мащенням  $\eta_{бл} = 0.98$

$$\eta_{н.бл} = 1 \cdot 0,98 = 0,98;$$

$$S_{\max} = \frac{49742,6}{1 \cdot 2 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 25635,2 \text{ Н.}$$

Канат вибирається з урахуванням двох основних умов.

Максимальне статичне навантаження на канат не повинно перевищувати його мінімальне розривне зусилля, відповідно:

$$S_{\max} k_{\text{зап}} \leq S_{\text{разр}} \quad (2.4)$$

де  $k_{\text{зап}}$  – коефіцієнт, який враховує використання каната. Стріловий кран з машинним підйомом вантажу та режимом роботи  $3 \cdot M \cdot k_{\text{зап}} = 5.0$ ;

$S_{\text{разр}}$  – зусилля розривне каната, Н.

Тоді за формулою:

$$S_{\max} k_{\text{зап}} = 25635,2 \cdot 5,0 = 128176 \text{ Н.}$$

Розривне зусилля каната повинно перевищувати 128176 Н. Приймаємо канат типу ЛК-Р маркувальної групи 1960 МПа з розривним зусиллям 129000 Н діаметр даного каната  $d_k = 15.5$  мм, канат без покриття.

Діаметр каната повинен бути відповідним до діаметра блоку підвіски гака, умова:

$$D_{\text{бл}} \geq d_k e, \quad (2.5)$$

де  $D_{\text{бл}}$  – діаметр блока гакової підвіски по лінії навитого каната, мм;

$$D_{\text{бл}} = D_{\text{бл.0}} + d_k; \quad (2.6)$$

$$D_{\text{бл}} = 406 + 15,5 = 421,5 \text{ мм.}$$

$e$  – коефіцієнт діаметра блоку. За режиму роботи механізму піднімання  $3M e = 20.0$ .

$$D_{\text{бл}} = 421,5 \text{ мм} > d_k e = 15,5 \cdot 20,0 = 310 \text{ мм.}$$

Відповідно, обраний канат забезпечує вимоги експлуатації.

### 2.1.3 Розрахунок барабана механізму підіймання

Діаметр барабана механізму, визначається за середньою лінією навитого каната з умови:

$$D_{\text{б}} \geq d_{\text{к}} e, \quad (2.7)$$

де  $e$  – коефіцієнт діаметра барабана механізму підіймання. Режим роботи механізму підіймання  $3Me = 18.0$ .

$$D_{\text{б}} \geq 15,5 \cdot 18,0 = 279 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр барабана механізму підіймання  $D_{\text{б}} = 300$  мм.

Крок нарізання гвинтової канавки для каната на барабані визначається за формулою:

$$t_{\text{н}} = d_{\text{к}} + (2...3) \quad (2.8)$$

$$t_{\text{н}} = 15,5 + 2,5 = 18 \text{ мм.}$$

Робоча довжина барабана механізму підіймання:

$$L_{\text{б}} = \left( \frac{Hu_{\text{п}}}{\pi D_{\text{б}}} + 8 \right) t_{\text{н}}; \quad (2.9)$$

де  $H$  – висота підіймання вантажу, приймаємо  $H = 11000$  мм.

$$L_{\text{б}} = \left( \frac{11000 \cdot 2}{\pi \cdot 300} + 8 \right) \cdot 18 = 564 \text{ мм.}$$

### 2.1.4 Вибір двигуна механізму підіймання

Максимально необхідна статична потужність, яку повинен забезпечити механізм під час усталеного руху вантажу при підйомі:

$$N_{\text{ст. max}} = \frac{Gv_{\text{гр}}}{\eta_{\text{гр}}}, \quad (2.10)$$

де  $G$  – номінальна вага вантажу та гакової підвіски, кН;  $G = 49.74$  кН;

$v_{\text{гр}}$  – швидкість підіймання вантажу, м/с;

$\eta_{\text{пр}}$  – значення к.к.д. механізму підіймання;  $\eta_{\text{пр}} = 0.825$ .

$$N_{\text{ст. max}} = \frac{49,74 \cdot 0,25}{0,825} = 15,1 \text{ кВт.}$$

Вибір типу двигуна проводять виходячи з наступних умов.

Тривалість включення двигуна ПВ<sub>дв</sub> має бути однакою з середнім значенням відносної тривалості включення електрообладнання ПВ<sub>ел</sub> за заданого режиму роботи:

$$\text{ПВ}_{\text{дв}} = \text{ПВ}_{\text{ел}} = 40\% \quad (2.11)$$

Потужність двигуна номінальна  $N_{\text{дв}}$  може бути прийнята на рівні менше за максимальне статичне навантаження, оскільки еквівалентна потужність, яку генерує двигун під час роботи з вантажами різної ваги, зазвичай залежить від використання механізму підіймання в залежності від вантажопідйомності, і завжди буде менше за  $N_{\text{ст. max}}$ :

$$N_{\text{дв}} = (0,7 \dots 0,8) N_{\text{ст. max}} \quad (2.12)$$

$$N_{\text{дв}} = (0,7 \dots 0,8) \cdot 15,1 = 10,57 \dots 12,08$$

Приймаємо електродвигун крановий МТФ 311 – 6, який має наступну характеристику:

потужність номінальна  $N_{\text{дв}} = 11.0$  кВт;

момент максимальний на роторі  $T_{\text{max}} = 320$  Нм;

можлива тривалість включення двигуна  $\text{ПВ}_{\text{дв}} = 40\%$ ;

частота обертання ротора двигуна  $n_{\text{дв}} = 945$  об/хв;

інерційний момент ротора двигуна  $J_{\text{р.дв}} = 0,225$  кг·м<sup>2</sup>.

### 2.1.5 Редуктор механізму підіймання

Частота обертів барабана механізму підіймання визнається за формулою:

$$n_6 = \frac{v_{\text{гр}} u_{\text{п}}}{\pi D_6} \quad (2.13)$$

$$n_{\phi} = \frac{15 \cdot 2}{\pi \cdot 0,3} = 31,9 \text{ хв}^{-1}.$$

Тоді, передавальне число привода механізму підймання:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\phi}}. \quad (2.14)$$

$$u = \frac{945}{31,9} = 29,6$$

Потужність редуктора приводу визначається за наступною формулою:

$$N_p = k_p N_{\text{ст. max}}, \quad (2.15)$$

де  $k_p$  – коеф. умов роботи редуктора, для приводів механізмів підйому  $k_p=10$ .

$$N_p = 1,0 \cdot 15,1 = 15,1 \text{ кВт.}$$

Приймаємо редуктор циліндричний, горизонтальний, двоступінчастий, типорозміру Ц2 - 300. Тихохідний вал має місце посадки під зубчасту муфту з діаметром 210 мм; передаточне число редуктора  $u_p = 32,4$ ; потужність на вхідному валі редуктора  $N_p = 18$  кВт.

Дійсна частота обертання барабана механізму підйому

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p} \quad (2.16)$$

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{945}{32,42} = 29,2 \text{ хв}^{-1}.$$

Дійсна швидкість підйому вантажу визначається за формулою:

$$v_{\text{гр}}^{\phi} = \frac{\pi D_{\phi} n_{\phi}^{\phi}}{u_{\text{п}}} \quad (2.17)$$

$$v_{\text{гр}}^{\phi} = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 29,2}{2} = 13,8 \text{ м/хв.}$$

Відхилення від необхідної швидкості складе:

$$\frac{v_{\text{гр}} - v_{\text{гр}}^{\phi}}{v_{\text{гр}}} \cdot 100\% , \quad (2.18)$$

$$\frac{15-13,8}{15} \cdot 100\% = 8\%$$

Умова виконується.

Дійсний к.к.д механізму підіймання визначається за формулою:

$$\eta_{\text{мех}}^{\phi} = \eta_p \eta_{\delta} \eta_M^2 \eta_{\Pi} \eta_{\text{н.бл}}, \quad (2.19)$$

де  $\eta_p$  – к.к.д. редуктора механізму підіймання;  $\eta_p = 0.94$ ;

$\eta_{\delta}$  – к.к.д. барабана механізму підіймання;  $\eta_{\delta} = 0.98$ ;

$\eta_M$  – к.к.д. муфти механізму підіймання;  $\eta_M = 0.99$ .

Тоді, фактична потужність на підйом вантажу складе:

$$N_{\phi} = \frac{Gv_{\text{гр}}^{\phi}}{\eta_{\text{мех}}^{\phi}}. \quad (2.20)$$

$$N_{\phi} = \frac{49,7426 \cdot 0,23}{0,88} = 13 \text{кВт}$$

### 2.1.6 Підбір муфти і гальма механізму підіймання

Гальмівний момент, визначаємо за формулою:

$$T_{\text{т.р}} = k_{\text{т}} T_{\text{ст.т}}, \quad (2.21)$$

де  $k_{\text{т}}$  – коеф. запасу гальмування, за режиму роботи механізму 3М  $k=1.5$ ;

$T_{\text{ст.т}}$  – крутний момент під час гальмування, Н · м;

$$T_{\text{ст.т}} = \frac{S_{\text{max}} D_{\delta} \eta_{\text{р.м}}}{2u_p}, \quad (2.22)$$

де  $\eta_{\text{р.м}}$  – к.к.д. механізму підіймання без врахування к.к.д. поліспасти:

$$\eta_{\text{р.м}} = \eta_p \eta_{\delta} \eta_M^2 = 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,9.$$

$$T_{\text{ст.т}} = \frac{25635,2 \cdot 0,9 \cdot 0,9}{2 \cdot 32,42} = 106,8 \text{Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{т.р}} = 1,5 \cdot 106,8 = 160,2 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Під мас вибору гальма необхідно перевіряти такі умови.

Гальмівний момент номінальний гальма повинен бути рівним або більшим за розрахунковий, що в нашому випадку:

$$T_{т.н} \geq T_{т.р} = 160,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Відповідність включення котушки електромагніту тривалості роботи механізму (це актуально лише для гальм з електромагнітним приводом) має бути забезпечена. У іншому випадку, якщо котушка працює надто довго, вона може перегрітися, що призведе до зменшення тягового зусилля електромагніта, і гальмо не буде відпускатися.

Враховуючи вищезгадані вимоги, ми обираємо колодкове електромагнітне гальмо ТКП-300/200 з електромагнітами постійного струму, оскільки воно має найбільший гальмівний момент при включенні в 40% часу (ПВ), що становить 190 Н·м, та діаметр гальмівного шківa  $D$  рівний 300 мм.

Для з'єднання валів редуктора і електродвигуна вибираємо пружну втулково-пальцеву муфту з діаметром гальмівного шківa  $D_{т.ш}=300\text{мм}$  з крутним моментом  $T_M^{\max} = 800 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Крутний момент муфти повинен бути більший від розрахункового:

$$T_M^{\max} \geq T_M = T_M^{\text{НОМ}} k_1 k_2, \quad (2.23)$$

де  $T_M$  - номінальний момент, який передається муфтою, Н·м.

Приймається з рівності:

$$T_M^{\text{НОМ}} = T_{\text{ст.п}} = \frac{S_{\max} D_b}{2u_p \eta_{р.м}} \quad (2.24)$$

$$T_M^{\text{НОМ}} = T_{\text{ст.п}} = \frac{25635,2 \cdot 0,3}{2 \cdot 32,42 \cdot 0,9} = 131,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$k_1$  – коеф., що враховує тип відповідальності механізму (механізми підйому  $k_1 = 1.3$ ).

$k_2$  – коеф. режиму роботи механізму (механізм підйому 3М  $k_2 = 1.1$ ).

$$T_M^{\text{НОМ}} = 800 \text{ Н}\cdot\text{м} \geq T_M = 131,8 \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 188,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Умова за крутними моментами виконується, отже, зеднувальна муфта підібрана правильно.

### 2.1.7 Перевірочні розрахунки механізму підіймання

Умови перевірки електродвигуна на час розгону.

Час пуску електродвигуна під час підйому вантажу, с,

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta J n_{\text{дв}}}{9,55(T_{\text{ср.п}} - T_{\text{ст.п}})} + \frac{9,55(m_{\text{гр}} + m_{\text{п}})(v_{\text{гр}}^{\phi})^2}{n_{\text{дв}}(T_{\text{ср.п}} - T_{\text{ст.п}})\eta_{\text{мех}}^{\phi}}, \quad (2.25)$$

де  $\delta$  – коеф., який враховує вплив мас приводу механізму підіймання, які обертаються;  $\delta = 1.1$ ;

$J$  – інерційний момент ротора двигуна  $J_{\text{р.дв}}$ , а також муфти  $J_{\text{м}}$ , кг · м<sup>2</sup>;

$$J = J_{\text{р.дв}} + J_{\text{м}} \quad (2.26)$$

$$J = 0,225 + 0,6 = 0,825 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$T_{\text{ср.п}}$  – пусковий момент двигуна, Н · м.

$$T_{\text{ср.п}} = 1,6T_{\text{ном}}, \quad (2.27)$$

де  $T_{\text{ном}}$  – номінальний крутний момент на валу двигуна, Н · м;

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} \quad (2.28)$$

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{11}{945} = 111,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_{\text{ср.п}} = 1,6 \cdot 111,2 = 177,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$t_{\text{п}} = \frac{1,1 \cdot 0,825 \cdot 945}{9,55 \cdot (177,9 - 131,8)} + \frac{9,55 \cdot (5000 + 70,6) \cdot 0,23^2}{945 \cdot (177,9 - 131,8) \cdot 0,88} = 2 \text{ с}.$$

Прискорення, яке виникає під час запуску двигуна:

$$a_{\text{п}} = \frac{v_{\text{гр}}^{\phi}}{t_{\text{п}}} = \frac{0,23}{2} = 0,12 \text{ м/с}^2.$$

Відповідно значення  $t_{\text{п}}$  та  $a_{\text{п}}$  відповідають рекомендованим значенням.

Через те що конкретний графік навантаження механізму підйому вантажу не наданий, ми скористаємося усередненим графіком використання механізму, що базується на досвіді експлуатації кранів за їх вантажопідйомністю. За допомогою цього графіку визначимо моменти, що розвиваються двигуном, та час його пуску під час підйому і опускання в різні періоди роботи механізму. Результати розрахунків наведено в таблицях [ ]. Протягом циклу механізм буде виконувати роботу з номінальним вантажем, який підіймається  $m_{гр} = 5$  т – 4 рази, з вантажем  $0.095 m_{гр} = 0.475$  т – 3 рази, з вантажем  $0,05 m_{гр} = 0.250$  кг – 3 рази.

Час пуску під час опускання вантажу розраховують за формулою:

$$t_{оп} = \frac{\delta J n_{дв}}{9,55(T_{ср.п} + T_{ст.п})} + \frac{9,55(m_{гр} + m_{п})(v_{гр}^{\phi})^2}{n_{дв}(T_{ср.п} + T_{ст.п})\eta_{мех}^{\phi}}. \quad (2.29)$$

Висота піднімання вантажу:

$$H_{ср} = 0,8H \quad (2.30)$$

$$H_{ср} = 0,8 \cdot 11 = 8,8 \text{ м.}$$

Час усталеного руху вантажу визначається за формулою:

$$t_y = \frac{H_{ср}}{v_{гр}^{\phi}} \quad (2.31)$$

$$t_y = \frac{8,8}{0,23} = 38,3 \text{ с.}$$

Сумарний часу запуску під час підйому і опускання вантажу протягом циклу роботи механізму:

$$\sum t_{п} = 4 \cdot 2 + 3 \cdot 0,55 + 3 \cdot 0,53 + 4 \cdot 0,3 + 3 \cdot 0,48 + 3 \cdot 0,49 = 15,35 \text{ с.}$$

Тоді, час включення двигуна за загальний цикл операції:

$$\sum t = 2 \cdot (4 + 3 + 3) \cdot t_y + \sum t_{п} = 2 \cdot 10 \cdot 38,3 + 15,35 = 781,35 \text{ с.}$$

Момент середньоквадратичний:

$$T_{ср} = \sqrt{\frac{T_{ср.п}^2 \sum t_{п} + \sum T_{ст.п}^2 t_y}{\sum t}} \quad (2.32)$$



$$T_{cp} = \sqrt{\frac{177,9^2 \cdot 15,35 + (131,8^2 \cdot 4 + 14,2^2 \cdot 3 + 8,3^2 \cdot 3 + 106,8^2 \cdot 4 + 11,5^2 \cdot 3 + 6,8^2 \cdot 3) \cdot 38,3}{781,35}} = 79,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для запобігання перегріву електродвигуна потрібно, щоб загальна потужність задовольняла встановлені вимоги:  $N_{cp} \leq N_{дв}$ .

Загальна потужність двигуна:

$$N_{cp} = \frac{T_{cp} \cdot n_{дв}}{9550} = \frac{79,6 \cdot 945}{9550} = 7,9 \text{ кВт} < N_{дв} = 11 \text{ кВт}.$$

Отже, умова виконується.

### 2.1.8 Визначення часу гальмування двигуна

Визначаємо час гальмування під час опускання вантажу. Цей час буде меншим, оскільки під час підйому вантажу момент від ваги вантажу та гальмівний момент діють в одному і тому ж напрямку:

$$t_T = \frac{\delta J n_{дв}}{9,55(T_{т.р} - T_{ст.т})} + \frac{9,55(m_{гр} + m_{п})(v_{гр}^{\phi})^2 \eta_{мех}^{\phi}}{n_{дв}(T_{т.р} - T_{ст.т})} = \quad (2.33)$$

$$t_T = \frac{1,1 \cdot 0,825 \cdot 945}{9,55 \cdot (160,2 - 106,8)} + \frac{9,55 \cdot (5000 + 70,6) \cdot 0,23^2 \cdot 0,88}{945 \cdot (160,2 - 106,8)} = 1,7 \text{ с}.$$

Прискорення під час гальмування:

$$a_T = \frac{v_{гр}^{\phi}}{t_T} \quad (2.34)$$

$$a_T = \frac{0,23}{1,7} = 0,14 \text{ м/с}^2.$$

Отримані значення відповідають рекомендаціям роботи механізму.

## 2.2. Механізм зміни вильоту стріли крана

### 2.2.1 Схеми для визначення зусиль в поліспасті стріли крана

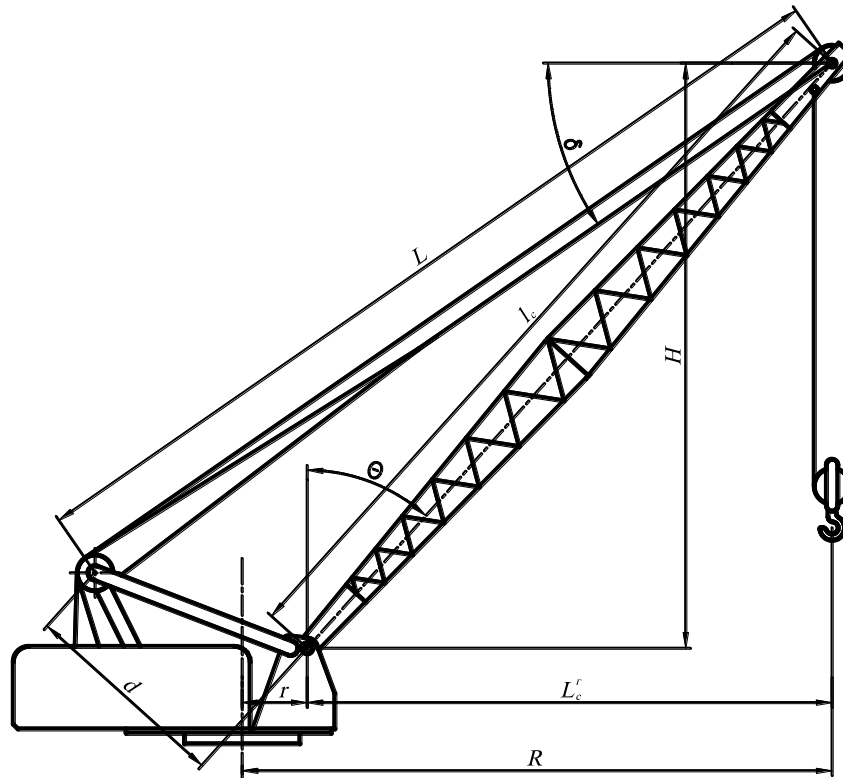


Рисунок 2.3 – Схема зусиль в поліспасті стріли крана.

### 2.2.2 Зусилля у поліспасті стріли крана

Параметри з індексом «max» відносяться до максимально можливого вильоту стріли, а з індексом «min» - до мінімально можливого вильоту. Усі параметри, що неказані на рисунку 2.3 або невизначені проведеними розрахунками приймаємо згідно вимог.

Зусилля в поліспасті стріли крана визначаємо за формулою:

$$F_{\Pi}^c = \frac{(Q + 0,5m_c)gL_c^r - \frac{Qgd}{u_{\Pi}^r \eta_{\Pi}^r} + \left( F_{\Gamma}^p + 0,5F_c^p + F_{\Gamma}^u + F_c^u \frac{h_c^u}{H} \right) H}{H \cos \delta \pm L_c^r \sin \delta}, \quad (2.35)$$

де  $Q$  – маса вантажу за номінальної вантажопідйомності крана, кг;  
 $Q_{\min}=5000$ кг, за максимального вильоту стріли приймаємо  $Q_{\max}=2000$ кг.

У формулі, знак плюс у знаменнику приймається, за умови коли стріловий поліспаст нахилений від кінця стріли вгору, а знак мінус – за умови зворотного нахилу.

Тоді, довжина горизонтальної проекції стріли крана:

$$L_c^r = l_c \sin \Theta, \quad (2.36)$$

де  $l_c$  – довжина стріли крана, м;

$\Theta$  - кут нахилу стріли крана до вертикалі, °.

$$L_c^{r \min} = l_c \sin \Theta^{\min} = 11 \cdot \sin 18^\circ = 3,4 \text{ м},$$

$$L_c^{r \max} = l_c \sin \Theta^{\max} = 11 \cdot \sin 57^\circ = 9,2 \text{ м}.$$

Величина довжини вертикальної проекції стріли крана:

$$H = l_c \cos \Theta. \quad (2.37)$$

$$H^{\min} = l_c \cos \Theta^{\min} = 11 \cdot \cos 18^\circ = 10,5 \text{ м},$$

$$H^{\max} = l_c \cos \Theta^{\max} = 11 \cdot \cos 57^\circ = 6 \text{ м}.$$

Розрахунок парусності стріли крана:

$$F^p = pA, \quad (2.38)$$

де  $p$  – вітрове навантаження, що розподіляється на стрілу крана, Па.

$$p = qkcn, \quad (2.39)$$

де  $q$  – тиск від вітру, Па.

$k$  – коеф., що враховує зміну тиску повітря за висотою над поверхнею;

$c$  – коеф. сили аеродинамічної;

$n$  – коеф. перевантаження від вітру;

$A$  – площа розрахункова елемента конструкції та/або вантажу, м<sup>2</sup>.

Тоді, для стріли крана:

$$A_c = \varphi_3 A_H, \quad (2.40)$$

де  $\varphi_3$  – коеф. заповнення металоконструкції,  $\varphi_3 = 0.3$ ;

$A_H$  – площа, яка обмежена за зовнішнім контуром стріли крана, м<sup>2</sup>;  
 $A_H = 7.15 \text{ м}^2$ .

$$A_c = 0,3 \cdot 7,15 = 2,2 \text{ м}^2.$$

Розподілені навантаження від вітрову, які діють на стрілу крана і вантаж:

$$p_c = qk c_c n = 125 \cdot 1 \cdot 2,4 \cdot 1 = 300 \text{ Па},$$

$$p_r = qk c_r n = 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 150 \text{ Па}.$$

Розрахункові навантаження від вітру на стрілу крана і вантаж за умови максимального та мінімального вильоту:

$$F_c^p = p_c A_c = 300 \cdot 2,2 = 660 \text{ Н};$$

$$F_r^{p \max} = p_r A_r^{\max} = 150 \cdot 4 = 600 \text{ Н};$$

$$F_r^{p \min} = p_r A_r^{\min} = 150 \cdot 7,1 = 1065 \text{ Н}.$$

Сила відцентрова від вантажу і поліспада вантажного визначається за формулою:

$$F_{\Gamma}^{\text{ц}} = \frac{Q \pi^2 n_{\text{пов}}^2 R}{900}, \quad (2.41)$$

де  $n_{\text{пов}}$  – частота обертання частини поворотної крана,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $n_{\text{пов}} = 2,5 \text{ хв}^{-1}$ ;

$R$  – виліт стріли крана, м;  $R_{\min} = 4,2 \text{ м}$ ;  $R_{\max} = 10 \text{ м}$ .

Тоді сила відцентрова від вантажу та поліспада вантажного відповідно за максимального та мінімального вильоту стріли крана:

$$F_{\Gamma}^{\text{ц max}} = \frac{Q^{\max} \pi^2 n_{\text{пов}}^2 R_{\max}}{900} = \frac{2000 \cdot \pi^2 \cdot 2,5^2 \cdot 10}{900} = 1371 \text{ Н},$$

$$F_{\Gamma}^{\text{ц min}} = \frac{Q^{\min} \pi^2 n_{\text{пов}}^2 R_{\min}}{900} = \frac{5000 \cdot \pi^2 \cdot 2,5^2 \cdot 4,2}{900} = 1439 \text{ Н}.$$

Сила відцентрова стріли крана:

$$F_c^{\text{ц}} = \frac{m_c \pi^2 n_{\text{пов}}^2}{1800} (2r + l_c \sin \Theta), \quad (2.42)$$

де  $r$  – радіус від осі обертання крана до центра шарніра стріли крана, м;  
 $r = 0,8 \text{ м}$ .

Тоді, максимальний і мінімальний вильот стріли відповідно:

$$F_c^{\text{ц max}} = \frac{m_c \pi^2 n_{\text{пов}}^2}{1800} (2r + l_c \sin \Theta^{\max}) = \frac{786 \cdot \pi^2 \cdot 2,5^2}{1800} (2 \cdot 0,8 + 11 \cdot \sin 57^\circ) = 292 \text{ Н},$$

$$F_c^{\text{ц min}} = \frac{m_c \pi^2 n_{\text{пов}}^2}{1800} = (2r + l_c \sin \Theta^{\text{min}}) = \frac{786 \cdot \pi^2 \cdot 2,5^2}{1800} (2 \cdot 0,8 + 11 \cdot \sin 18^\circ) = 135 \text{ Н.}$$

Ордината для відцентрової сили що діє на механізм визначається за формулою:

$$h_c^{\text{ц}} = \frac{3r + 2l_c \sin \Theta}{2r + l_c \sin \Theta} \cdot \frac{l_c}{3} \cos \Theta. \quad (2.43)$$

$$h_c^{\text{ц min}} = \frac{3r + 2l_c \sin \Theta^{\text{min}}}{2r + l_c \sin \Theta^{\text{min}}} \cdot \frac{l_c}{3} \cos \Theta^{\text{min}} = \frac{3 \cdot 0,8 + 2 \cdot 11 \cdot \sin 18^\circ}{2 \cdot 0,8 + 11 \cdot \sin 18^\circ} \cdot \frac{11}{3} \cos 18^\circ = 6,4 \text{ м,}$$

$$h_c^{\text{ц max}} = \frac{3r + 2l_c \sin \Theta^{\text{max}}}{2r + l_c \sin \Theta^{\text{max}}} \cdot \frac{l_c}{3} \cos \Theta^{\text{max}} = \frac{3 \cdot 0,8 + 2 \cdot 11 \cdot \sin 57^\circ}{2 \cdot 0,8 + 11 \cdot \sin 57^\circ} \cdot \frac{11}{3} \cos 57^\circ = 3,9 \text{ м.}$$

Зусилля в стріловому поліспасті у двох крайніх положеннях стріли крана визначимо за формулою:

$$F_{\Pi}^{\text{c min}} = \frac{\left( Q^{\text{min}} + 0,5m_c \right) g L_c^{\text{r min}} - \frac{Q^{\text{min}} g d^{\text{min}}}{u_{\Pi}^{\text{r}} \eta_{\Pi}^{\text{r}}} + \left( F_{\Gamma}^{\text{p min}} + 0,5F_c^{\text{p}} + F_{\Gamma}^{\text{ц min}} + F_c^{\text{ц min}} \frac{h_c^{\text{ц min}}}{H^{\text{min}}} \right) H^{\text{min}}}{H^{\text{min}} \cos \delta^{\text{min}} - L_c^{\text{r min}} \sin \delta^{\text{min}}} =$$

$$= \frac{(5000 + 0,5 \cdot 786) 9,81 \cdot 3,4 - \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 3,1}{2 \cdot 0,99} + \left( 1065 + 0,5 \cdot 660 + 1439 + 135 \frac{6,4}{10,5} \right) 10,5}{10,5 \cdot \cos 57^\circ - 3,4 \cdot \sin 57^\circ} = 46632 \text{ м,}$$

$$F_{\Pi}^{\text{c max}} = \frac{\left( Q^{\text{max}} + 0,5m_c \right) g L_c^{\text{r max}} - \frac{Q^{\text{max}} g d^{\text{max}}}{u_{\Pi}^{\text{r}} \eta_{\Pi}^{\text{r}}} + \left( F_{\Gamma}^{\text{p max}} + 0,5F_c^{\text{p}} + F_{\Gamma}^{\text{ц max}} + F_c^{\text{ц max}} \frac{h_c^{\text{ц max}}}{H^{\text{max}}} \right) H^{\text{max}}}{H^{\text{max}} \cos \delta^{\text{max}} - L_c^{\text{r max}} \sin \delta^{\text{max}}} =$$

$$= \frac{(2000 + 0,5 \cdot 786) 9,81 \cdot 9,2 - \frac{2000 \cdot 9,81 \cdot 2,5}{2 \cdot 0,99} + \left( 600 + 0,5 \cdot 660 + 1371 + 292 \frac{3,9}{6} \right) 6}{6 \cdot \cos 23^\circ - 3,4 \cdot \sin 23^\circ} = 106905 \text{ м.}$$

Сили що діють в канаті стріли крана на барабан визначимо за формулою:

$$F_{\delta}^{\text{c}} = \frac{F_{\Pi}^{\text{c}}}{u_{\Pi}^{\text{c}} \eta_0}, \quad (2.44)$$

де  $u_{\Pi}^{\text{c}}$  - кратність поліспаста стріли крана;  $u_{\Pi}^{\text{c}} = 3$ ;

$\eta_0$  - к.к.д. поліспаста стріли крана і блоків обвідних,

$$\eta_0 = \eta_{\text{п}} \eta_{\text{н.бл}}, \quad (2.45)$$

$\eta_{\text{п}}$  – к.к.д. поліспасти. За  $\eta_{\text{п}} = 0.97$ ;

$\eta_{\text{н.бл}}$  – к.к.д. напрямних блоків поліспасти, визначимо за формулою:

$$\eta_{\text{н.бл}} = z_{\text{н.бл}} \cdot \eta_{\text{бл}} = 2 \cdot 0.98 = 0.96.$$

$$\eta_0 = 0.97 \cdot 0.96 = 0.90.$$

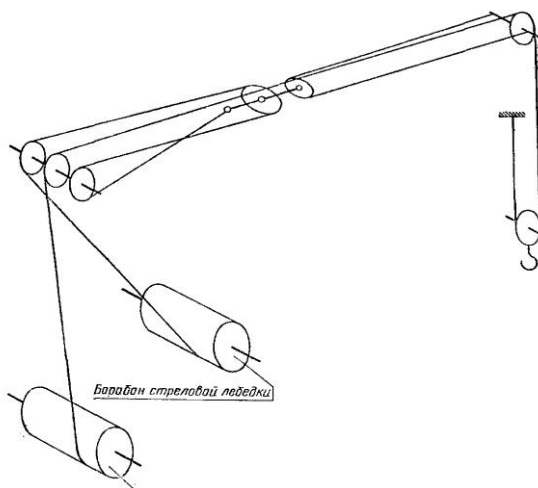


Рисунок 2.4 – Схема комплектування стрілового і вантажного поліспастів

Максимальне і мінімальне виникаюче зусилля в канаті стріли:

$$F_{\text{б max}}^c = \frac{F_{\text{п}}^{c \text{ max}}}{u_{\text{п}}^c \eta_0} = \frac{106905}{3 \cdot 0.90} = 18755 \text{ Н},$$

$$F_{\text{б min}}^c = \frac{F_{\text{п}}^{c \text{ min}}}{u_{\text{п}}^c \eta_0} = \frac{46632}{3 \cdot 0.90} = 8181 \text{ Н}.$$

Середнє розрахункове зусилля у вітці каната, що набігає на барабан приводу,

$$F_{\text{б.ср}}^c = \frac{F_{\text{б max}}^c + F_{\text{б min}}^c}{2} = \frac{18755 + 8181}{2} = 13468 \text{ Н}.$$

### 2.2.3 Розрахунок барабана та вибір каната механізму вильоту стріли крана

Розривне зусилля каната механізму вильоту стріли крана визначаємо за формулою:

$$S_{\text{разр}} = F_{\text{б max}}^c \cdot k \quad (2.46)$$

$$S_{\text{разр}} = 18755 \cdot 5,0 = 93775 \text{ Н} .$$

Приймаємо канат подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції  $6 \times 19$  (1 +6 +6 / 6) +1 о.с. діаметром  $d_k = 13,0$  мм з зусиллям розривним 97000 Н.

Діаметр барабана визначаємо згідно формули:

$$D = d_k e = 13,0 \cdot 18,0 = 234 \text{ мм} .$$

За рекомендаціями, необхідно приймати діаметр барабана механізму:

$$D_{\text{б}} = 0,85D = 0,85 \cdot 234 = 198,9 \text{ мм} .$$

Приймаємо за стандартним рядом нормальних лінійних розмірів  $D_{\text{б}}=200$ мм.

Приймаємо крок гвинтових канавок на барабані механізму  $t = 16$ мм.

Тоді. робоча довжина барабана механізму:

$$L_{\text{б}} = \frac{l_k t}{\pi m (m d_k + D_{\text{б}}) \varphi} , \quad (2.47)$$

де  $l_k$  – довжина каната, що намотується на барабан, м;

$$l_k = \Delta L \cdot u_{\text{п}}^c , \quad (2.48)$$

$\Delta L$  – хід поліспасти стріли крана, м;

$$\Delta L = L_{\text{max}} - L_{\text{min}} , \quad (2.49)$$

$L_{\text{max}}$ ,  $L_{\text{min}}$  – довжина поліспасти стріли крана за найбільшого і найменшого вильоту стріли, м;  $L_{\text{max}} = 12,9$  м,  $L_{\text{min}} = 11,3$  м.

$m$  – кількість шарів навивки каната на барабан;  $m = 1$ ;

$\varphi$  – коеф. нещільності навивки каната (для нарізного барабана  $\varphi = 1$ ).

$$\Delta L = 12,9 - 11,3 = 1,6 \text{ м} ;$$

$$l_k = 1,6 \cdot 3 = 4,8 \text{ м.}$$

Визначаємо розрахункову довжину барабана механізму:

$$L_{\sigma} = \frac{4,8 \cdot 0,016}{\pi \cdot 1 \cdot (1 \cdot 0,013 + 0,2) \cdot 1,0} = 0,115 \text{ м або } = 115 \text{ мм.}$$

#### 2.2.4 Вибір двигуна приводу зміни вильоту стріли крана

Потужність двигуна приводу зміни вильоту стріли крана:

$$P_c = \frac{F_{\sigma, \text{ср}}^c v_{\text{изм.в}}}{10^3 \eta}, \quad (2.50)$$

де  $\eta$  – к.к.д. механізму зміни вильоту стріли крана (приймаємо  $\eta=0.85$ );

$v_{\text{изм.в}}$  - швидкість переміщення стріли крана, м / с; ( $v_{\text{изм.в}} = 0.3$  м/с).

Потужність двигуна:

$$P_c = \frac{13468 \cdot 0,3}{10^3 \cdot 0,85} = 4,75 \text{ кВт.}$$

Потужність двигуна повинна бути згідно з умовою:

$$P_{\text{дв}} = (0,7 \dots 0,8) P_c \quad (2.51)$$

$$P_{\text{дв}} = (0,7 \dots 0,8) \cdot 4,75 = 3,33 \dots 3,8 \text{ кВт.}$$

Приймаємо крановий електродвигун типу МТФ 111 - 6, що за ПВ = 40% має потужність  $P_{\text{дв}} = 3.5$  кВт і частоту обертання  $n_{\text{дв}} = 895 \text{ хв}^{-1}$ .

#### 2.2.5 Вибір редуктора приводу зміни вильоту стріли крана

Частота обертання барабана приводу зміни вильоту стріли крана визначається за формулою:

$$n_{\sigma} = \frac{v_{\text{зм.в}}}{\pi D_{\sigma}}, \quad (2.52)$$

де  $v_{\text{зм.в}}$  – швидкість зміни вильоту стріли крана, м / хв ( $v_{\text{зм.в}} = 18$  м/хв).



$$n_{\phi} = \frac{18}{\pi \cdot 0,2} = 28,65 \text{ хв}^{-1}.$$

Визначаємо необхідне передаточне число редуктора приводу зміни вильоту стріли крана за формулою:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\phi}}. \quad (2.53)$$

$$u = \frac{895}{28,65} = 31,24$$

Тоді, розрахункова потужність редуктора приводу зміни вильоту стріли крана визначається за формулою:

$$P_p = k_p P_c$$

$$P_p = 1 \cdot 4,75 = 4,75 \text{ кВт}. \quad (2.56)$$

Приймаємо редуктор типу Ц2-250 з передаточним числом  $u_p = 32,42$  і потужністю на вхідному валі 11и5 кВт.

Тоді, фактична частота обертання барабана приводу зміни вильоту стріли крана визначається за формулою:

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p} \quad (2.57)$$

$$n_{\phi}^{\phi} = \frac{1000}{32,42} = 27,6 \text{ хв}^{-1}.$$

Дійсна швидкість намотування каната на барабан механізму:

$$v_{\kappa}^{\phi} = \pi D_{\phi} n_{\phi}^{\phi} = \pi \cdot 0,2 \cdot 27,6 = 17,3 \text{ м/хв, або } = 0,29 \text{ м/с}.$$

Відхилення від заданого значення складе:

$$\frac{v_{\kappa} - v_{\kappa}^{\phi}}{v_{\kappa}} \cdot 100\% = \frac{18 - 17,3}{18} \cdot 100\% = 3,9\%,$$

що знаходиться в межах допустимих значень.

Дійсний час переміщення стріли крана з крайнього нижнього положення розміщення в крайнє верхнє положення розміщення:

$$t_c^\phi = \frac{l_k}{v_k^\phi} \quad (2.58)$$

$$t_c^\phi = \frac{4,8}{0,29} = 16,6 \text{ с.}$$

### 2.2.6 Вибір гальма і муфт приводу зміни вильоту стріли крана

Номінальний момент на двигуні, визначаємо згідно формули:

$$T_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9550 \frac{3,5}{895} = 57,4 \text{ Н м.}$$

Мтатичний момент двигуна максимальний, визначається за формулою:

$$T_c^{\text{max}} = \frac{F_{\text{б max}}^c z D_{\text{б}}}{2u_p \eta}, \quad (2.59)$$

де  $z$  – кількість поліспаствів в системі зміни вильоту стріли крана;  $z = 1$ .

$$T_c^{\text{max}} = \frac{18755 \cdot 1 \cdot 0,2}{2 \cdot 32,42 \cdot 0,85} = 68,1 \text{ Нм.}$$

Розрахунковий момент муфти визначаємо за формулою:

$$T_M = T_M^{\text{ном}} \cdot k_1 \cdot k_2 = 68,1 \cdot 1,4 \cdot 1,1 = 104,9 \text{ Нм.}$$

Приймаємо втулково-пальцеву муфту № 1 з гальмівним барабаном діаметром 200мм та максимальним крутним моментом 500 Нм.

Статичний момент під час гальмування:

$$T_{c \text{ max}}^T = \frac{F_{\text{б max}}^c z D_{\text{б}} \eta}{2u_p} = \frac{18755 \cdot 1 \cdot 0,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 32,42} = 49,2 \text{ Нм.}$$

Потрібний гальмівний момент визначаємо за формулою:

$$T_T = T_{c \text{ max}}^T \cdot k_T = 49,2 \cdot 1,5 = 73,8 \text{ Нм.}$$

Приймаємо колодкове гальмо типу ТКП - 200 з діаметром гальмівного барабана 200 мм та моментом гальмівним 125 Нм, необхідно провести регулювання до необхідного моменту гальмівного  $T_T = 73.8 \text{ Нм.}$



плече сили ваги  $F_{\text{пл}}$  поворотної платформи  $l_4 = 0.7$  м;

значення відстані від осі аутригерах до осі обертання платформи  $l_5 = 1.7$  м.

### 2.3.2 Визначення опорних реакцій в поворотній частині крана і вибір підшипників

Визначаємо загальну масу поворотної частини крана стрілового:

$$m_{\text{пов}} = m_c + m_{\text{к.гр}} + m_{\text{пл}} = 786 + 1000 + 1220 = 3006 \text{ кг} .$$

Загальне вертикальне навантаження на опорний поворотний круг:

$$F_c = (m_{\text{пов}} + m_{\text{гр}})g = (3006 + 2000) \cdot 9,81 = 49109 \text{ Н} .$$

Умовне плече дії цієї сили:

$$l_c = \frac{(m_{\text{гр}}l_1 + m_c l_2 - m_{\text{к.гр}}l_3 - m_{\text{пл}}l_4)g}{F_c} \quad (2.60)$$

$$l_c = \frac{(2000 \cdot 10 + 786 \cdot 5,4 - 1000 \cdot 2,5 - 1220 \cdot 0,7) \cdot 9,81}{49109} = 4,2 \text{ м} .$$

Найбільший момент, який діє на опорно-поворотний круг крана:

$$T_{\text{оп}}^{\text{max}} = F_c l_c = 49,109 \cdot 4,2 = 206,3 \text{ кНм}.$$

Приймаємо роликівий однорядний опорно-поворотний круг крана №5 з внутрішнім зачепленням, який сприймає момент 320 кНм, вертикальне навантаження сили 100 кН, горизонтальне навантаження – 80 кН. Діаметр круга крана  $D = 1400$  мм, відповідно, по центру роликів  $D_{\text{кр}} = 1280$  мм, маса круга - 340 кг. Модуль зачеплення зубчастого  $m=12$ , кількість зубців  $z=92$ .

### 2.3.3 Визначення поворотних моментів опору переміщення

Момент статичний визначаємо за наступною формулою:

$$T_{\text{ст}} = \frac{0,025T_{\text{оп}}^{\text{max}} + 0,005F_c D_{\text{кр}}}{\sin \varphi_k}, \quad (2.61)$$

де  $\varphi_k$  – кут нахилу реакції опорної до горизонталі, °.

Осі роликів нахилені на кут  $45^\circ$ , отже і  $\varphi_k = 45^\circ$ .

$$T_{\text{ст}} = \frac{0,025 \cdot 206,3 + 0,005 \cdot 49,109 \cdot 1,28}{\sin 45^\circ} = 7,74 \text{ кНм} = 7740 \text{ Нм.}$$

Визначимо моменти опору повороту від навантажень вітрових, які діють на стрілу крана і вантаж за максимального і мінімального вильоту стріли (відповідно вантажі 2000кг і 5000кг). Тоді моменти, які виникають від цих сил:

$$T_{\text{в.с}}^{\text{min}} = F_c^{\text{p}} \cdot \left( r + \frac{L_c^{\text{r min}}}{2} \right) = 660 \cdot \left( 0,8 + \frac{3,4}{2} \right) = 1650 \text{ Нм,}$$

$$T_{\text{в.с}}^{\text{max}} = F_c^{\text{p}} \cdot \left( r + \frac{L_c^{\text{r max}}}{2} \right) = F_c^{\text{p}} \cdot l_2 = 660 \cdot 5,4 = 3564 \text{ Нм,}$$

$$T_{\text{в.г}}^{\text{min}} = F_{\text{г}}^{\text{p min}} \cdot R_{\text{min}} = 1065 \cdot 4,2 = 4473 \text{ Нм,}$$

$$T_{\text{в.г}}^{\text{max}} = F_{\text{г}}^{\text{p max}} \cdot R_{\text{max}} = F_{\text{г}}^{\text{p max}} \cdot l_1 = 600 \cdot 10 = 6000 \text{ Нм.}$$

Моменти опору повороту, що виникають через тиск вітру на вантаж і стрілу, при мінімальному і максимальному вильотах:

$$T_{\text{в.пов}}^{\text{min}} = T_{\text{в.с}}^{\text{min}} + T_{\text{в.г}}^{\text{min}} = 1650 + 4473 = 6123 \text{ Нм;}$$

$$T_{\text{в.пов}}^{\text{max}} = T_{\text{в.с}}^{\text{max}} + T_{\text{в.г}}^{\text{max}} = 3564 + 6000 = 9564 \text{ Нм.}$$

Розрахунковим приймаємо більший зі  $T_{\text{в.пов}}^{\text{min}}$  і  $T_{\text{в.пов}}^{\text{max}}$ , тобто, момент  $T_{\text{в.пов}} = 9564 \text{ Нм}$ . Подальший розрахунок будемо проводити для максимального вильоту стріли крана.

Момент опору обертанню, що виникає через крен крана визначаємо за формулою:

$$T_y = T_{\text{max}} \sin \alpha_y, \quad (2.62)$$

де  $\alpha_y$  – кут крену крана,  $^\circ$ .

Визначення моменту від дії сил інерції проводимо за такою методикою. Мінімальний час пуску (гальмування) для механізму повороту становить 2,5с, а максимальний – 8с. Приймаємо час пуску  $t_{\text{п}}=7\text{с}$ . Тоді, сумарний момент інерції мас поворотної платформи визначається за формулою:

$$J_{\text{пов.пл}} = \delta(J_{\text{гр}} + J_{\text{с}} + J_{\text{к.гр}} + J_{\text{пл}}) =$$

$$= \delta \left( m_{\text{гр}} l_1^2 + m_{\text{с}} \frac{l_{\text{с}}}{3} \cdot \frac{(3r + 2l_2)}{(2r + l_2)} \sin \Theta^{\max} + m_{\text{к.гр}} l_3^2 + m_{\text{пл}} l_1^2 \right) \quad (2.63)$$

$$J_{\text{пов.пл}} = 1,2 \cdot \left( 2000 \cdot 10^2 + 786 \cdot \frac{11}{3} \cdot \frac{(3 \cdot 0,8 + 2 \cdot 5,4)}{(2 \cdot 0,8 + 5,4)} \sin 57^\circ + 1000 \cdot 2,5^2 + 1220 \cdot 0,7^2 \right) = 253687 \text{ кг} \cdot$$

Момент який виникає від дії сил інерції

$$T_{\text{ин}} = 0,105 \frac{J_{\text{пов.пл}}}{t_{\text{п}}} n_{\text{кр}}, \quad (2.64)$$

де  $n_{\text{кр}}$  – частота обертів поворотної платформи крана,  $\text{хв}^{-1}$ .

$$T_{\text{ин}} = 0,105 \cdot \frac{253687}{7} \cdot 2,5 = 9513 \text{ Нм} \approx 9,5 \text{ кНм}.$$

### 2.3.4 Вибір двигуна приводу поворотної платформи

Сумарна потужність за усталеного переміщення, середньої сили вітри, середньому крені крана, визначається за формулою:

$$P_{\text{ск}} = \frac{T_{\text{ст}} + 0,7(T_{\text{в.пов}} + T_{\text{у}})}{9550 \eta_{\text{м}}} n_{\text{кр}}, \quad (2.65)$$

де  $\eta_{\text{м}}$  – к.к.д. механізму повороту ( $\eta_{\text{м}} = 0,7$ ).

$$P_{\text{ск}} = \frac{7740 + 0,7 \cdot (9564 + 3600)}{9550 \cdot 0,7} \cdot 2,5 = 6,34 \text{ кВт}.$$

Необхідна потужність для повороту крана, з врахуванням сил інерції:

$$P_{\text{пов}} = \frac{T_{\text{ст}} + T_{\text{в.пов}} + (1,1 \dots 1,3) T_{\text{ин}}}{9550 \psi_{\text{ср.п}} \eta_{\text{м}}} n_{\text{кр}}, \quad (2.66)$$

де  $\psi_{\text{ср.п}}$  – коеф. перевантаження двигуна під час пуску;  $\psi_{\text{ср.п}} = 1,45$ .

$$P_{\text{пов}} = \frac{7740 + 9564 + 1,2 \cdot 9513}{9550 \cdot 1,45 \cdot 0,7} \cdot 2,5 = 7,41 \text{ кВт} > P_{\text{ск}} = 6,34 \text{ кВт}.$$

Приймаємо крановий електродвигун МТФ 211 - 6, який при ПВ = 40% має потужність  $P_{\text{дв}} = 7,5$  кВт, частотою обертання  $n_{\text{дв}} = 930$   $\text{хв}^{-1}$ . Двигун фланцевого типу призначений для вертикальної установки і має два кінці:

один з'єднується з редуктором, а на другому встановлюється гальмівний шків.

### 2.3.5 Вибір редуктора приводу поворотної платформи

Передаточне число механізму в планетарному русі ведучої шестерні (внутрішнє зачеплення).

$$u_M = \frac{n_{дв}}{n_{кр}} - 1 = \frac{930}{2,5} - 1 = 371.$$

В автомобільних кранах широко застосовуються механізми повороту з планетарними редукторами для вертикальної установки. Для нашого механізму обираємо двоступінчастий планетарний редуктор типу РП – 78 - 126 - 7.5, призначений для приводу механізмів повороту крана та розрахований на двигуни МТІ 160 М або МТФ 211 - 6. потужністю 7.5 кВт за ПВ = 40%, з передаточним відношенням  $u_p = 126$  і частотою обертання валу  $1000 \text{ хв}^{-1}$ .

На веденому валу редуктора встановлюємо шестерню для взаємодії із зубчатим вінцем поворотного круга. Передавальне число відкритої пари складе  $u_{o.п} = 2,8$ . Модуль шестерні  $m=12$ . Тоді, кількість зубів шестерні:

$$z_1 = \frac{z_2}{u_{o.п}} = \frac{92}{2,8} = 33.$$

Дійсне передавальне число механізму повороту крана:

$$u_M^\Phi = u_p u_{o.п} = 126 \cdot 2,8 = 352,8 .$$

Дійсна частота обертання:

$$n_{кр}^\Phi = \frac{n_{дв}}{u_M^\Phi + 1} = \frac{930}{352,8 + 1} = 2,6 \text{ хв}^{-1} .$$

Дійсна частота обертання крана відхиляється на:

$$\frac{n_{кр}^\Phi - n_{кр}}{n_{кр}} \cdot 100\% = \frac{2,6 - 2,5}{2,6} \cdot 100\% = 3,9\% , \text{ даде значення є допустимим.}$$

Дійсний к.к.д. механізму повороту крана:

$$\eta^{\Phi} = \eta_M \eta_P \eta_{o.p.}, \quad (2.67)$$

де  $\eta_M$  – к.к.д. муфти ( $\eta_M = 0.9$ );

$\eta_{o.p.}$  – к.к.д. відкритої зубчастої передачі ( $\eta_{o.p.} = 0.96$ ).

$$\eta^{\Phi} = 0.99 \cdot 0.9 \cdot 0.96 = 0.86.$$

### 2.3.6 Вибір муфт і гальма приводу поворотної платформи

Визначаємо момент опору повороту на максимальному вильоті за формулою:

$$T_{\text{від}} = m_{\text{гр}} g l_1 \text{tg} \alpha_{\text{від}}, \quad (2.68)$$

де  $\alpha_{\text{від}}$  – кут осі відхилення вантажу від вертикалі,

$$\alpha_{\text{откл}} = \arctg \frac{F_{\Gamma}^{\text{p max}}}{m_{\text{гр}} g} = \arctg \frac{600}{2000 \cdot 9.81} = 1.75^{\circ}.$$

Отже

$$T_{\text{від}} = 2000 \cdot 9.81 \cdot 10 \cdot \text{tg} 1.75^{\circ} = 5995 \text{ Нм}.$$

Тоді, найбільший момент перевантаження:

$$T_{\text{max}} = \frac{T_{\text{ст}} + T_{\text{в.пов}} + T_{\text{у}} + T_{\text{від}}}{u_M^{\Phi} \eta^{\Phi}} = \frac{7740 + 9564 + 3600 + 5995}{352.8 \cdot 0.86} = 88.7 \text{ Нм}.$$

Тоді, момент для вибору муфти буде:

$$T_M = T_{\text{max}} k_1 k_2 = 88.7 \cdot 1.4 \cdot 1.1 = 136.6 \text{ Нм}.$$

Приймаємо пружну втулково-пальцеву муфту з крутним моментом 250 Нм та діаметром зовнішнім  $D_M = 140$  мм.

Гальмівний момент в механізмі повороту визначаємо за формулою:

$$T_T^{\text{max}} = (T_{\text{ин}} + T_{\text{в.пов}} + T_{\text{у}} - T_{\text{ст}}) \cdot \frac{\eta^{\Phi}}{u_M^{\Phi}} + \frac{\delta (J_P + J_M + J_{\text{ш}}) n_{\text{дв}}}{9.55 t_T}, \quad (2.69)$$

де  $J_M$  – інерційний момент в муфті,  $\text{кгм}^2$ ;

$$J_M = 0.1 m_M D_M^2 = 0.1 \cdot 2 \cdot 0.14^2 = 0.0039 \text{ кгм}^2;$$

$J_{\text{ш}}$  – інерційний момент шківа гальмівного,  $\text{кгм}^2$ ;



$$J_{\text{ш}} = \frac{D_{\text{ш}}}{2} 0,6 m_{\text{ш}} = \frac{0,2}{2} \cdot 0,6 \cdot 9,2 = 0,552 \text{ кгм}^2;$$

де  $t_{\text{T}}$  – час гальмування поворотного механізму.

Необхідний час гальмування механізму повороту повинен складати не більше 8с. Приймаємо  $t_{\text{T}} = 7\text{с}$ .

Отже

$$T_{\text{T}}^{\text{max}} = (9513 + 9564 + 3600 - 7740) \cdot \frac{0,86}{352,8} \cdot \frac{1,2 \cdot (0,115 + 0,0039 + 0,552) \cdot 930}{9,55 \cdot 7} = 47,6 \text{ Нм.}$$

Тоді гальмівний момент складе:

$$T_{\text{T}} = T_{\text{max}}^{\text{T}} \cdot k_{\text{T}} = 47,6 \cdot 1,5 = 71,4 \text{ Нм.}$$

Приймаємо гальмо ТКП - 200 для валів вертикальних з моментом гальмівним 125 Нм за ПВ = 40%; для гальмівного шківa з діаметром 200 мм. Гальмо потрібно відрегулювати на момент  $T_{\text{T}} = 71.4 \text{ Нм}$ .

## 2.4. Визначення параметрів гідроциліндра грейфера

За запропонованою схемою використано поршневий гідроциліндр двосторонньої дії з одностороннім штоком, який працює на прямому ході, для розрахунку застосуємо наступну формулу визначення діаметра гідроциліндра:

$$D_{\text{гц1}} = 2 \cdot \sqrt{F_{\text{еф}} / (\pi (p_{\text{н}} - p_{\text{з}} (1 / \varphi)) \eta_{\text{м}})}, \quad (2.70)$$

де  $D_{\text{гц1}}$  – діаметр гідроциліндра;

$F_{\text{еф}}$  – зусилля ефективно на штокоці гідроциліндра, для забезпечення зміщення центра ваги грейфера (18 кН);

$p_{\text{н}}$  – тиск номінальний;

$p_{\text{з}}$  – тиск під час зливу;

$\varphi$  – приймаємо рівним 1.33;

$\eta_{\text{м}}$  – механічний к.к.д. гідроциліндра ( $\eta_{\text{м}} = 0,98$ ).

Тоді:

$$D_{\text{гц1}} = 2\sqrt{18 \cdot 103 / (3.14 (6.3 - 0.95 (1 / 1.33)) 0.98 \cdot 103)} = 0.064 \text{ м.}$$

Приймаємо гідроциліндр  $D_{\text{гц1}} = 70 \text{ мм}$ .

Діаметри штоків гідроциліндрів визначимо за такою формулою:

$$d_{\text{ш1}} = \sqrt{D_{\text{гц1}} - (D_{\text{гц1}}/\varphi)}; \quad (2.71)$$

$$d_{\text{ш1}} = \sqrt{70 - (70 / 1.33)} = 34.9 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр штока гідроциліндра  $d_{\text{ш1}} = 36 \text{ мм}$  з ряду нормальних лінійних розмірів.

## 2.5. Технічне обслуговування крана стрілового

Ефективна експлуатація крана передбачає систематичне та досконале технічне обслуговування.

Технічне обслуговування стрілового крана здійснюється водієм, його помічником, черговими електриками та слюсарями.

Кожного дня, перед початком та після завершення роботи, необхідно виконати профілактичний огляд зовнішнього стану та регулярно перевіряти та затягувати ослаблені з'єднання болтові.

Машення здійснюється відповідно до схеми стрілового крана. Необхідно систематично реєструвати в журналі ведення роботи крана виявлені несправності та методи їх усунення.

Під час обслуговування крана необхідно:

- а) регулярно перевіряти затяжку болтових з'єднань та, якщо потрібно, підтягують болти та застопорюють;
- б) здійснювати своєчасне змащення поверхонь в яких виникає тертя;
- в) своєчасно виявляти, шляхом профілактичних оглядів агрегатів стрілового крана, ступінь зносу їх вузлів та деталей і вчасно замінювати їх, задля уникнення виникнення аварійних ситуацій.

## **3 ОХОРОНА ПРАЦІ**

### **3.1 Аналіз виникнення небезпечних ситуацій під час експлуатації автомобільного крана**

Охорона праці – це система законодавчих актів і відповідних їм соціально-економічних, гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Попадання людини в зону роботи. При організації будівельного майданчика, розміщення ділянок і робочих місць, проїздів, проходів необхідно встановити небезпечні для людей зони. Під небезпечною зоною розуміють частину простору, в якій діють постійно або виникають періодично чинники, що створюють загрозу життя і здоров'ю працюючих людей. Небезпечні зони забезпечуються знаками безпеки і написами встановленої форми. Всі небезпечні для людей зони розділяються на дві групи:

- I) Зони з постійно діючими небезпечними і виробничими чинниками;
- II) Зони з потенційно діючими небезпечними виробничими чинниками.

До першої зони можна віднести зони поблизу неізольованих токоведучих частин електроустановок, ліній електропередач (ЛЕП).

При виробництві будівельно-монтажних робіт в небезпечних зонах забезпечення безпеки робіт - задача першочергова.

Процес транспортування вантажу є послідовністю операцій завантаження, піднімання і вивантаження матеріалу з транспортера. Кожен з цих процесів містить свої небезпечні фактори, які можуть негативно вплинути на життя та здоров'я працівників при недотриманні правил техніки безпеки.

Під час роботи на автомобільному крані виникають такі небезпечні фактори як механічний, враження електричним струмом та вибуховий.

### 3.2. Система блокування двигуна крана

Для надійного блокування двигуна від випадкового включання при увімкнених робочих органах була розроблена система запобіжних засобів.

Система забезпечує наступні операції:

Блокування двигуна при:

- відхиленні важеля керування машиною від нейтрального
- при включеній лебідці
- при включеному будь-якому робочому механізмі

Система являє собою логічний елемент виконаний на транзисторно-транзисторній логіці і забезпечує надійну роботу протягом всього терміну експлуатації машини. Блокування виконується шляхом відключення живлення двигуна і не дозволяє запустити двигун при пасивному стані системи (у випадку її виходу її з ладу).

Знімання показів з робочих органів здійснюється за допомогою контактних і безконтактних датчиків, а також безпосередньо від управляючих магістралей.

Відхилення важеля керування машиною від нейтрального прослідковується за допомогою спеціального оптичного датчика, встановленого безпосередньо біля важеля. Датчик має закриту конструкцію і працює в інфрачервоному діапазоні. Його конструкція виключає можливість хибного спрацювання внаслідок забруднення.

Сигнал про режим роботи одержується з роз'єму перемикача режиму роботи машини.

Сигнал про включений будь-який робочий орган отримується внаслідок сумування сигналів від органів керування.

Схема побудована таким чином, що дозволяє увімкнути двигун тільки за наявності сигналів увімкнення транспортного режиму, включеній нейтралі і відсутності сигналів від органа управління конвеєром чи будь-якого агрегату.

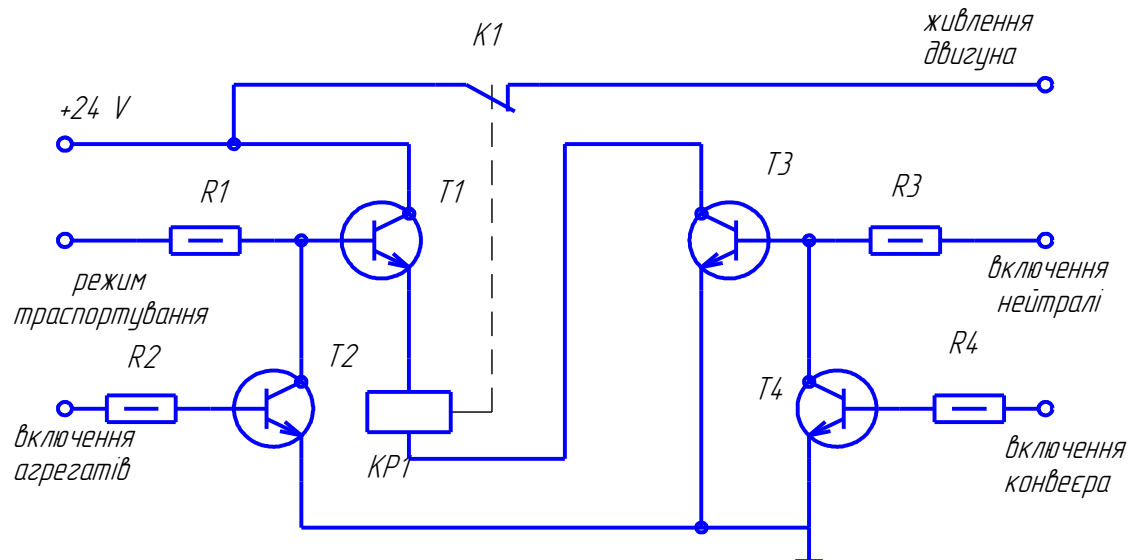


Рисунок 4.1 – Схема принципова

Дана схема забезпечить підвищення охорони праці підчас роботи з краном.

### 3.3 Інструкції для машиністів автомобільних кранів

#### Загальні вимоги безпеки

1.1. До самостійної роботи на автомобільному крані допускаються особи не молодше 18 років, не мають протипоказань за станом здоров'я, які пройшли:

- вступний інструктаж;
- інструктаж з пожежної безпеки;
- первинний інструктаж на робочому місці;
- інструктаж з електробезпеки на робочому місці.

1.2. Машиніст повинен проходити:

- повторний інструктаж з безпеки праці на робочому місці не рідше, ніж через кожні три місяці;
- позаплановий інструктаж: при зміні технологічного процесу або правил з охорони праці, заміні або модернізації автомобільного крана, пристроїв та інструменту, зміні умов та організації праці, при порушеннях інструкцій з

охорони праці, перервах в роботі більш ніж на 60 календарних днів (для робіт, до яких пред'являються підвищені вимоги безпеки - 30 календарних днів);

- диспансерний медичний огляд - 1 раз на 2 роки.

### 1.3. Машиніст зобов'язаний:

- дотримуватися правил внутрішнього трудового розпорядку, встановлені на підприємстві;
- дотримуватися вимог цієї інструкції, інструкції про заходи пожежної безпеки, інструкції з електробезпеки;
- дотримуватися вимог до експлуатації автокрана;
- використовувати за призначенням і дбайливо ставитися до виданих засобів індивідуального захисту.

При роботі на крані машиніст повинен мати при собі посвідчення на право керування краном даного типу.

### **Вимоги безпеки перед початком роботи**

1.1. Переконатися в справності і надіти справну одяг, застібнувши його на всі гудзики, волосся прибрати під головний убір.

1.2. Зовнішнім оглядом переконатися у справності всіх механізмів, металоконструкцій та інших частин крана, а так само в надійності ґрунту на місці майбутньої роботи крана.

- Оглянути механізми крана, їх кріплення і гальма.
- Перевірити справність огорож.
- Перевірити змащення механізмів, канатів.
- Оглянути в доступних місцях металоконструкції, стан канатів та їх кріплення.
- Оглянути гак і його кріплення в обоймі.
- Перевірити комплектність противаги.

1.3. Машиніст зобов'язаний разом зі стропальниками перевірити справність знімних вантажопідіймальних пристосувань і наявність на них клейм або бірок з вказівками вантажопідйомності, дати випробування та номери.

1.4. Після огляду крана перед його пуском в роботу машиніст, переконавшись у дотриманні необхідних габаритів наближення, зобов'язаний перевірити всі механізми на холостому ході та справність дій: механізмів крана та електричної апаратури, приладів і пристроїв безпеки, гальм і гідросистеми на крані з гідроприводом.

1.5. При виявленні під час огляду і перевірки крана несправностей і недоліків в його стані, які перешкоджають безпечній роботі, і при неможливості їх усунення своїми силами машиніст, не приступаючи до роботи повинен повідомити про це особу, відповідальну за справний стан крана і довести до відома особу, відповідальну за проведення робіт з переміщення вантажів кранами.

1.6. Машиніст не повинен приступати до роботи на крані за наявності таких несправностей:

- тріщини або деформації в металоконструкціях крана;
- тріщини в елементах підвіски стріли (сережках, тяжках і т.п.), відсутності шплінтів і раніше наявних затискачів у місцях кріплення канатів або ослаблене кріплення;
- кількість обривів дротів стрілового або вантажного канатів або поверхневе спрацювання, що перевищує встановлену норму, обірвана пасмо або місцеве ушкодження;
- дефект механізму підйому вантажу або механізму підйому стріли, що загрожує безпеці роботи;
- пошкодження деталей гальма механізмів підйому вантажів або стріли;
- знос гаків в зіві, що перевищує 10 відсотків первісної висоти перерізу; несправне пристрій, що замикає зів гака, порушено кріплення гака в обоймі;
- несправний або відсутній обмежувач вантажопідйомності або сигнальний прилад;
- пошкоджені або не укомплектовані додаткові опори, стабілізатори з підресорною ходовою частиною;
- відсутня огорожа механізмів і незахищених частин електроустаткування.

### **Вимоги безпеки під час роботи**

- 1.1. Під час роботи механізмів крана машиніст не повинен відволікатися від своїх прямих обов'язків, а так само виконувати чистку, змащування і ремонт механізмів.
- 1.2. При роботі крана кранівник повинен керуватися вимогами даної інструкції та інструкції підприємства-виробника.
- 1.3. У випадку, якщо машиніст відлучається, він зобов'язаний зупинити двигун, що приводить у рух механізми крана, прибрати ключ запалювання. Входити і виходити з кабіни під час роботи механізмів пересування, обертання або підйому не дозволяється.
- 1.4. Перш ніж здійснити будь-який рух краном, машиніст зобов'язаний переконатися, що його помічник і стажист перебувати в безпечних місцях, а в зоні роботи крана немає сторонніх людей.
- 1.5. Завантажувати та розвантажувати платформи, автомашини та причеми дозволяється лише за відсутності людей на транспортних засобах.
- 1.6. Встановлювати гак над вантажем необхідно так, щоб виключалося косе натяг троса.
- 1.7. При підйомі вантажу необхідно його підняти на висоту 200-300 мм, щоб переконатися у правильності стропування, стійкості крана і справності дії гальм.
- 1.8. При підйомі вантажу відстань між обіймою гака та блоками на стрілі повинна бути не менше 500мм .
- 1.9. При підйомі стріли необхідно стежити, щоб вона не піднімалася вище положення, відповідного найменшому робочому вильоту.
- 1.10. Виробництво робіт кранами на відстані ближче 30м виконуються за нарядом-допуском.
- 1.11. До виконання робіт у вибухонебезпечних зонах або з отруйними, їдкими вантажами кранівник може приступити тільки після отримання письмової вказівки від особи, відповідальної за безпечне проведення робіт кранами.



1.12. Якщо в роботі механізмів крана була перерва, то перед початком пересування крана або поворотом його стріли машиніст повинен подати попереджувальний сигнал.

1.13. Пересування крана під лінією електропередач проводиться при опущеній стрілі (у транспортному положенні). Знаходження стріли в будь-якому робочому положенні в цьому випадку не допускається.

1.14. Машиніст зобов'язаний встановлювати кран на додаткові опори у всіх випадках, коли таку установку вимагає інструкція з експлуатації, при цьому стежити за справністю опор і під них повинні бути підкладені міцні та стійкі підкладки. Підкладки під додаткові опори автокрана є інвентарної приналежністю крана і постійно повинні знаходитися на крані.

1.15. Установка крана на підмостки та перекриттях може здійснюватися лише з письмового дозволу адміністрації підприємства, що експлуатує кран, і лише після перевірки міцності риштування або перекриттів. Установка автомобільних кранів на краю укосу або траншеї допускається тільки з дозволу адміністрації при дотриманні відстаней від основи укосу траншеї до найближчої опори передбачених правилами безпеки. При неможливості дотримання цих вимог укiс необхідно зміцнити.

### **Вимоги безпеки після закінчення роботи**

1.1. Після закінчення роботи крана машиніст зобов'язаний встановити стрілу і гак у положення, яке визначається інструкцією заводу - виготовлювача з монтажу та експлуатації автокрану.

1.2. У разі помічених несправностей у роботі крана необхідно скласти заявку на поточний ремонт з переліком несправностей, що підлягають усуненню і передати її особі, відповідальну за справний стан крана.

1.3. Зняти і прибрати спеціальний одяг у шафу, вимити руки та обличчя з милом, прийняти душ. Застосовувати для миття хімічні речовини забороняється.

#### 4. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

Розрахунок експлуатаційних затрат на експлуатацію грейфера.

Прямі експлуатаційні затрати на одиницю виконаної роботи дорівнюють:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \text{ грн./год}, \quad (4.1)$$

де:  $C_1$  – оплата праці водіїв, грн./ год.

$C_2$  – вартість витрачених паливно-мастильних матеріалів, грн./ год.;

$C_3$  – відрахування на амортизацію крана, грн./ г од;

$C_4$  – відрахування на поточний ремонт і тобслуговування, грн./год;

Оплату праці водіїв визначаємо за формулою:

$$C_1 = \frac{m \cdot \Pi}{W_{зм}}, \text{ грн./ год} \quad (4.2)$$

де:  $m$  – кількість машиністів, що обслуговують один кран;

$\Pi$  – оплата праці за норму виробітку 500, грн./м<sup>3</sup>;

$W_{зм}$  – змінна продуктивність крана, м<sup>3</sup>/год.

$$C_1 = \frac{1 \cdot 500}{5,2} = 96,2, \text{ грн./ год};$$

$$C_1 = \frac{1 \cdot 500}{6,24} = 80,1, \text{ грн./ год}.$$

Вартість паливно-мастильних матеріалів визначаємо за формулою:

$$C_2 = C_k \cdot Q, \text{ грн/ год}. \quad (4.3)$$

де:  $C_k$  – комплексна ціна одного кілограма палива, грн.;

Ціна дизельного пального ( $C_0=52,4$  грн.).

$Q$  – витрата палива, кг/ год.

Для порівняння розраховуємо вартість затрачених ПММ для базового крана з удосконаленим грейфером. В такому разі для базового крана витрата пального буде однаковою. Для другого крана витрата пального буде на 20 % меншою, в порівнянні з базовим.

$$C_2 = 52,4 \cdot 39 = 2043,6 \quad C_{н1} = 10,4 \cdot 39 = 405,6 \text{ грн/год.}$$

$$C_2 = 52,4 \cdot 46,8 = 2433,6 \quad C_{н1} = 10,4 \cdot 46,8 = 486,72 \text{ грн/год.}$$

Відрахування на амортизацію визначаємо за формулою:

$$C_3 = \frac{B_a \cdot a_a}{100 \cdot W_z \cdot t_a}, \text{ грн./ год.} \quad (4.4)$$

де:  $B_a$  – балансова вартість крана, грн;

$a_a$  – нормативні відрахування на амортизацію крана, грн.;

$W_z$  – годинна продуктивність крана, м<sup>3</sup>;

$t_a$  – нормативне або фактичне завантаження крана, год.

$$C_{a2} = \frac{1735000 \cdot 0.16}{100 \cdot 5.2 \cdot 1000} = 0.53 \text{ грн./ год.}$$

$$C_{a2} = \frac{1805000 \cdot 0.16}{100 \cdot 6.24 \cdot 1000} = 0.46 \quad C_{a2} = \frac{180500 \cdot 0.16}{100 \cdot 6.24 \cdot 1000} = 0.046 \text{ грн./ год.}$$

Відрахування на технічне обслуговування і поточний ремонт визначаємо за формулою:

$$C_4 = \frac{B_a \cdot P_a}{100 \cdot W_z \cdot t_a}, \text{ грн./ год.} \quad (4.5)$$

де:  $P_a$  – нормативні відрахування на ТО і ремонт крана, грн.;

$$C_4 = \frac{1735000 \cdot 0.12}{100 \cdot 5.2 \cdot 1000} = 0,4 \text{ грн./ год.}$$

$$C_4 = \frac{180500 \cdot 0.12}{100 \cdot 6.4 \cdot 1000} = 0,34 \text{ грн./ год.}$$

$$C_1 = 96,2 + 2043,6 + 0,53 + 0,4 = 2140,73 \text{ грн./ год.}$$

$$C_2 = 80,1 + 2433,6 + 0,46 + 0,34 = 2514,52 \text{ грн./ год.}$$

Оскільки  $C_1 \cdot 2 = 4281,46$  грн./ год.

$$C_2 = 2514,52 \text{ грн./ год.}$$

Приведені затрати визначаємо за формулою:

$$П_з = C \cdot E \cdot K, \text{ грн./ год.} \quad (4.6)$$

де:  $E$  – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень,  
 $E=0,15$ ;

$K$  – капіталовкладення, грн.;

$$K = \frac{B_a}{W_z \cdot t_a}, \text{ грн./ год.} \quad (4.7)$$

$$K_1 = \frac{1735000}{5.2 \cdot 1000} = 333,7 \text{ грн./ год.}$$

$$K_2 = \frac{1805000}{6.4 \cdot 1000} = 282 \text{ грн./ год.}$$

$$П_1 = 4281,46 \cdot 0,15 \cdot 333,7 = 214308,48 \text{ грн./ год.}$$

$$П_2 = 2514,52 \cdot 0,15 \cdot 282 = 106364,19 \text{ грн./ год.}$$

Економічний ефект від виробництва і використання за строк нової машини становить:

$$E_u = (C_1 - C_2) \cdot t_a, \quad (4.8)$$

де  $a_n$  - коефіцієнт змінності,  $k = 1,5$ .

$$E_u = (4281,46 - 2514,52) \cdot 1000 = 1767210 \quad E_u = (851,6 - 499,6) \cdot 1000 = 352000$$

грн.;

Строк окупності додаткових капіталовкладень, років:

$$T_{ок} = \frac{D_k}{E_u \cdot k}, \quad (4.9)$$

де  $D_k$  - додаткові капіталовкладення на виготовлення,  $D_k = 70000$  грн.;

$k$  - коефіцієнт частки доходу ( $E_p$ ) який відображає, суму яка покриває витрати  $k = 0,05$ .

$$T_{ок} = \frac{70000}{1767210 \cdot 0,05} = 0,79 \text{ роки.}$$

## ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

Після аналізу існуючих грейферів були виявлені їхні основні недоліки, які виникають під час експлуатації.

Запропонована конструкція, у порівнянні з відомою, дозволяє збільшити ресурс працездатності за рахунок зниження навантаження на робочі органи крана під час роботи грейфера. Це досягається шляхом усунення явища "присмоктування" корпусу грейфера до вантажу.

У конструкційній частині проведено розрахунок елементів крана та його складових частин. Також розраховано гідроциліндр грейфера, який забезпечує ексцентричний відокремлення його від вантажу.

Приведено необні заходи з охорони праці на під час експлуатації стрілового крана.

Після проведення економічного аналізу встановлено, що витрати на вдосконалення грейфера та реалізацію проекту є досить невеликими. Впровадження буде прибутковим і забезпечить конкурентоспроможність.

**БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК**

1. Бондарєв В.С. та ін. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин.- К.: Вища школа, 2009.-734с.
2. Булей І. А. Проектування підприємств з виробництва і ремонту сільськогосподарських машин. – К.: Вища школа, 1993. – 288с.
3. Білявський Г.О., Падун М.М., Фурдуй Р.С. Основи загальної екології. – К.: Либідь, 1995. – 368 с.
4. Бутко Д.А., Луценков В.Л., Лехман С.Д. Практикум з охорони праці. – К.: Урожай, 1995. – 144 с.
5. Ванін В. В., Блюк А. В., Гнітецька Г. О. Оформлення конструкторської документації : Навч. посібн. 4-те вид., випр. і доп. – К.: Каравела, 2012. – 200с.
6. Гряник Т.М. та ін. Охорона праці. – К.: Урожай, 1997. – 272 с.
7. Депутат О. П., Коваленко І. В., Мужик І. С. Цивільна оборона. – Львів. : Афіша, 2001. – 236 с.
8. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. – К.: Вища школа, 1993.- 413 с.
9. ДСТУ 3321:2003. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять.
10. ДСТУ ISO 128-1:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 1. Передмова та покажчик понять стандартів ISO серії 128.
11. ДСТУ ГОСТ 2.001:2006 Єдина система конструкторської документації. Загальні положення (ГОСТ 2.001-93, ІДТ)
12. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування. – Львів : Новий світ-2000, 2006. – 252 с.
- 13.Каталог з експлуатації кранів та обладнання.
- 14.Механізація переробних підприємств//Методичні рекомендації з курсового і дипломного проектування. – Львів.: Львівський державний аграрний університет, 1997. – 20 с.

15. Назарук М.М. Основи екології та соціоекології. – Львів.: “Афіша”, 1999. – 256 с.
  16. Патент на корисну модель 11863.
  17. Коруняк П.С., Баранович С.М. Підйомно-транспортні машини. Лабораторний практикум- ЛНАУ, 2005.
  18. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
  19. Стукалець І. Г. Основи інженерного аналізу технічних об’єктів. Курс лекцій для студентів інженерних спеціальностей. Львів : ЛНУП, 2022. – 109 с.
  20. Стукалець І. Г., Швець О. П. Методичні рекомендації до оформлення графічної частини кваліфікаційної роботи освітнього рівня «Бакалавр» для студентів факультету механіки та енергетики за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування». Львів : ЛНАУ, 2021. – 62 с.
  21. Стукалець І. Г., Березовецький С. А., Баранович С. М. «Оформлення робочих креслеників складальних одиниць». Методичні рекомендації до виконання лабораторної роботи з дисципліни інженерна та комп’ютерна графіка. Львів : ЛНАУ – 2017 р. – 29 с.
- Чернілевський Д.В., Павленко В.С., Любик М.В. Деталі машин. – К.: НМК130, 1992. – 360 с.