

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинний вимір
(повне найменування інституту, факультету)
Зв'язок машин та ЕТМ
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка
до дипломного проекту (роботи)

Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження функціональних
особливостей механізму спеціального дрона
Q50/165

Виконав: студент(ка) II курсу, групи МЗМ-21

Спеціальності 133 Інженерне машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Дослідження функціональних особливостей механізму спеціального дрона
Мокенко Т. Е.
(прізвище та ініціал)

Керівник Рябенко Р. О.
(прізвище та ініціал)

Рецензент Сидоренко М. В.
(прізвище та ініціал)

20 25

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

Інститут, факультет Машинобудівний
 Кафедра Деталі машини та ДДМ
 Ступінь вищої освіти магістр
 Спеціальність 133 Технологічне машинобудування
 (код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) Технологічне машинобудування
 (найменування освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Завідувач кафедри [підпис]
 « » 20 року

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

Коваленко Тарас Сергійович
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Дослідження процесу зчеплення коліс на автомобілі спеціального призначення А2501168

керівник проєкту (роботи) Прокоп Роман Вікторович, канд. тех. наук
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «30» жовтня 2025 року № 488

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 15.11.2025

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Кран автомобіль вантажопідіймальності 50 т, довжини механізмів 50 т та 16 т відповідно, пр. 18, 35 м.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок механізму гальмівної підв. 2. Розрахунок механізму доп. механізму підв. механізму вантажів. 3. Розрахунок механізму переміщення вантажів. 4. Розрахунок механізму переміщення крана.

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

1. Загальний вид. 2. Механізм механізму. 3. Механізм механізму підв. механізму. 4. Механізм механізму механізму. 5. Підвіска

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Фрахов Р.О.	 3. 11. 2025	
2	Фрахов Р.О.	 10. 11. 2025	
3	Фрахов Р.О.	 17. 11. 2025	
4	Фрахов Р.О.	 01. 12. 2025	

7. Дата видачі завдання «30» листопада 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розробка механізму загальної інформації	03. 11. 2025	
2	Розробка механізму діяльності підприємства	14. 11. 2025	
3	Розробка механізму просування бізнесу	21. 11. 2025	
4	Розробка механізму просування країн	05. 12. 2025	

Студент

 (підпис)  (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

 (підпис)  (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 91 с., 13 рис., 20 табл., 18 джерел.

Об'єкт дослідження – мостовий спеціальний кран.

Мета роботи – дослідити роботу механізмів мостового крану, розглянути можливі варіанти щодо його модернізації.

Проектний кран працює в важкому режимі, призначений для обслуговування ливарного цеху Запоріжсталь. В цеху якого він встановлений і виконує роботу.

В результаті розрахунків (аналізу) була перевірена можливість зменшення маси візка. Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації крана.

КРАН, КАНАТ, БЛОК, ТРАВЕРСА, ВІСЬ, ПІДВІСКА, НАПРУЖЕННЯ, ПІДШИПНИК, ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМА, МУФТА, ШКІВ, ВІЗОК, БУКСА.

ЗМІСТ

Завдання на проект	2
Реферат	4
Зміст.....	5
Вступ	8
1 Розрахунок механізму головного підйому.....	10
1.1 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	10
1.2 Вибір вантажного канату.....	10
1.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	11
1.4 Вибір гака.....	13
1.5 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	14
1.6 Вибір редуктора	15
1.7 Вибір гальм.....	16
1.8 Вибір муфт.....	16
1.9 Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону	17
2 Розрахунок механізму допоміжного підіймання вантажу.....	19
2.1 Вибір схеми та кратності поліспасти	19
2.2 Вибір вантажного каната	19
2.3 Розрахунок блоків та барабана	20
2.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	22
2.5 Розрахунок елементів підвіски	23
2.6 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	27
2.7 Вибір редуктора	28
2.8 Вибір гальм.....	29
2.9 Вибір муфт.....	29
2.10 Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону.....	30
3 Розрахунок механізму пересування візка	32
3.1 Вибір схеми механізму пересування візка	32
3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	32
3.3 Вибір ходових коліс	33

3.4 Опір пересуванню візка	33
3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір	34
3.6 Вибір редуктора.....	35
3.7 Вибір муфти.....	35
3.8 Вибір гальма	36
3.9 Перевірка двигуна за часом розгону	38
3.10 Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою.	39
4 Розрахунок механізму пересування крана	40
4.1 Вибір схеми механізму пересування крана	40
4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	41
4.3 Вибір ходових коліс	41
4.4 Опір пересуванню крана	41
4.5 Визначення потужності двигуна, його вибір	42
4.6 Вибір редуктора	43
4.7 Вибір муфт	44
4.8 Вибір гальм.	45
4.9 Перевірка двигуна за часом розгону	47
4.10 Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою.	48
5 Розрахунок металоконструкції крана	49
5.1 Вибір матеріалу	49
5.2 Розрахунок навантажень	49
5.3 Розрахунок головної балки	50
5.4 Розрахунок кінцевої балки	54
5.5 Розрахунок опорного зварного з'єднання	58
6 Охорона праці	60
6.1 Аналіз потенційних небезпек	60
6.2 Заходи по забезпеченню безпеки	63
6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	65
6.4 Заходи пожежної безпеки	68
6.5 Заходи цивільної оборони	70
7 Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану	76

8 Керівництво з експлуатації.....	81
8.1 Технічний опис.....	81
8.2 Технічне обслуговування крана.....	83
8.3 Інструкція для експлуатації.....	88
Висновок... ..	89
Перелік посилань	90

ВСТУП

В умовах сучасних ринкових відносин дуже актуальним є питання зниження собівартості продукції. Користувач віддає перевагу тій продукції, яка має найнижчу вартість при встановлених показниках якості. Тому всіма підприємствами вишукуються шляхи зниження собівартості виготовлення продукції. Одним із шляхів зниження собівартості є проведення модернізації діючого обладнання з метою покращення його експлуатаційних показників, підвищення рівня механізації виробництва.

В даному проекті пропонується виконати модернізацію мостового електричного крану вантажопідіймальністю 50/16 т., який працює на заводі Запоріжсталь. Модернізація передбачає заміну старого візка на новий, з метою зменшення ваги крана, завдяки чому зменшиться вартість крана й тиск на колону цеху від маси крана й підіймаємого вантажу і це дозволить працювати у цехах, яких обмежено навантаження на колону. Стандартний візок, вантажопідйомністю 50/16 т. важить 13,5т., а новий візок важить 8 т. Зменшення маси візка виходить за рахунок зміни норм розрахунків, правил устрою й безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів, застосування нового обладнання.

Технічна характеристика мостового ливарного крану

Параметр крану	
Вантажопідйомність механізму підйому, т:	
головного	50
допоміжного	16
Проліт, м	18,35
Висота підйому, м:	
головного	13
допоміжного	16
Режим роботи механізму:	
головного підйому	важкий (5М)
допоміжного підйому	важкий (5М)
пересування головного візка	важкий (5М)
пересування допоміжного візка	важкий (5М)
пересування крану	важкий (5М)
Швидкість підйому, м/с:	
головного	0,1
допоміжного	0,27
Швидкість пересування, м/с:	
крану	1,43
візка	0,73
Вага крану, т	50,3
Род тока	Змінний, 380В

1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

1.1. Вибір схеми та кратності поліспада.

За вантажопідйомністю крана $Q=50\text{т}$ та конструкцією приймаємо поліспаст кратністю $i_{\text{п}}=5$.

Визначаємо ККД поліспада

$$\eta_{\text{п}} = (1 + \eta + \dots + \eta^{i_{\text{п}}-1}) / i_{\text{п}} = (1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3 + 0,98^4) / 5 = 0,96 \quad (1.1)$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блока, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість каната;

$i_{\text{п}} = 5$ – кратність поліспаду.

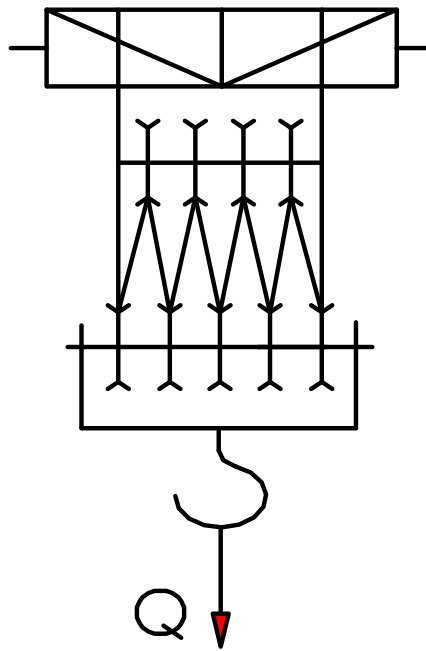


Рисунок 1.1. Схема запасовки механізму головного підйому.

1.2. Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держгірпромнагляд канат вибираємо за розривним зусиллям: $F_{\text{розр}} = Z_p \times F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{гост}}$,

де Z_p – коефіцієнт використання каната; $Z_p = 7,1$ – для групи режиму роботи 5М [9. ст.32, таб.];

$F_{\max}$ – найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{\max} = 10^4 \times (Q + G_{\text{п}}) / a \times i_{\text{п}} \times \eta_{\text{п}} \times \eta^m = 10^4 \times (50 + 1,66) / 2 \times 5 \times 0,96 \times 0,98^4 = 44432 \text{ Н} = 44,4 \text{ кН}. \quad (1.2)$$

де Q – номінальна маса вантажу;

$Q = 50 \text{ т}$;

a – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

$a = 2$ [рис. 1.1];

m – кількість відхиляючих блоків; $m = 4$;

$G_{\text{п}}$ - маса гакової підвіски; приймаємо: $G_{\text{п}} = 1,66 \text{ т}$.

$F_{\text{розр}} = 7,1 \times 44,4 = 315,24 \text{ кН}$.

Обираємо сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-3 конструкції 6×25+1 о. с. за ГОСТ 7665-80, з умовним позначенням:

Канат 24 –Г– В–С–Н– 1764 ГОСТ 7665-80.

Таблиця 1.1 - Характеристика каната [1, ст. 246, таб. V.2.3]

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	24
Маркувальна група, МПа	1764
Розрахункова площа перерізу, мм ²	216,42
Розрахункова вага 1000 м каната, кг	2132
Розривне зусилля, кН	316,5

1.3. Розрахунок блоків та барабана

1.3.1. Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого канату

$$D_{\min} = h \times d_{\text{к}}, \quad (1.3)$$

де $d_{\text{к}}$ - діаметр канату; $d_{\text{к}} = 24 \text{ мм}$;

h - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи [9, ст. 32, таб. 4];

$h_1 = 22,4$ – для барабана;

$h_2 = 25$ — для блока;

$h_3 = 16$ — для відхиляючого блока;

$D_{\min \delta} = 22,4 \times 24 = 537,6$ мм, приймаємо: $D_{\delta} = 800$ мм,

$D_{\min \text{ бл}} = 25 \times 24 = 600$ мм, приймаємо: $D_{\text{бл}} = 600$ мм,

$D_{\min \text{ від бл}} = 16 \times 24 = 384$ мм, приймаємо: $D_{\text{бл}} = 550$ мм.

1.3.2 Розміри барабана

Визначаємо число витків нарізки на барабані з урахуванням 1,5 витка запасних та 3 витків, що необхідні для кріплення каната.

$$Z = (H \times i_n) / (\pi \times D) + (4 \dots 4,5) = (13 \times 5) / (3.14 \times 0,8) + (4 \dots 4,5) = 29,9 \dots 33,4$$

Приймаємо: $Z = 32$.

Довжина нарізки на барабані :

$$l = Z \times p = 32 \times 27 = 864 \text{ мм.} \quad (1.4)$$

де p – крок каната на барабані;

$$p > 1,1 \times d_k = 1,1 \times 24 = 26,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $p = 27$ мм.

Довжину барабана визначимо конструктивно.

Товщину стінки сталевго барабана визначаємо за формулою $\delta = 1,2 \times d_k = 1,2 \times 24 = 28,8$ мм . З умов технології виготовлення відлитих барабанів приймаємо $\delta_{\delta} = 30$ мм .

Стінки барабану перевіряємо по напруженню стиску

$$\sigma_{\text{ст}} = F_{\max} / \delta \times p \leq [\sigma]_{\text{ст}} \quad (1.5)$$

Напруження стиску

$$\sigma_{\text{ст}} = 56,4 / 0,03 \times 0,027 = 69,2 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ст}} = 120 \text{ МПа}$$

де $[\sigma]_{\text{ст}}$ – допустиме напруження стиску (для барабана зі сталі 25Л, $[\sigma]_{\text{ст}} = 120$ МПа).

1.3.3. Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами Ø26 мм для гвинтів М24 [11]. Матеріал гвинтів – сталь 35, з допустимим напруженням розтягу $[\sigma]_p=60$ МПа, що дозволяє не враховувати згин, концентрацію напружень і таке інше.

Зусилля, що діє на канат в місці кріплення

$$F_k = F_{\max} / e^{f \times \alpha} = 44,4 / e^{0,16 \times 3\pi} = 9,9 \text{ кН}, \quad (1.6)$$

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

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

$\alpha = 3\pi$ – (1,5 витка) – кут охоплення барабана незмотуємими гілками, прийнятий за правилами Держгірпромнагляд.

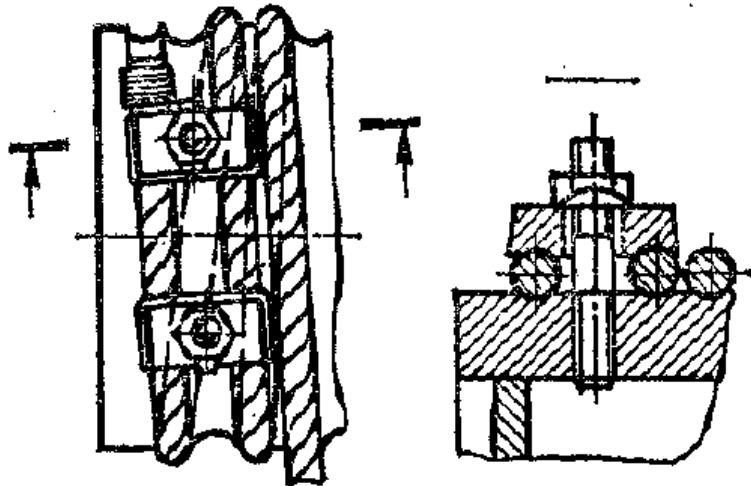


Рис.1.3. Кріплення каната до барабана за допомогою накладок.

Необхідне число болтів кріплення канату

$$Z = (3 \times F_k) / (d_1^2 \times [\sigma]_p) = (3 \times 9900) / (0.019491^2 \times 50 \times 10^6) = 1,4 \quad (1.7)$$

де $d_1 = 19,491$ мм – внутрішній діаметр різьби болта М24;

Приймаємо: $Z = 2$.

1.4. Вибір гака

1.4.1. Гак обираємо за номінальною вантажопідіймальністю $Q=50$ т та групою режиму роботи 5М. Обираємо дворогий пластинчатий гак №1 тип 2, з умовним позначенням: *Гак 1-2(ГОСТ 6619-75)*. [1, табл. V.3.4.]

1.5. Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун обираємо з каталогу по статичній потужності

$$P_{\text{ст}} = (10 \times Q_{\text{max}} \times V_{\text{п}}) / \eta_{\text{з}} \quad (1.8)$$

$$\text{де } Q_{\text{max}} = (Q + G_{\text{т}}) = 51,66 \text{ т}; \quad (1.9)$$

$V_{\text{п}} = 0,1 \text{ м/с}$ – швидкість підйому вантажу;

$\eta_{\text{з}}$ – загальний ККД механізму підйому,

$\eta_{\text{з}} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{р}} = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,98^2 = 0,88$ – ККД, відповідно, поліспасти, барабану, циліндричного редуктора, муфти.

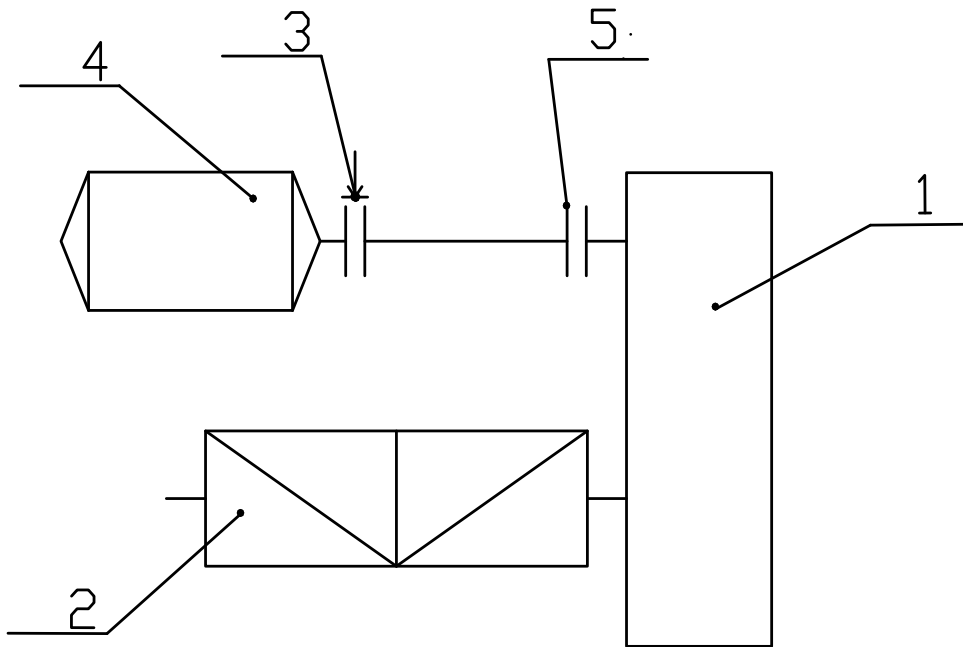


Рисунок 1.3. Схема механізму підйому: 1– редуктор; 2 – барабан; 3 – гальмо; 4 – електродвигун; 5 - муфта.

$$P_{\text{ст}} = (10 \times 51,66 \times 0,1) / 0,88 = 58,7 \text{ кВт.}$$

По каталогу вибираємо двигун типу 4МТН 280М10 [1, табл. II.1.18.].

Таблиця 1.6. Характеристики двигуна.

Параметр	Значення
Потужність P_d , кВт	60
Частота обертання n_d , хв^{-1}	570
Момент інерції ротора I_p , $\text{кг}\times\text{м}^2$	5,6
Максимальний момент $T_{\max}$, $\text{Н}\times\text{м}$	3200
Маса двигуна, кг	1000

1.6. Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_p = n_d / n_6 = 570 / 11,9 = 47,9 \quad (1.10)$$

$$\text{де } n_6 = 60 \times V_{\pi} \times i_{\pi} / \pi \times D = 60 \times 0,1 \times 5 / 3,14 \times 0,8 = 11,9 \text{ хв}^{-1}$$

Вибираємо редуктор циліндричний спеціальний РК-600, з передаточним числом $i_p = 48,57$, потужність, що передається – 82 кВт при $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Фактична швидкість підйому

$$V_{\phi} = (\pi \times D_6 \times n_d) / (60 \times i_{\pi} \times i_p) = (3,14 \times 0,8 \times 570) / (60 \times 5 \times 48,57) = 0,098 \text{ м/с} \quad (1.11)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = [|V_{\pi} - V_{\phi}| / V_{\pi}] \times 100\% = [|0,1 - 0,098| / 0,1] \times 100\% = 4,1\% \leq [\Delta V] = \pm 5\%, \quad (1.12)$$

що допустимо.

1.7. Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент

$$T_{\Gamma} = (10^4 \times Q_{\max} \times D_6 \times \eta_3 \times k_{\Gamma}) / (2 \times i_{\Pi} \times i_p) = (10^4 \times 51,66 \times 0,8 \times 0,88 \times 1,75) / (2 \times 5 \times 48,57) = 1310 \text{ Н} \times \text{м}, \quad (1.13)$$

де k_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування. дорівнює 1,75 для середнього (5М) режиму роботи.

По гальмівному моменту вибираємо гальмо з гідро штовхачем ТКГ-400 із гальмівним моментом $T_{\Gamma} = 1400 \text{ Н} \times \text{м}$ [1,табл.V.2.23].

1.8. Вибір муфт

Муфту обираємо по розрахунковому моменту, що передається від двигуна на редуктор:

$$T_{\text{м}} = T_{\text{н}} \times k_1 \times k_2 \leq T_{\text{м. max}} \quad (1.14)$$

де $T_{\text{н}}$ – номінальний момент, який передається муфтою.

$$T_{\text{н}} = 10^3 \times P_{\text{д}} / \omega_{\text{д}} = 10^3 \times 60 / 59,7 = 1005 \text{ Н} \times \text{м} \quad (1.15)$$

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\text{д}} = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 570 / 30 = 59,7 \text{ с}$$

k_1 – коефіцієнт що враховує ступінь відповідальності механізму. Для механізму підйому $k_1 = 1,8$;

k_2 – коефіцієнт що враховує режим роботи механізму. Для режиму роботи 5М $k_2 = 1,3$;

$$T_{\text{м}} = 1005 \times 1,8 \times 1,3 = 2351 \text{ Н} \times \text{м}$$

Вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом .

Таблиця 1.7. Характеристика муфти [1]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	5750
Діаметр гальмівного шківa, мм	400
Ширина гальмівного шківa, мм	185
Маса муфти, кг	86.5
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,1375

1.9. Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону

1.9.1. Перевірка двигуна за нагрівом.

Еквівалентна потужність електродвигуна, яка не допускає перегріву обмоток

$$P_e = K_{25} \times \gamma \times P_{ст} = 0,75 \times 1 \times 58,7 = 44 \text{ кВт} < P_d = 60 \text{ кВт}, \quad (1.16)$$

де $K_{25} = 1,0$ - для режиму роботи 5М;

$\gamma = 0,86$ - для механізму підйому.

1.9.2. Перевірка двигуна за часом розгону.

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_n = [(I_{зв} \times \omega_d) / (T_n^{cp} \pm T_{ст})] \leq [t_n] = 1 \div 2 \text{ с}, \quad (1.17)$$

де $I_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I_{зв} = \delta \times (I_p + I_M) + m \times D_6^2 / (4 \times i_n^2 \times i_p^2 \times \eta_3) \quad (1.18)$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

I_p, I_m – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та гальмівного шківа (муфти).

$$I_{зв} = 1,2 \times (5,6 + 0,1375) + (51660 \times 0,8^2) / (4 \times 5^2 \times 48,57^2 \times 0,88) = 7,1 \text{ кг} \times \text{м}^2; \quad (1.19)$$

m – маса вантажу та траверси;

$$m = Q + G_T = 50000 + 1660 = 51660 \text{ кг}; \quad (1.20)$$

T_n^{cp} – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_n^{cp} = \psi \times T_n = 1,6 \times 1005 = 1608 \text{ Н} \times \text{м}$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму;

$T_{ст}$ – момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу:

$$T_{ст} = 10^4 \times (Q + G_T) \times D_6 / (2 \times i_n \times i_p \times \eta_0) = 10^4 \times (50 + 1,66) \times 0,8 / (2 \times 5 \times 48,57 \times 0,88) = 966,9 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (1.21)$$

$$t_{пн} = (7,1 \times 59,7) / (1608 - 966,9) = 0,66 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

$$t_{по} = (7,1 \times 59,7) / (1608 + 966,9) = 0,16 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

Вимога до часу пуску двигуна виконується.

2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙМАННЯ ВАНТАЖУ

2.1. Вибір схеми та кратності поліспасти.

За вантажопідйомністю крана $Q=16\text{т}$ приймаємо поліспаст кратністю $i_{\text{п}}=2$.

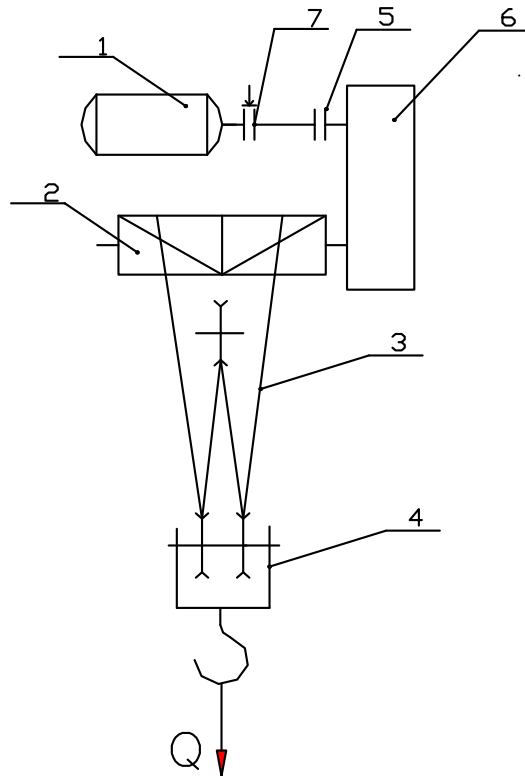


Рис 2.1. Кінематична схема механізму підйому: 1– електродвигун; 2– барабан; 3– канат; 4– скорочена гакова підвіска; 5– муфта; 6– редуктор; 7– гальмо.

Визначаємо ККД поліспасти

$$\eta_{\text{п}} = (1 + \eta + \dots + \eta^{i_{\text{п}}-1}) / i_{\text{п}} = (1 + 0,98) / 2 = 0,99 \quad (2.1)$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блока, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість каната;

$i_{\text{п}} = 2$ – кратність поліспасти.

2.2. Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держнаглядохоронпраці канат вибираємо

за розривним зусиллям: $F_{розр} = Z_p \times F_{max} \leq [F]_{гост}$,

де Z_p – коефіцієнт використання каната; $Z_p = 7,1$ – для групи режиму роботи 5М [7. ст.56, таб.11];

F_{max} – найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{max} = (10^4 \times (Q + G_n)) / (a \times i_n \times \eta_n \times \eta^m) = (10^4 \times (16 + 0,3)) / (2 \times 2 \times 0,99 \times 0,98) = 33130 \text{ Н} = 33,13 \text{ кН} \quad (2.2)$$

де Q – номінальна маса вантажу;

$$Q = 16 \text{ т};$$

a – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

$$a = 2 \text{ [рис. 1.1];}$$

m – кількість відхиляючих блоків;

$$m = 1 \text{ [рис. 2.1];}$$

G_n - маса підвіски; Приймаємо: $G_n = 0,3 \text{ т.}$

$$F_{розр} = 7,1 \times 33,13 = 235,2 \text{ кН.} \quad (2.3)$$

Обираємо сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6×19(1+6+6/6)+1 о. с. за ГОСТ 2688-80, з умовним позначенням:

Канат 21 –Г– В–О–Н– 1764 ГОСТ 2688-80.

Таблиця 2.1 - Характеристика каната [1]

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	21,0
Маркувальна група, МПа	1764
Розрахункова площа перерізу, мм	167,03
Розрахункова вага 1000 м каната, кг	1635
Розрахункове розривне зусилля, кН	243,5

2.3. Розрахунок блоків та барабана

2.3.1. Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії

навитого каната

$$D_{\min} = h \times d_k, \quad (2.4)$$

де d_k - діаметр каната; $d_k = 21.0$ мм;

h - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи [3];

$h_1 = 22,4$ – для барабана;

$h_2 = 25$ – для блока;

$h_3 = 16$ – для відхиляючого блока;

$$D_{\min \text{ б}} = 22,4 \times 21 = 470,4 \text{ мм, приймаємо: } D_{\text{б}} = 550 \text{ мм,}$$

$$D_{\min \text{ бл}} = 25 \times 21 = 525 \text{ мм, приймаємо: } D_{\text{бл}} = 550 \text{ мм,}$$

$$D_{\min \text{ від бл}} = 16 \times 21 = 336 \text{ мм, приймаємо: } D_{\text{бл}} = 500 \text{ мм.}$$

2.3.2 Розміри барабана

Визначаємо число витків нарізки на барабані з урахуванням 1,5 витка запасних та 3 витків, що необхідні для кріплення каната.

$$Z = (H \times i_n) / (\pi \times D) + (4...4,5) = (16 \times 2) / (3.14 \times 0.55) + (4...4,5) = 22,5...23$$

$$\text{Приймаємо: } Z = 23.$$

Довжина нарізки на барабані :

$$l = Z \times p = 23 \times 23 = 529 \text{ мм.}$$

де p – крок каната на барабані;

$$p > 1,1 \times d_k = 1,1 \times 21 = 23,1 \text{ мм.}$$

$$\text{Приймаємо } p = 23 \text{ мм.}$$

Загальна довжина барабана при здвоєному поліспасті:

$$L_{\text{б}} = 2 \times l + 2 \times b + c = 2 \times 529 + 2 \times 69 + 300 = 1496 \text{ мм,} \quad (2.5)$$

де $b = 3 \times p = 69$ мм – довжина гладкої частини на кінцях барабану;

c – довжина гладкої частини барабана між нарізками, приймаємо $c = 300$ мм.

Товщину стінки сталевго барабана визначаємо за формулою $\delta = 1,2 \times d_k = 1,2 \times 21 = 25,2$ мм . З умов технології виготовлення литих барабанів приймаємо $\delta_6 = 25$ мм .

Стінки барабану перевіряємо по напруженню стиску

$$\sigma_{ст} = F_{max} / \delta \times p \leq [\sigma]_{ст} \quad (2.6)$$

Напруження стиску

$$\sigma_{ст} = 42 / 0,025 \times 0,023 = 73,04 \text{ МПа} < [\sigma]_{ст} = 120 \text{ МПа}$$

де $[\sigma]_{ст}$ – допустиме напруження стиску (для барабана зі сталі 25Л, 35Л і 40ГЛ $[\sigma]_{ст} = 120$ МПа).

2.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами $\varnothing 26$ мм для гвинтів М24 [11]. Матеріал гвинтів – сталь 45, з допустимим напруженням розтягу $[\sigma]_p = 60$ МПа, що дозволяє не враховувати згин, концентрацію напружень і таке інше.

Зусилля, що діє на канат в місці кріплення

$$F_k = F_{max} / e^{f \times \alpha} = 33,13 / e^{0,16 \times 3\pi} = 7,36 \text{ кН}, \quad (2.7)$$

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

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

$\alpha = 3\pi$ – (1,5 витка) – кут охоплення барабана незмотуєними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

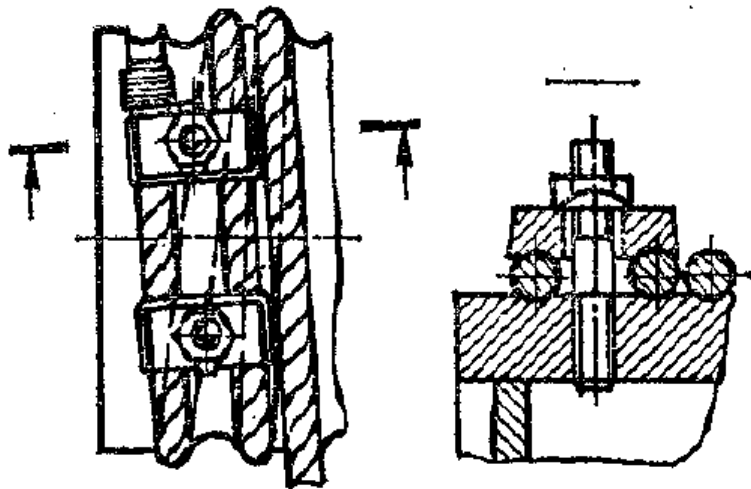


Рис.2.3. Кріплення каната до барабана за допомогою накладок.

Необхідне число болтів кріплення канату

$$Z = (3 \times F_k) / (d_1^2 \times [\sigma]_p) = (3 \times 7360) / (0.02032^2 \times 50 \times 10^6) = 1,2 \quad (2.8)$$

де $d_1 = 20,32$ мм – внутрішній діаметр різьби болта М24;

Приймаємо: $Z = 2$.

2.5. Розрахунок елементів підвіски

2.5.1. Гак обираємо за номінальною вантажопідіймальністю $Q=16$ т та групою режиму роботи 5М. Обираємо заготовку однорогового гаку №18 тип Б , з умовним позначенням:

Заготовка гака 18Б-1 ГОСТ 6627-74.

Параметри заготовки [7]

Параметр	Значення	Параметр	Значення
D, мм	130	L ₂ , мм	95
S, мм	100	L ₁ , мм	180
d, мм	Тр70х10	L, мм	630
d ₁ , мм	75	Маса, кг	56

Висота гакової гайки повинна приблизно дорівнювати довжині l_2 різьби хвостовика гака; зовнішній діаметр гайки приймаємо рівним зовнішньому діаметру упорного підшипника. Остаточні розміри гакової гайки визначаються ескізним компонованням підвіски.

Упорний підшипник вибираємо за діаметром шийки гака d_1 та статичною вантажопідіймальністю C_0 .

Статична вантажопідіймальність

$$C_0 = 1,2 \times 10^4 \times G_{\max} = 1,2 \times 10^4 \times 16,3 = 195600 \text{ Н}, \quad (2.9)$$

де $G_{\max} = (G + G_{\text{п}}) = (16 + 0,3) = 16,3 \text{ т}$.

Підбираємо підшипник кульковий упорний одинарний №8315 ГОСТ 6874-75 середньої серії.[5].

Таблиця 2.4. Характеристика підшипника

Умовне позначення	d , мм	D , мм	H , мм	r , мм	C , Н	C_0 , Н	Маса, кг
8315	75	135	44	2,5	138000	346000	2,7

2.5.2. Траверса підвіски

Матеріал - Сталь 40, $\sigma_{\text{в}}=580 \text{ МПа}$; $\sigma_{\text{т}}=410 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1}=230 \text{ МПа}$.

(2.10)

Розрахункова відстань $A_{\text{ск}}$ між опорами блока та поперечини

$$A_{\text{ск}} = 1,4 \times B + \sqrt{D_{\text{бл}}} \times i_{\text{п}} \times a = 1,4 \times 150 + \sqrt{550} \times 2 \times 2 = 254 \text{ мм}, \quad (2.11)$$

де B - ширина траверси, необхідна з умови розміщення упорного підшипника № 8315;

$B = D + 15 = 135 + 15 = 150 \text{ мм}$, де D – зовнішній діаметр упорного підшипника; $D = 135 \text{ мм}$ [табл. 2.4]

Діаметр отвору в траверсі для проходу шийки гака $d_0 = d_1 + (2...5) \text{ мм}$ $d_0 = 75 + (2...5) = 77...80 \text{ мм}$. Приймаємо: $d_0 = 78 \text{ мм}$.

Згинаючий момент в середньому перерізі

$$M = 10^4 \times Q_{\max} \times A_{\text{ск}} / 4 = 10^4 \times 16,3 \times 0,254 / 4 = 103,5 \text{ Н} \times \text{м} \quad (2.12)$$

Мінімальна висота траверси

$$H = \sqrt[3]{(6 \times M \times 10^3) / ((B - d_o) \times [\sigma]_{зг})} = \sqrt[3]{(6 \times 10350 \times 10^3) / ((155 - 78) \times 100)} = 89,8 \text{ мм} \quad (2.13)$$

Де $[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження згину для сталі 40; $[\sigma]_{зг} = 100 \text{ Мпа}$.

Приймаємо: $H = 90 \text{ мм}$, $H_o = 100 \text{ мм}$ [рис. 2.2].

Мінімальний діаметр цапфи траверси розраховуємо за напруженням згину

$$d_{ц} = 10 \times \sqrt[3]{M_1 / (0.1 \times [\sigma]_{зг})} \quad (2.14)$$

де $M_1 = F_{\max} \times B_{\text{бл}} \times 10^{-3}$ – згинаючий момент у небезпечному перерізі;

Допустиме напруження згину для сталі 40; $[\sigma]_{зг} = 100 \text{ Мпа}$.

$$B_{\text{бл}} = 4 \times \sqrt{D_{\text{бл}}} = 4 \times \sqrt{500} = 89,5 \text{ мм} = 90 \text{ мм} \text{ – ширина блока;}$$

$$M_1 = 33,13 \times 90 \times 10^{-3} = 2982 \text{ Н} \times \text{м}$$

$$d_{ц} = 10 \times \sqrt[3]{2982 / (0,1 \times 100)} = 70,3 \text{ мм}$$

Отриманий розмір округлюємо до числа, кратного п'яти.

Приймаємо діаметр вісі $d_{ц} = 75 \text{ мм}$.

Розраховану висоту траверси уточнюємо виходячи з рекомендацій $H_o \geq d_{ц}$.

2.5.3 Підшипники блоку підвіски (по два у кожному блоці) вибираємо за діаметром цапфи траверси та динамічною вантажопідіймальністю.

$$C = P_e \times \sqrt[3]{(60 \times n_{\text{бл}} \times L_h) / 10^6} \leq [C]_{п} \quad (2.15)$$

де P_e – зведене еквівалентне навантаження на один підшипник;

$$P_e = 1.2 \times F_{\max} \times k_T \times k_H \times V \times k_6 = 1.2 \times 33,13 \times 1 \times 0.79 \times 1.35 \times 1.2 = 50,9 \text{ кН} \quad (2.16)$$

де $k_T = 1$ [10] – коефіцієнт температури, при роботі з температурою $t \leq 100^\circ\text{C}$;

$k_H = 0,79$ [2] – коефіцієнт навантаження для режиму роботи 5М;

$V = 1,35$ – коефіцієнт кільця, при обертанні зовнішнього кільця підшипника;

$k_6 = 1,2$ – коефіцієнт безпеки для механізму підіймання.

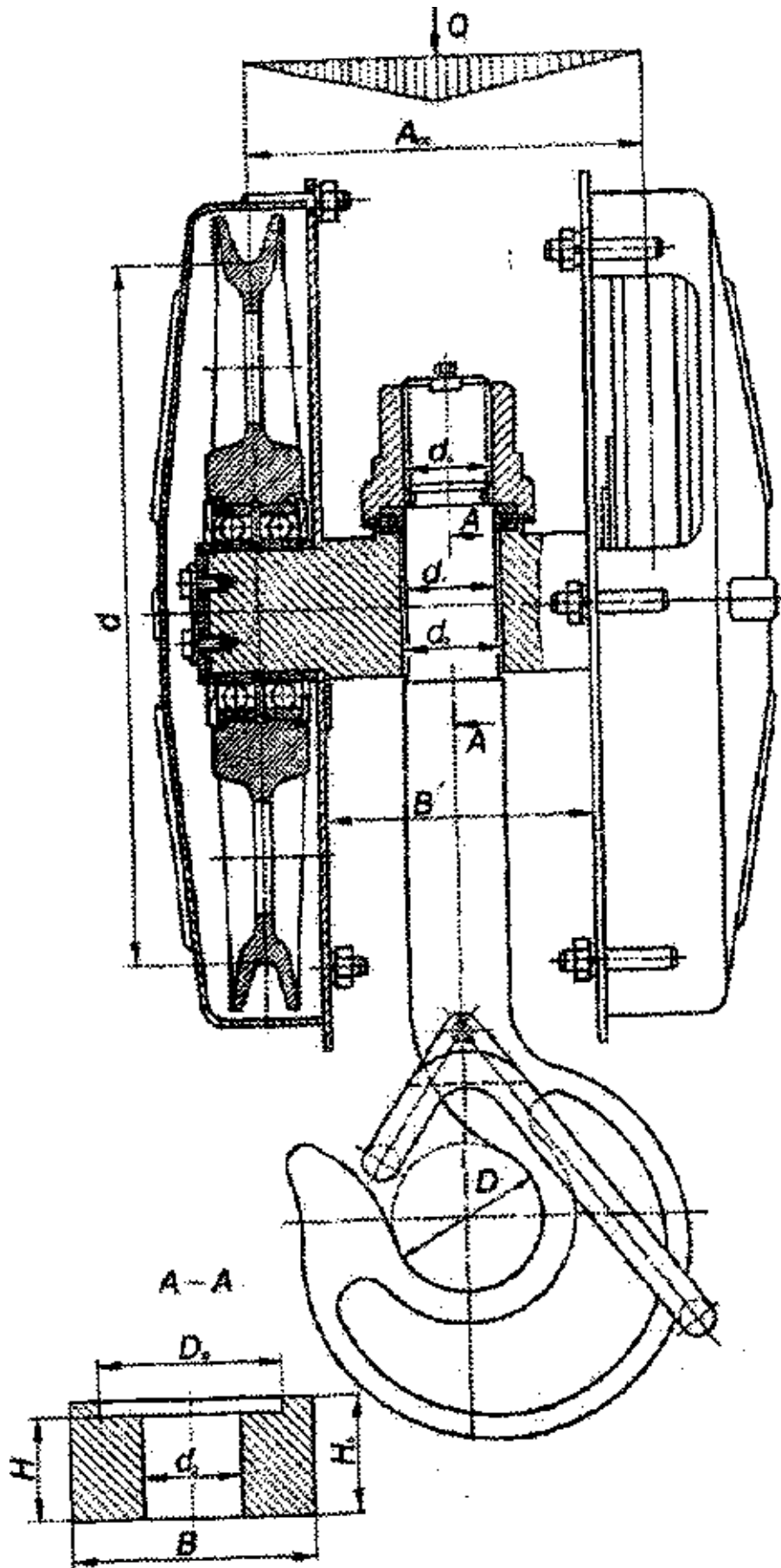


Рисунок 2.4. Скорочена гакова підвіска

$n_{\text{бл}}$ – частота обертання блока;

$$n_{\text{бл}} = (60 \times V_{\text{п}} \times (i_{\text{п}} - 1)) / (\pi \times D_{\text{бл}}) = (60 \times 0,27 \times 1) / (3,14 \times 0,5) = 10,3 \text{ хв}^{-1} \quad (2.17)$$

де $V_{\text{п}} = 0,27 \text{ м/с}$ – швидкість підіймання вантажу.

$L_{\text{н}} = 5000$ годин – ресурс служби підшипника при режимі роботи 5М.

$$C = 50,9 \times \sqrt[3]{(60 \times 10,3 \times 5000) / 10^6} = 71,13 \text{ кН}.$$

По динамічній вантажопідйомності та діаметру цапфи обираємо підшипники кулькові радіальні однорядні №315 ГОСТ 8338-75 середньої серії.

Таблиця 2.5. Характеристика підшипника [5]

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	Маса, кг
315	75	160	37	3,5	89000	72800	3,1

2.6. Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун обираємо з каталогу по статичній потужності

$$P_{\text{ст}} = (10 \times Q_{\text{max}} \times V_{\text{п}}) / \eta_{\text{з}} \quad (2.18)$$

$$\text{де } Q_{\text{max}} = (Q + G_{\text{п}}) = 16,3 \text{ т}; \quad (2.19)$$

$V_{\text{п}} = 0,27 \text{ м/с}$ – швидкість підйому вантажу;

$\eta_{\text{з}}$ – загальний ККД механізму підйому, $\eta_{\text{з}} = 0,85$

$$P_{\text{ст}} = (10 \times 16,3 \times 0,27) / 0,85 = 51,8 \text{ кВт}.$$

По каталогу вибираємо двигун типу 4МТН 280М10 [1].

Таблиця 2.6. Характеристики двигуна.

Параметр	Значення
Потужність P_d , кВт	60
Частота обертання n_d , хв^{-1}	570
Момент інерції ротора I_p , $\text{кг}\times\text{м}^2$	5,6
Максимальний момент $T_{\max}$, $\text{Н}\times\text{м}$	3200
Маса двигуна, кг	1000

2.7. Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктора:

$$i_p = n_d / n_6 = 570 / 18,76 = 30,4 \quad (2.20)$$

$$\text{де } n_6 = 60 \times V_n \times i_n / \pi \times D = 60 \times 0,27 \times 2 / 3,14 \times 0,55 = 18,76 \text{ хв}^{-1} \quad (2.21)$$

Вибираємо редуктор циліндричний РК-500, з передаточним числом $i_p = 31,5$ (найближче до потрібного), потужність, що передається – 105 кВт при $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала та для режиму роботи 5М.

Фактична швидкість підйому

$$V_\phi = (\pi \times D_6 \times n_d) / (60 \times i_n \times i_p) = (3,14 \times 0,55 \times 570) / (60 \times 2 \times 31,5) = 0,261 \text{ м/с}$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = [|V_n - V_\phi| / V_n] \times 100\% = [|0,27 - 0,261| / 0,27] \times 100\% = 3,3\% \leq [\Delta V] = \pm 5\%,$$

що допустимо.

2.8. Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент

$$T_{\Gamma} = (10^4 \times Q_{\max} \times D_{\delta} \times \eta_z \times k_{\Gamma}) / (2 \times i_{\pi} \times i_p) = (10^4 \times 16,3 \times 0,55 \times 0,85 \times 2,0) / (2 \times 2 \times 31,5) = 1209 \text{ Н} \times \text{м}, \quad (2.22)$$

де k_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування. дорівнює 2,0 для 5М режиму роботи.

По гальмівному моменту вибираємо гальмо з електромагнітом ТКГ-400 із гальмівним моментом $T_{\Gamma} = 1500 \text{ Н} \times \text{м}$ [1].

2.9. Вибір муфти

Муфту обираємо по розрахунковому моменту, що передається від двигуна на редуктор:

$$T_{\text{м}} = T_{\text{н}} \times k_1 \times k_2 \leq T_{\text{м. max}} \quad (2.23)$$

де $T_{\text{н}}$ – номінальний момент, який передається муфтою.

$$T_{\text{н}} = 10^3 \times P_{\text{д}} / \omega_{\text{д}} = 10^3 \times 60 / 59,7 = 1005 \text{ Н} \times \text{м} \quad (2.24)$$

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\text{д}} = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 570 / 30 = 59,7 \text{ с} \quad (2.25)$$

k_1 – коефіцієнт що враховує ступінь відповідальності механізму. Для механізму підйому $k_1 = 1,8$;

k_2 – коефіцієнт що враховує режим роботи механізму. Для середнього режиму роботи $k_2 = 1,3$;

$$T_{\text{м}} = 1005 \times 1,8 \times 1,3 = 2351 \text{ Н} \times \text{м}$$

Вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом .

Таблиця 2.7. Характеристика муфти [1]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	5750
Діаметр гальмівного шківa, мм	400
Ширина гальмівного шківa, мм	185
Маса муфти, кг	86.5
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,1375

2.10. Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону

2.10.1. Перевірка двигуна за нагрівом.

Еквівалентна потужність електродвигуна, яка не допускає перегріву обмоток

$$P_e = K_{25} \times \gamma \times P_{ct} = 1,0 \times 0,86 \times 51,8 = 44,55 \text{ кВт} < P_d = 60 \text{ кВт}, \quad (2.26)$$

де $K_{25} = 1,0$ - для режиму роботи 5М;

$\gamma = 0,86$ - для механізму підйому.

2.10.2. Перевірка двигуна за часом розгону.

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_n = [(I_{зв} \times \omega_d) / (T_n^{cp} \pm T_{ct})] \leq [t_n] = 1 \div 2 \text{ с}, \quad (2.27)$$

де $I_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I_{зв} = \delta \times (I_p + I_m) + m \times D_6^2 / (4 \times i_n^2 \times i_p^2 \times \eta_z) \quad (2.28)$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас

деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

I_p, I_m – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та гальмівної шківів (муфти).

$$I_{зв} = 1,2 \times (5,6 + 0,1375) + (16300 \times 0,55^2) / (4 \times 2^2 \times 31,5^2 \times 0,85) = 7,25 \text{ кг} \times \text{м}^2;$$

T_n^{cp} – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_n^{cp} = \psi \times T_n = 1,6 \times 1005 = 1608 \text{ Н} \times \text{м}$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму;

$T_{ст}$ – момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу:

$$T_{ст} = 10^4 \times (Q + G_n) \times D_6 / (2 \times i_n \times i_p \times \eta_o) = 10^4 \times (16 + 0,3) \times 0,5 / (2 \times 2 \times 31,5 \times 0,85) = 761 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (2.29)$$

$$t_{пн} = (7,25 \times 59,7) / (1608 - 761) = 0,51 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

$$t_{по} = (7,25 \times 59,7) / (1608 + 761) = 0,18 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

Вимога до часу пуску двигуна виконується.

3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

3.1 Вибір схеми механізму пересування візка.

Механізм пересування візка виконується за кінематичною схемою (рис.3.1.). Для передачі крутного моменту від двигуна до приводних коліс використовуємо вертикальний редуктор ВК. Вал двигуна з'єднаний з бистрохідним валом редуктора муфтою, на другому кінці вхідного валу встановлено колодкове гальмо з гідроштовхачем.

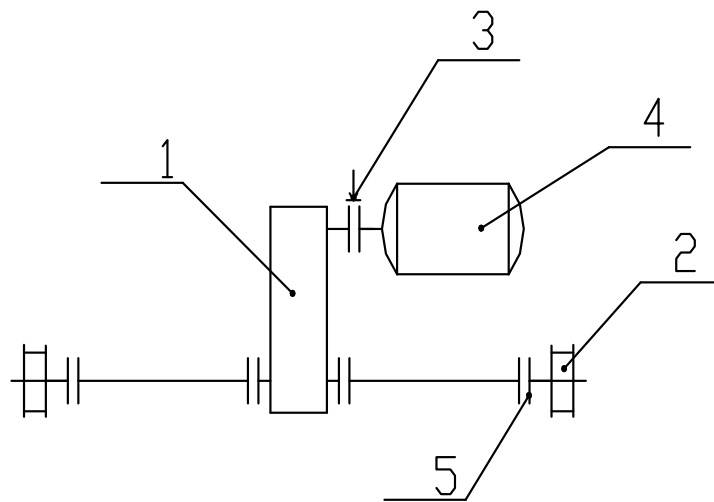


Рисунок 3.1. Схема механізму пересування візка: 1– редуктор; 2 – колесо; 3 – гальмо; 4 – електродвигун; 5 – муфта.

3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Масу візка приймаємо за аналогією з існуючими конструкціями $G_T = 26000 \text{ кг} = 26 \text{ т}$

При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальне навантаження на колесо:

$$R = 10^4 \times (Q_{\max} + G_T) / 4 = 10^4 \times (51,66 + 26) / 4 = 194,2 \text{ кН}. \quad (3.1)$$

3.3. Вибір ходових коліс

За урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму обираємо колеса з діаметром 500 мм, для швидкості руху 0,73 м/с, допустиме навантаження 235 кН [7].

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d_o = (0,2...0,3) d_k = (0,2...0,3) \times 500 = 100...150 \text{ мм.} \quad (3.2)$$

Приймаємо: $d_o = 130 \text{ мм.}$

3.4. Опір пересуванню візка

Максимальний опір пересування візка

$$W = W_{\text{тр}} + W_i + W_y \quad (3.3)$$

де $W_{\text{тр}}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс з ребордами;

$$W_{\text{тр}} = [10^4 \times (Q + G_{\text{т}}) / D_k] \times (2\mu + f \times d_o) \times K_p, \quad (3.4)$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$$\mu = 0,05 \text{ см ;}$$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$$f = 0,015 ;$$

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками; $K_p = 2$.

$$W_{\text{тр}} = [10^4 \times (50 + 26) / 50] \times (2 \times 0,05 + 0,015 \times 13) \times 2 = 8968 \text{ Н} \quad (3.5)$$

Сила інерції

$$W_i = 10^3 (Q + G_{\text{п}}) \times [a] = 10^3 (50 + 26) \times 0,2 = 15200 \text{ Н,} \quad (3.6)$$

де $[a]$ - допустиме прискорення; $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$.

Опір від ухилу реєю

$$W_y = 10^3 (Q + G_{\text{п}}) \times [\gamma] = 10^3 (50 + 26) \times 0,002 = 1520 \text{ Н,}$$

де $[\gamma]$ - допустиме ухил реєю для візка; $[\gamma] = 0,002$.

$$W = 8968 + 15200 + 1520 = 25688 \text{ Н.}$$

3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка

$$P = (W \times V_{\pi}) / (10^3 \times \eta_3 \times \psi) \quad (3.7)$$

де W – опір пересуванню візка; $W = 25688 \text{ Н}$;

V_{π} - швидкість пересування візка; $V_{\pi} = 0,73 \text{ м/с}$;

η_3 - загальний ккд приводу; $\eta_3 = 0,85$ – ККД механізму з циліндричним редуктором;

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна; $\psi = 1,6$ – для трифазних електродвигунів з фазовим ротором.

$$P = (25688 \times 0,73) / (10^3 \times 0,85 \times 1,6) = 13,7 \text{ кВт}$$

За каталогом обираємо двигун МТФ, еквівалентна потужність якого, кВт

$$P_{\text{екв}} \leq P_{\text{д}} \leq P$$

де $P_{\text{екв}} = P_{\text{ст}} \times \gamma \times K_{25} \leq P_{25}$; $P_{\text{ст}}$ – потужність при усталеному русі, кВт;

$$P_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} \times V_{\pi} / (10^3 \times \eta_3) = 8968 \times 0,73 / (1000 \times 0,85) = 7,7 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{екв}} = 7,7 \times 1,12 \times 1,0 = 8,3 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун типу МТФ, з потужністю $P_{\text{д}} = 9 \text{ кВт}$ [1]

Таблиця 3.2 - Характеристика двигуна МТФ 211-6

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	9
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв ⁻¹	915
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, кг×м ²	0,115
Максимальний момент T_{max} , Н×м	191
Маса двигуна, кг	120

3.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування візка

$$i = n_d / n_6 = 915 / 27,9 = 32,8 \quad (3.8)$$

$$n_6 = 60 \times V_{\pi} / (\pi \times D_k) = 60 \times 0,73 / (3,14 \times 0,5) = 27,9 \text{ хв}^{-1} \quad (3.9)$$

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

n_6 – частота обертання колеса, хв^{-1} ;

V_{π} – швидкість пересування візка, м/с;

D_6 – діаметр колеса, м.

Редуктор механізму пересування вибираємо по розрахунковій потужності, частоті обертання двигуна, передаточному числу i за групою режиму роботи.

Підбираємо редуктор вертикальний циліндричний ВК–550, з передаточним числом $i_p = 32,9$, $P = 16$ кВт при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ [7].

Перевіряємо фактичну швидкість пересування візка

$$V_{\pi.ф} = \pi \times D_6 \times n_d / (60 \times i_p) = 3,14 \times 0,5 \times 915 / (60 \times 32,9) = 0,728 \text{ м/с} \quad (3.10)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V_{\pi} = [(V_{\pi} - V_{\pi.ф}) / V_{\pi}] \times 100\% = [(0,73 - 0,728) / 0,73] \times 100\% = 0,3\% < 5\%. \quad (3.11)$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості від заданої виконується.

3.7 Вибір муфти

Муфту підбираємо за розрахунковим моментом

$$T_M = T_{\text{ном}} \times K_1 \times K_2, \quad (3.12)$$

де $T_{\text{ном}}$ – номінальний момент, який передає муфта від двигуна редуктору;

$$T_{\text{ном}} = 10^3 \times 30 \times P_d / (\pi \times n_d) = 10^3 \times 30 \times 9 / (3,14 \times 915) = 94 \text{ Н} \times \text{м},$$

K_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_1 = 1,2$ [12] – для механізму пересування;

K_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму;

$K_2 = 1,3$ [12] - для середнього режиму роботи.

$T_m = 94 \times 1,2 \times 1,3 = 146 \text{ Н} \times \text{м}$.

Вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом.

Таблиця 3.7. Характеристика муфти [1]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	200
Діаметр гальмівного шківа, мм	200
Ширина гальмівного шківа, мм	95
Маса муфти, кг	15,8
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,01

3.8 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$T_{\Gamma} = I_{\Gamma}^{\Gamma} \times \omega_d / t_{\Gamma} - T_{\text{ст}}; \quad (3.13)$$

де t_{Γ} – тривалість гальмування візка з вантажем;

$$t_{\Gamma} = V_{\Pi} / [a] = 0,73 / 0,2 = 3,65 \text{ с}. \quad (3.14)$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас:

$$I_{\Gamma}^{\Gamma} = \delta \times (I_p + I_m) + m \times D_k^2 / (4 \times i_p^2) \times \eta_z, \quad (3.15)$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

m – маса візка з вантажем та підвіскою;

$$m = G_T + Q + G_{\Pi} = 26000 + 50000 + 1660 = 77660 \text{ кг}; \quad (3.16)$$

I_p, I_M – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та муфти.

$$I_{3B}^r = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (77660 \times 0,5^2) / (4 \times 32,9^2) \times 0,85 = 3,96 \text{ кг} \times \text{м}^2; \quad (3.17)$$

ω_d – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_d = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 915 / 30 = 95,77 \text{ с}. \quad (3.18)$$

$T_{ст}$ – момент сил опору при усталеному русі;

$$T_{ст} = W_{тр} \times D / (2 \times i_p \times \eta_3) = 8968 \times 0,5 / (2 \times 32,9 \times 0,85) = 80,2 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (3.19)$$

$$T_r = 3,96 \times 95,77 / 3,65 - 80,2 = 43,7 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (3.20)$$

Вибираємо колодкове гальмо з гідроштовхачем типу ТКГ200 [1] та регулюємо на розрахунковий гальмівний момент $T_r = 23,7 \text{ Н} \times \text{м}$.

Таблиця 3.3 - Параметри гальма ТКГ200 [1].

Найменування величини	Значення
Діаметр гальмівного шківa, мм	200
Ширина гальмівної колодки, мм	90
Гальмівний момент, Н×м	300
Відхід колодок від шківa, мм	8
Маса гальма, кг	22

Вибране гальмо перевіряємо за тривалістю гальмування не навантаженого візка:

$$t_r' = I_{3B}^r \times \omega_d / (T_r - T_{ст}') \geq t_{\min}; \quad (3.21)$$

де $T_{ст}'$ – момент сил опору при усталеному русі не навантаженого візка при гальмуванні;

$$T_{ст}' = W_{тр}' \times D / (2 \times i_p \times \eta_3) = 3068 \times 0,5 / (2 \times 32,9 \times 0,85) = 23,4 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (3.22)$$

$$\text{де } W_{тр}' = [10^4 \times G_T / D_k] \times (2\mu + f \times d_o) \times K_p = [10^4 \times 26 / 50] \times (2 \times 0,05 +$$

$$+ 0.015 \times 13) \times 2 = 3068 \text{ Н.}$$

$$I'_{зв} = \delta \times (I_p + I_M) + m' \times D_6^2 / (4 \times i_p^2) \times \eta_3 = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (26000 \times 0,5^2) / (4 \times 32,9^2) \times 0,85 = 1,43 \text{ кг} \times \text{м}^2, \quad (3.23)$$

m' – маса візка без вантажу; $m' = G_T = 26000 \text{ кг}$;

$t_{\Gamma \min}$ – мінімальний час гальмування не навантаженого візка, при якому відсутнє ковзання коліс ($\kappa_{\text{кл}} > 1,2$);

$$t_{\Gamma \min} = 1200 \times G_T \times V_{\Pi} / R_{np}^{\min} \times \phi = 1200 \times 26 \times 0,73 / 130000 \times 0,2 = 0,88 \text{ с.} \quad (3.24)$$

де $R_{np}^{\min}$ - найменше зусилля на приводні колеса візка без вантажу;

$$R_{np}^{\min} = G_T \times 10^4 / 2 = 26 \times 10^4 / 2 = 130000 \text{ Н};$$

ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою, $\phi = 0,2$ при роботі крана у приміщенні.

$$t'_{\Gamma} = 1,43 \times 95,77 / (43,7 - 23,4) = 6,75 \text{ с} \geq t_{\Gamma \min} = 0,88 \text{ с.} \quad (3.25)$$

3.9 Перевірка двигуна за часом розгону

Час розгону порожнього візка:

$$t'_p = (I'_{зв} \times \omega_d) / (T_{\Pi}^{\text{сп}} - T'_{\text{ст}}) \leq [t_p] = 4 \dots 5 \text{ с,} \quad (3.26)$$

де $I'_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I'_{зв} = \delta \times (I_p + I_M) + m' \times D_6^2 / (4 \times i_p^2 \times \eta_3) = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (26000 \times 0,5^2) / (4 \times 32,9^2 \times 0,85) = 1,9 \text{ кг} \times \text{м}^2; \quad (3.27)$$

$T_{\Pi}^{\text{сп}}$ – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_{\Pi}^{\text{сп}} = \psi \times T_H = 1,6 \times 94 = 150 \text{ Н} \times \text{м} \quad (3.28)$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму

$$t'_p = (1,9 \times 95,77) / (150 - 23,4) = 1,43 \text{ с} < [t_p] = 4 \dots 5 \text{ с}. \quad (3.29)$$

3.10 Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою

$$\kappa_{\text{сц}} = R_{np}^{\min} \times \varphi / (W'_{\text{тр}} + W_i - W_{np}^{np}) = 130000 \times 0,2 / (3068 + 22329 - 507) = 1,24 \geq [\kappa_{\text{сц}}] = 1,2, \quad (3.30)$$

де W_i - сила інерції при розгоні не навантаженого візка;

$$W_i = 10^3 G_T \times V_{\Pi} / t'_p = 10^3 \times 26 \times 0,73 / 0,85 = 22329 \text{ Н}. \quad (3.31)$$

W_{np}^{np} - опір у цапфах приводних коліс при русі візка без вантажу;

$$W_{np}^{np} = R_{np}^{\min} \times f \times d_0 / D = 130000 \times 0,015 \times 0,13 / 0,5 = 507 \text{ Н}. \quad (3.32)$$

4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

4.1 Вибір схеми механізму пересування крана

Механізм пересування крана виконується з розподіленим приводом за кінематичною схемою (рис.4.1.). Для передачі крутного моменту від двигуна до приводних коліс використовуємо циліндричний горизонтальний редуктор Ц2. Вал двигуна з'єднаний з бистрохідним валом редуктора зубчатою муфтою, на одній половині муфти встановлений колодкове гальмо з гідроштовхачем.

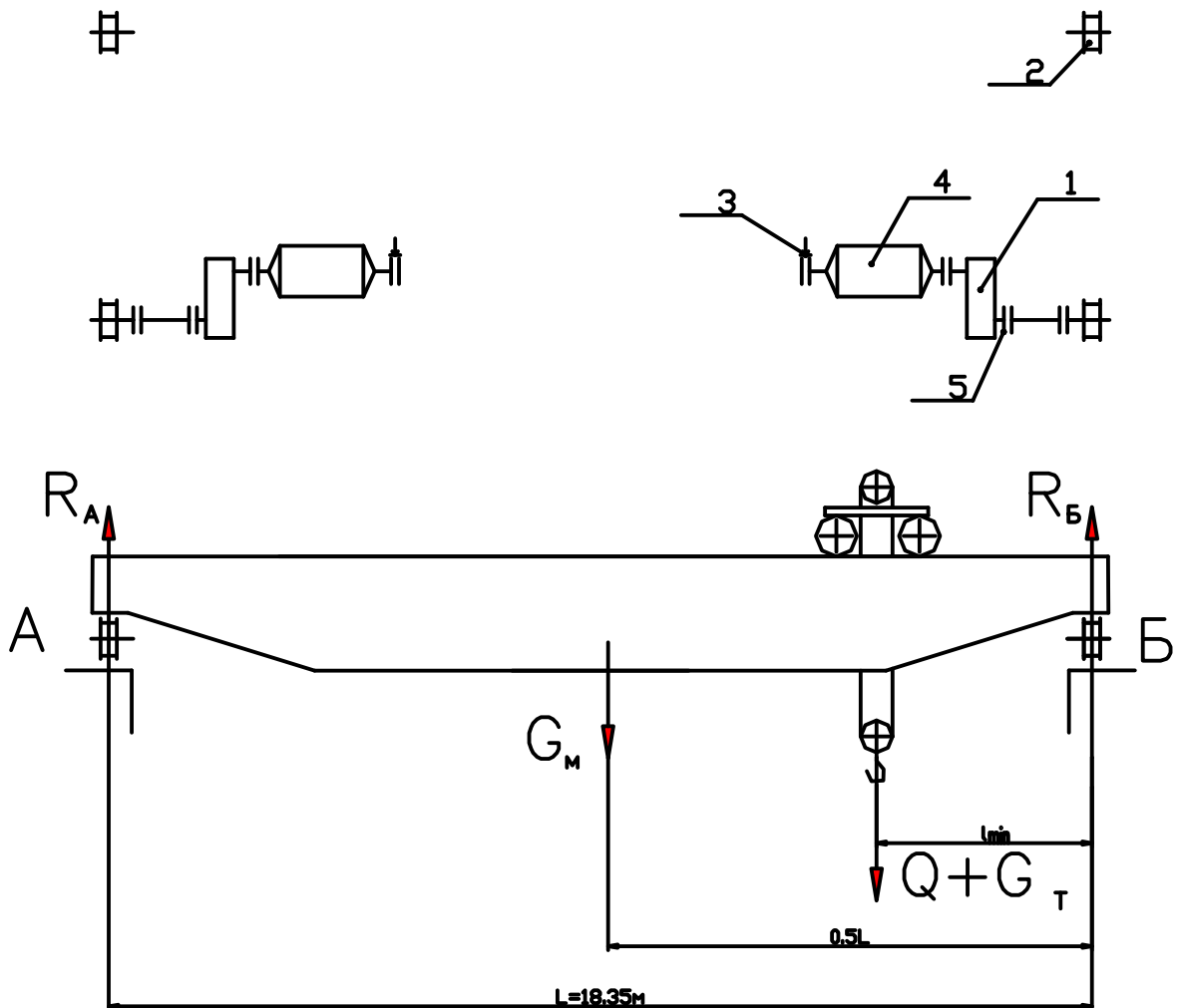


Рисунок 4.1. Схема механізму пересування крана: 1– редуктор; 2 – колесо; 3 – гальмо; 4 – електродвигун; 5 – муфта.

4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Масу крана приймаємо за аналогією з існуючими конструкціями
 $G_k = 50300 \text{ кг} = 50,3 \text{ т}$

Максимальне навантаження на колесо крана на опорі Б:

$$R_B \times L - G_M \times L/2 - (Q + G_T) \times (L - l_{\min}) = 0; \quad (4.1)$$

$$R_B = (G_M \times L/2 + (Q + G_T) \times (L - l_{\min})) / L =$$

$$= (24,3 \times 18,35/2 + (50 + 26) \times (18,35 - 1,6)) / 18,35 = 81,52 \text{ т}, \quad (4.2)$$

де G_M – маса моста крана.

Навантаження на одне колесо опори Б:

$$R = R_B / 2 = 81,52 / 2 = 40,76 \text{ т} = 407,6 \text{ кН}. \quad (4.3)$$

4.3. Вибір ходових коліс

За урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму обираємо колеса з діаметром 710 мм, для швидкості руху 1,43 м/с, допустиме навантаження 465 кН [7].

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d_o = (0,2 \dots 0,3) d_k = (0,2 \dots 0,3) \times 710 = 142 \dots 213 \text{ мм}. \quad (4.4)$$

Приймаємо: $d_o = 200 \text{ мм}$.

4.4. Опір пересуванню крана

Максимальний опір пересування крана

$$W = W_{\text{тр}} + W_i + W_y \quad (4.5)$$

де $W_{\text{тр}}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових колес з ребордами;

$$W_{\text{тр}} = [10^4 \times (Q + G_k) / D_k] \times (2\mu + f \times d_o) \times K_p, \quad (4.6)$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$\mu = 0,06$ см ;

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$f = 0,015$;

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$K_p = 1,5$.

$$W_{тр} = [10^4 \times (50 + 50,3) / 70] \times (2 \times 0,06 + 0,015 \times 20) \times 1,5 = 6018 \text{ Н} \quad (4.7)$$

Сила інерції

$$W_i = 10^3 (Q + G_k) \times [a] = 10^3 (50 + 50,3) \times 0,2 = 20060 \text{ Н}, \quad (4.8)$$

де $[a]$ - допустиме прискорення; $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$.

Опір від ухилу реєю

$$W_y = 10^3 (Q + G_k) \times [\gamma] = 10^3 (50 + 50,3) \times 0,003 = 3009 \text{ Н}, \quad (4.9)$$

де $[\gamma]$ - допустиме ухил реєю для крана; $[\gamma] = 0,003$.

$$W = 6018 + 20060 + 3009 = 29087 \text{ Н}.$$

4.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана

$$P = (W \times V_k) / (10^3 \times \eta_z \times \psi) \quad (4.10)$$

де W – опір пересуванню крана; $W = 29087 \text{ Н}$;

V - швидкість пересування крана; $V_k = 1,43 \text{ м/с}$;

η_z - загальний ккд приводу; $\eta_z = 0,85$ – ККД механізму з циліндричним редуктором;

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна; $\psi = 1,6$ – для трифазних електродвигунів з фазовим ротором.

$$P = (29087 \times 1,43) / (10^3 \times 0,85 \times 1,6) = 30,6 \text{ кВт} \quad (4.11)$$

При розподіленому приводі потужність одного двигуна:

$$P_1 = 0,55 \times P = 0,55 \times 30,6 = 16,83 \text{ кВт}. \quad (4.12)$$

За каталогом обираємо двигун МТФ, еквівалентна потужність якого, кВт

$$P_{екв} \leq P_d \leq P$$

де $P_{екв} = P_{ст} \times \gamma \times K_{25} \leq P_{25}$; $P_{ст}$ – потужність при усталеному русі, кВт;

$$P_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} \times V_{\text{п}} / (10^3 \times \eta_3) = 6018 \times 1,43 / (1000 \times 0,85) = 10,12 \text{ кВт} \quad (4.13)$$

$$P_{\text{екв}} = 10,12 \times 1,12 \times 1,0 = 11,3 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун типу МТФ, з потужністю $P_{\text{д}} = 17,5 \text{ кВт}$ [1]

Таблиця 4.2 - Характеристика двигуна МТФ 312-6

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	17,5
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв^{-1}	950
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, $\text{кг} \times \text{м}^2$	0,312
Максимальний момент T_{max} , $\text{Н} \times \text{м}$	471
Маса двигуна, кг	210

4.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування крана

$$i = n_{\text{д}} / n_{\text{к}} = 950 / 38,5 = 24,67; \quad (4.14)$$

$$n_{\text{к}} = 60 \times V_{\text{к}} / (\pi \times D_{\text{к}}) = 60 \times 1,43 / (3,14 \times 0,71) = 38,5 \text{ хв}^{-1}, \quad (4.15)$$

де $n_{\text{д}}$ – частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ;

$n_{\text{к}}$ – частота обертання колеса, хв^{-1} ;

$V_{\text{к}}$ – швидкість пересування крана, м/с;

$D_{\text{к}}$ – діаметр колеса, м.

Редуктор механізму пересування вибираємо по розрахунковій потужності, частоті обертання двигуна, передаточному числу i за групою режиму роботи.

Підбираємо редуктор горизонтальний циліндричний Ц2-500, з передаточним числом $i_{\text{р}} = 24,9$, $P = 91,7 \text{ кВт}$ при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ [7].

Перевіряємо фактичну швидкість пересування крана

$$V_{к.ф} = \pi \times D_k \times n_d / (60 \times i_p) = 3,14 \times 0,71 \times 950 / (60 \times 24,9) = 1,42 \text{ м/с} \quad (4.16)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V_k = [(V_k - V_{к.ф}) / V_k] \times 100\% = [(1,43 - 1,42) / 1,43] \times 100\% = 0,7 \% < 5\%. \quad (4.17)$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості від заданої виконується.

4.7 Вибір муфти

Муфту підбираємо за розрахунковим моментом

$$T_m = 0,55 \times T_{ном} \times K_1 \times K_2, \quad (4.18)$$

де $T_{ном}$ – номінальний момент, який передає муфта від двигуна редуктору;

$$T_{ном} = 10^3 \times 30 \times P_d / (\pi \times n_d) = 10^3 \times 30 \times 17,5 / (3,14 \times 950) = 176 \text{ Н} \times \text{м}, \quad (4.19)$$

K_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_1 = 1,2$ [12] – для механізму пересування;

K_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму;

$K_2 = 1,3$ [12] - для режиму роботи 5М.

$$T_m = 0,55 \times 176 \times 1,2 \times 1,3 = 152 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (4.20)$$

За моментом підбираємо для з'єднання вала двигуна з швидкохідним валом редуктора муфту зубчасту з гальмівним шківом.

Таблиця 4.7. Характеристика муфти [1]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	200
Діаметр гальмівного шківа, мм	200
Ширина гальмівного шківа, мм	95
Маса муфти, кг	15,8
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,01

4.8 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$T_{\Gamma} = I_{3B}^{\Gamma} \times \omega_{\Gamma} / t_{\Gamma} - T_{\text{ст}}; \quad (4.21)$$

де t_{Γ} – тривалість гальмування крана з вантажем;

$$t_{\Gamma} = V_{\kappa} / [a] = 1,43 / 0,2 = 7,15 \text{ с.} \quad (4.22)$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас:

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta \times (I_p + I_m) + m \times D_{\kappa}^2 / (4 \times i_p^2 \times \eta_3), \quad (4.23)$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

m – маса крана з вантажем;

$$m = G_{\kappa} + Q = 50300 + 50000 = 100300 \text{ кг}; \quad (4.24)$$

I_p, I_m – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та муфти.

$$I_{3B}^{\Gamma} = 1,2 \times (0,312 + 0,01) + (100300 \times 0,71^2) / (4 \times 24,9^2) \times 0,85 = 17,7 \text{ кг} \times \text{м}^2; \quad (4.25)$$

ω_{Γ} – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\Gamma} = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 950 / 30 = 99,4 \text{ с.} \quad (4.26)$$

$T_{\text{ст}}$ – момент сил опору при усталеному русі;

$$T_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} \times D / (2 \times i_p \times \eta_3) = 6018 \times 0,71 / (2 \times 24,9 \times 0,85) = 101 \text{ Н} \times \text{м.} \quad (4.27)$$

$$T_{\Gamma} = 17,7 \times 99,4 / 7,15 - 101 = 145 \text{ Н} \times \text{м.}$$

Гальмівний момент одного гальма:

$$T' = 0,55 \times T_{\Gamma} = 0,55 \times 145 = 79,75 \text{ Н} \times \text{м.} \quad (4.28)$$

Вибираємо колодкове гальмо з гідроштофхачем типу ТКГ200 [1] та регулюємо на розрахунковий гальмівний момент $T_{\Gamma} = 122,1 \text{ Н} \times \text{м.}$

Таблиця 4.3 - Параметри гальм ТКГ200 [1].

Найменування величини	Значення
Діаметр гальмівного шківa, мм	200
Ширина гальмівної колодки, мм	90
Гальмівний момент, Н×м	300
Відхід колодок від шківa, мм	8
Маса гальма, кг	22

Вибране гальмо перевіряємо за тривалістю гальмування не навантаженого крана:

$$t'_{\Gamma} = I'_{\Gamma} \times \omega_{\Gamma} / (T_{\Gamma} - T'_{\Gamma}) \geq t_{\Gamma \min}; \quad (4.29)$$

де T_{Γ} – момент сил опору при усталеному русі не навантаженого крана при гальмуванні;

$$T'_{\Gamma} = W'_{\Gamma} \times D / (2 \times i_p \times \eta_3) = 4463 \times 0,71 / (2 \times 24,9 \times 0,85) = 74,8 \text{ Н} \times \text{м}. \quad (4.30)$$

$$\text{де } W'_{\Gamma} = [10^4 \times G_K / D_K] \times (2\mu + f \times d_o) \times K_p = [10^4 \times 50,3 / 71] \times (2 \times 0,06 + 0,015 \times 20) \times 1,5 = 4463 \text{ Н}. \quad (4.31)$$

$$I'_{\Gamma} = \delta \times (I_p + I_m) + m' \times D_0^2 / (4 \times i_p^2) \times \eta_3 = 1,2 \times (0,312 + 0,01) + (50300 \times 0,71^2) / (4 \times 24,9^2) \times 0,85 = 9,1 \text{ кг} \times \text{м}^2, \quad (4.32)$$

m' – маса крана без вантажу; $m' = G_K = 50300 \text{ кг}$;

$t_{\Gamma \min}$ – мінімальний час гальмування не навантаженого крана, при якому відсутнє ковзання коліс ($\kappa_{\text{цп}} > 1,2$);

$$t_{\Gamma \min} = 1200 \times G_K \times V_K / R_{np}^{\min} \times \phi = 1200 \times 50,3 \times 1,43 / 251500 \times 0,2 = 1,72 \text{ с}. \quad (4.33)$$

де $R_{np}^{\min}$ - найменше зусилля на приводні колеса крана без вантажу;

$$R_{np}^{\min} = G_K \times 10^4 / 2 = 50,3 \times 10^4 / 2 = 251500 \text{ Н};$$

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою, $\varphi = 0,2$ при роботі крана у приміщенні.

$$t'_{\Gamma} = 9,1 \times 99,4 / (145 - 74,8) = 12,8 \text{ с} \geq t_{\Gamma \min} = 1,72 \text{ с}. \quad (4.34)$$

4.9 Перевірка двигуна за часом розгону

Час розгону порожнього крана:

$$t'_p = (I'_{зв} \times \omega_d) / (2 \times T_{\Pi}^{cp} - T'_{ст}) \leq [t_p] = 4 \dots 5 \text{ с}, \quad (4.35)$$

де $I'_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I'_{зв} = \delta \times (I_p + I_M) + m' \times D_0^2 / (4 \times i_p^2 \times \eta_z) = 1,2 \times (0,312 + 0,01) + (50300 \times 0,71^2) / (4 \times 24,9^2 \times 0,85) = 12,4 \text{ кг} \times \text{м}^2; \quad (4.36)$$

T_{Π}^{cp} – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_{\Pi}^{cp} = \psi \times T_H = 1,6 \times 176 = 281,6 \text{ Н} \times \text{м} \quad (4.37)$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму

$$t'_p = (12,4 \times 99,4) / (2 \times 281,6 - 74,8) = 2,2 \text{ с} < [t_p] = 8 \dots 10 \text{ с}. \quad (4.38)$$

4.10 Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою

$$K_{сц} = R_{np}^{\min} \times \varphi / (W'_{тр} + W_i - W_{np}^{np}) = 251500 \times 0,2 / (4463 + 32695 - 1063) = 1,39 \geq [K_{сц}] = 1,2, \quad (4.39)$$

де W_i - сила інерції при розгоні не навантаженого крана;

$$W_i = 10^3 G_K \times V_{\Pi} / t'_p = 10^3 \times 50,3 \times 1,43 / 2,2 = 32695 \text{ Н}. \quad (4.40)$$

W_{np}^{np} - опір у цапфах приводних коліс при русі крана без вантажу;

$$W_{np}^{np} = R_{np}^{\min} \times f \times d_0 / D = 251500 \times 0,015 \times 0,2 / 0,71 = 1063 \text{ Н}. \quad (4.41)$$

5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ

5.1 Вибір матеріалу

Найбільш поширеними для розрахункових елементів металоконструкцій є вуглецеві сталі марок ВСт3сп5 ГОСТ 380-88 та сталь 20 ГОСТ 1050-88, а також низьколеговані сталі марок 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД і 10ХСНД ГОСТ 19282-73. У порівнянні зі сталлю Ст3, низьколеговані сталі мають більші значення межі текучості, менш схильні до крихкого руйнування при низьких температурах, мають підвищену стійкість до атмосферної корозії.

Основні фізико-механічні властивості 09Г2С по ГОСТ 19281-89 [12]:

1. Межа міцності σ_B , МПа	500
2. Межа текучості σ_T , МПа	350
3. Допустимі напруження зминання $[\sigma_{зм}]$, МПа	325
4. Допустимі напруження згину $[\sigma_{зг}]$, МПа	250
5. Допустимі напруження кутових швів на зріз $[\tau_f]$, МПа	153
6. Межа витривалості σ_{-1P} , МПа	180
σ_{-1} , МПа	240
τ_{-1} , МПа	140
7. Відносне подовження δ , %	21
8. Ударна в'язкість a , Дж/см ²	65-35
9. Модуль пружності E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
10. Щільність ρ , т/м ³	7,85

5.2 Розрахунок навантажень

Вага металоконструкції крана, $G_{м.к.}$, (кН)	380
Вага візка, G_v , (кН)	80
Вага крана, $G_{кр}$, (кН)	510
Вага привода механізму пересування крана, $G_{м.п.}$, (кН)	3,5
Вага кабіни, G_k , (кН)	10
Вага підвіски, G_p , (кН)	10

5.3 Розрахунок головної балки

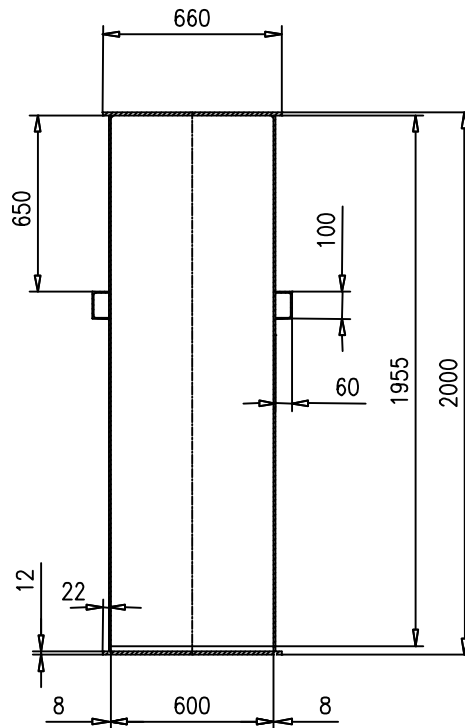


Рисунок 5.1 - Поперечний переріз головної балки

1) Площа поперечного перерізу:

$$F = B \cdot (\delta_{n1} + \delta_{n2}) + h_c \cdot (\delta_{c1} + \delta_{c2}) \text{ м}^2 \quad (5.1)$$

$$F = (1,976 \cdot 0,008) + (1,976 \cdot 0,008) + (0,66 \cdot 0,012) + (0,66 \cdot 0,012) = 0,05 \text{ м}^2$$

2) Постійне розподілене навантаження:

$$q = G/L = 510/31 = 16,5 \text{ кН/м}. \quad (5.2)$$

3) Відстань від опори до небезпечного перерізу:

$$X = \frac{L}{2} - \frac{a}{2} = \frac{31}{2} - \frac{1,7}{2} = 14,15 \text{ м} \quad (5.3)$$

Рухоме навантаження одного колеса візка на головну балку:

$$P_1 = 0,25 \cdot k_{\partial} \cdot (Q + G_B) \cdot 10^4 = 0,25 \cdot 1,2 \cdot (50 + 8) \cdot 10^4 = 174 \text{ кН} \quad (5.4)$$

$K_{\partial} = 1,2$ - коефіцієнт динамічності;

$$R \cdot a - P_2 \cdot K = 0;$$

де $K = 2,9 \text{ м}$ – база візка,

$$a = \frac{P_1 \cdot K}{R} = \frac{174000 \cdot 2,9}{298000} = 1,7 \text{ м} \quad (5.5)$$

Будуємо лінії впливу від усіх навантажень, вважаючи що:

$P_{\Pi 1} = 10500 \text{ Н}$ – вага лівого приводу крана,

$P_{\Pi 2} = 10500 \text{ Н}$ – вага правого приводу крана,

$l_1 = l_2 = 1 \text{ м}$ – відстань від опори до приводу крана,

$P_K = 10000 \text{ Н}$ – вага кабіни оператора,

$l_K = 2 \text{ м}$ – відстань від опори до кабіни оператора.

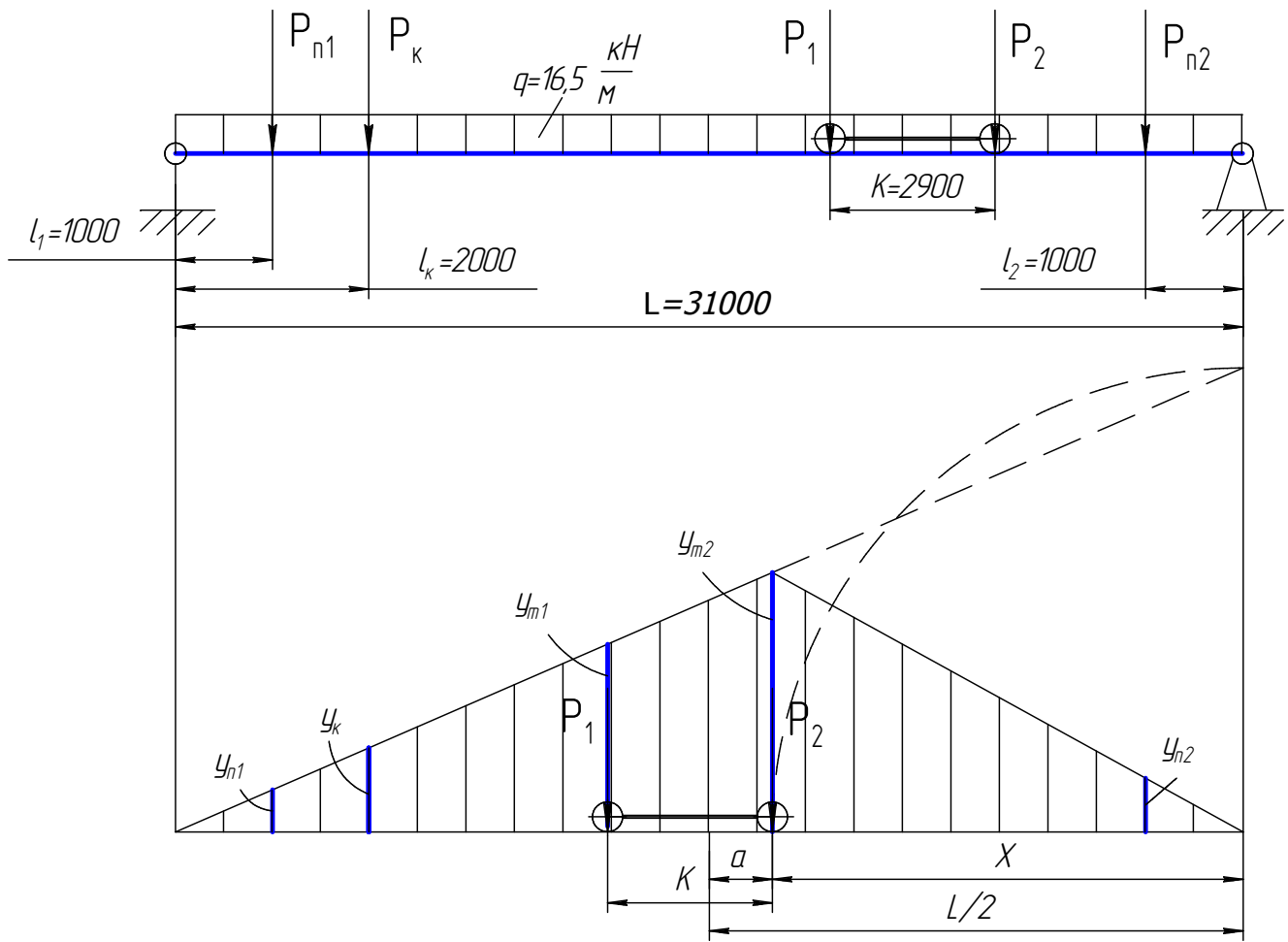


Рисунок 5.2 – Лінії впливу

4) Максимальний згинаючий момент:

$$M = P_{n1} \cdot y_{n1} + P_{n2} \cdot y_{n2} + P_K \cdot y_K + P_{T1} \cdot y_{T1} + P_{T2} \cdot y_{T2} + q \cdot \omega, \quad (5.6)$$

$$M = 3,5 \cdot 0,44 + 3,5 \cdot 0,563 + 10 \cdot 0,877 + 174 \cdot 1,96 + 174 \cdot 2,71 + 16,5 \cdot 29,81 = 1870,4 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

5) Момент інерції перерізу балки:

$$I_{II} = \left[\frac{B \cdot h^3}{12} + B \cdot h \cdot \left(\frac{H_C}{2} + \frac{h_{II}}{2} \right)^2 \right] \quad (5.7)$$

$$I_{n1} = I_{n2} = \left[\frac{0,6 \cdot 0,012^3}{12} + 0,6 \cdot 0,012 \cdot \left(\frac{1,976}{2} + 0,006 \right)^2 \right] = 0,71 \cdot 10^{-2} \text{ м}^4$$

$$I_C = \frac{h_{II} \cdot H_C^3}{12} \quad (5.8)$$

$$I_{C1} = I_{C2} = \frac{0,008 \cdot 1,976^3}{12} = 0,51 \cdot 10^{-2} \text{ м}^4$$

$$I_{ОБЩ} = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ м}^4.$$

6) Момент опору перерізу балки:

$$W_{c1} = W_{c2} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0,012 \cdot 1,976^2}{6} = 0,78 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3 \quad (5.9)$$

$$W_{П1} = W_{П2} = \frac{0,6 \cdot 0,008^2}{6} = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$W_{ОБЩ} = 0,78 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$$

7) Визначаємо розрахункове напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{MAX}}{W} = \frac{1870 \cdot 10^3}{0,78 \cdot 10^{-2}} = 167 \text{ МПа} \quad (5.10)$$

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1,4} = 250 \text{ МПа} \quad (5.11)$$

8) Визначаємо прогин балки:

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{31}{700} = 0,044 \text{ м} \quad (5.12)$$

$$f = \frac{R \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} = \frac{298000 \cdot 31^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,52 \cdot 10^{-3}} = 0,017 \leq [f] \text{ м} \quad (5.13)$$

9) Визначаємо коливання балки:

$$[t] = 12 \div 15 \text{ с}, \quad \gamma = 0,07 \text{ при } H/L > 1/20$$

де $\tau = \frac{1}{\rho}$ - період та частота власних коливань балки,

$$\rho = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}, \text{ Гц} \quad (5.14)$$

де $C = \frac{48EI_{xx}}{L^3}; \frac{kH}{m}$ - жорсткість балки на згин,

$\gamma=0,07$ – логарифмічний декремент коливань,

$m = 51000 \text{ кг}$ - приведена маса металоконструкції і вантажу,

$$C = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,0122}{31^3} = 39312 \frac{kH}{m};$$

$$\rho = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{39312}{51000}} = 5,4 \text{ Гц};$$

$$\tau = \frac{1}{5,4} = 0,185;$$

$$t = \frac{0,185}{0,07} = 2,6 \text{ с}.$$

5.4 Розрахунок кінцевої балки

1) Визначаємо момент інерції:

відносно вісі X-X

$$I_C = \frac{h_{II} \cdot H_C^3}{12} \quad (5.15)$$

$$I_{II} = \left[\frac{B \cdot h^3}{12} + B \cdot h \cdot \left(\frac{H_C}{2} + \frac{h_{II}}{2} \right)^2 \right] \quad (5.16)$$

$$I_C = 2 \cdot \frac{0,01 \cdot 0,7^3}{12} = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$$I_{II} = 2 \cdot \left[\frac{0,43 \cdot 0,012^3}{12} + 0,43 \cdot 0,012 \cdot \left(\frac{0,676}{2} + 0,006 \right)^2 \right] = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

$$I_x = 1,79 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

відносно вісі Y-Y

$$I_{II} = 2 \cdot \frac{0,012 \cdot 0,43^3}{12} = 16 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 \quad (5.17)$$

$$I_C = 2 \cdot \left[\frac{0,676 \cdot 0,01^3}{12} + 0,676 \cdot 0,01 \cdot \left(\frac{0,43}{2} + 0,005 \right)^2 \right] = 66 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 \quad (5.18)$$

$$I_y = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

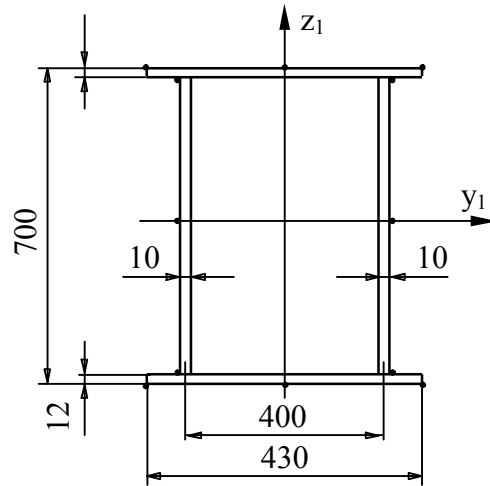


Рисунок 5.3 – Поперечний переріз кінцевої балки

2) Визначаємо момент опору перерізу кінцевої балки:

$$W_X = \frac{I_X}{Z_1} = \frac{1,79 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (5.19)$$

$$W_Y = \frac{2 \cdot I_Y}{B} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^{-4}}{0,43} = 3,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (5.20)$$

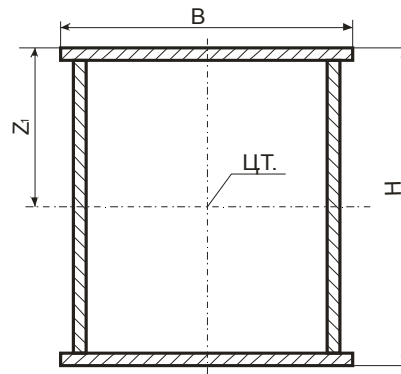


Рисунок 5.4 – Переріз кінцевої балки

3) Визначимо сили, що діють у вертикальній і горизонтальній площинах та реакції опор:

$$P_{1B} = \frac{2 \cdot P_1 \cdot (L - l_1) + P_2 \cdot (L - l_K) + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L} \quad (5.21)$$

$$P_{1B} = \frac{2 \cdot 174000 \cdot (31 - 1,1) + 10000 \cdot (31 - 2) + \frac{16500 \cdot 31^2}{2}}{31} = 600756 \text{ H} \quad (5.22)$$

$$P_{2B} = \frac{2 \cdot P_1 \cdot (L - l_1) + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L} = \frac{2 \cdot 174000 \cdot (31 - 1,1) + \frac{16500 \cdot 31^2}{2}}{31} = 365595 \text{ H} \quad (5.23)$$

$$R'_D = \frac{P_{2B} \cdot a + P_{1B} \cdot (B - a)}{B} = \frac{365595 \cdot 1,85 + 600756 \cdot (3,46 - 1,85)}{3,46} = 475020 \text{ H} \quad (5.24)$$

$$R'_C = \frac{P_{2B} \cdot (B - a) + P_{1B} \cdot a}{B} = \frac{365595 \cdot (3,46 - 1,85) + 600756 \cdot 1,85}{3,46} = 491331 \text{ H} \quad (5.25)$$

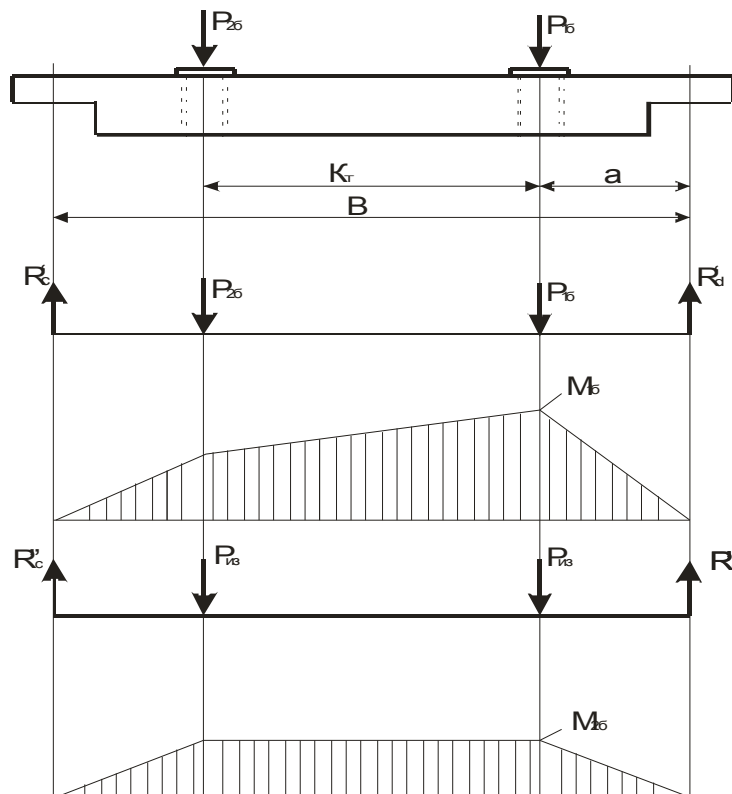


Рисунок 5.5 – Схема до розрахунку кінцевої балки

4) Визначаємо моменти згину у перерізі:

5)

$$M_{1B} = R'_D \cdot a = 475020 \cdot 1,85 = 878787 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.26)$$

$$M_{2B} = R''_D \cdot a = 380000 \cdot 1,85 = 703000 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.27)$$

6) Визначимо нормальні та сумарні напруження від моментів згину у вертикальній і горизонтальній площинах:

$$\sigma_1 = \frac{M_{1B}}{W_X} = \frac{878787}{5,1 \cdot 10^{-3}} = 133 \text{ МПа} \quad (5.28)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{2B}}{W_Y} = \frac{703000}{3,7 \cdot 10^{-3}} = 106 \text{ МПа} \quad (5.29)$$

$$\sigma_\Sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 133 + 106 = 238 \text{ МПа} \quad (5.30)$$

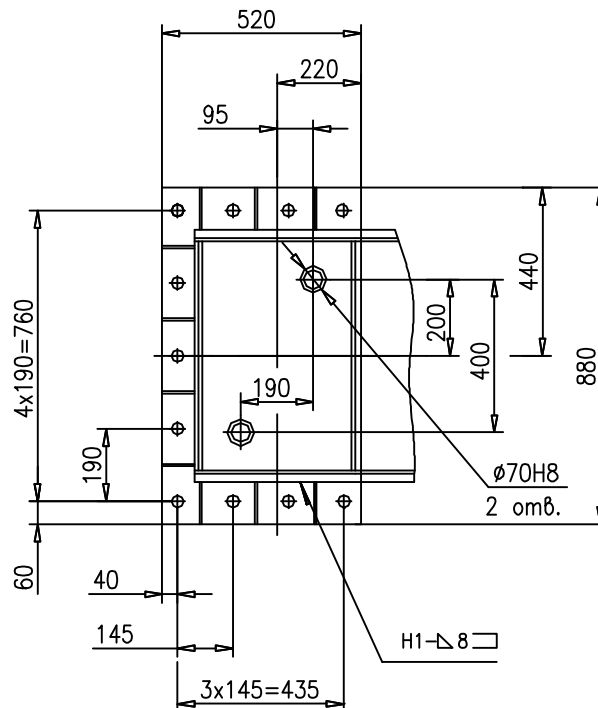
7) Розрахуємо дотичні напруження в перерізі:

$$\tau_1 = \frac{R'_D \cdot S_X}{I_X \cdot b} = \frac{475020 \cdot 33 \cdot 10^{-5}}{1,79 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,01} = 4,5 \text{ МПа} \quad (5.31)$$

8) Перевіримо балку за умови міцності:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_\Sigma^2 + 3 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{238^2 + 3 \cdot 4,5^2} = 238 \text{ МПа} \leq [\sigma] \quad (5.32)$$

5.5 Розрахунок опорного зварного з'єднання



В мостових кранах опорний зварний шов знаходиться на з'єднанні головної балки з кінцевою. У більшості випадків в місці з'єднання приварюється фасонка, яка виконує роль компенсатора напружень. Фасонка приварюється тавровим швом і розраховується на зріз. Для розрахунку зварного шва необхідно знайти значення реакції опори від ваги крана та візка у місці з'єднання, це значення і буде перерізуючою силою.

$$R = \frac{G_B \cdot (L - l_1) + G_B \cdot \frac{L}{2}}{L} = \frac{80000 \cdot (31 - 1,6) + 137000 \cdot \frac{31}{2}}{31} = 144370 \text{ Н} \quad (5.33)$$

Це значення поділимо на кількість фасонки на які розподіляється сила:

$$P = 144370 / 4 = 36092 \text{ Н} \quad (5.34)$$

Визначимо тангенційне напруження:

$$\tau = \frac{P}{\eta \cdot K \cdot l} = \frac{36032}{1 \cdot 0,008 \cdot 0,08} = 83,48 \text{ МПа} \leq [\tau_f] = 153 \text{ МПа} \quad (5.35)$$

де η – коефіцієнт, який залежить від типу зварювання ($\eta=1$ - автоматичне зварювання),

K – катет шва,

l – довжина шва.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1 Аналіз потенційних небезпек

Основні види небезпеки. небезпечних ситуацій і небезпечних випадків, які можуть виникнути під година нормальної експлуатації й у випадку порушення розумів нормальної експлуатації вантажопідйомних кранів і машин, вантажозахватних пристроїв, тари й колисок, і що представляють небезпеку для обслуговуючого й ремонтного персоналу.

Механічні види небезпеки, пов'язані з піднімальними операціями вантажопідйомними кранами й машинами, вантажозахватними пристроями, тарою й колисками й викликані:

- а) падінням вантажу, зіткненням, перекиданням крана;
- б) доступом працівників до вантажозахватних органів, пристосуванням, тарі й колискам;
- в) сходу крана або машини з рейок;
- г) недостатньою механічною міцністю складових частин деталей;
- д) невідповідною конструкцією шківів і барабанів;
- е) неправильним вибором ланцюгів, канатів, вантажозахватних органів, пристосувань. тари й колисок і їхньою неправильною установкою на кран або машину;
- ж) неконтрольованим опусканням вантажу механізмом із фрикційним гальмом;
- з) невідповідними умовами для установки, монтажу. демонтажу, налагодження, випробування, експлуатації, ремонту, реконструкції й модернізації;
- и) дією вантажу на працівників (нанесення удару вантажем);

Механічні види небезпеки, пов'язані зі складовими частинами вантажопідйомних кранів, вантажозахватними органами, пристосуваннями, тарою й колисками, з переміщуваними вантажами, місцем установки, масою й стійкістю, масою й швидкістю, прискоренням, недостатньою механічною міцністю, недотриманням безпечних відстаней:

- а) здавлювання;

- б) поріз;
- в) намотування, втягування або захоплення частин одягу, кінцівок і т.п.;
- г) удар;
- д) розсічення й відсікання;
- е) укол або проколювання;
- ж) розбризкування рідини під високим тиском;
- з) втрата стійкості елементів
- и) ковзання або падіння (на крані або із крана) працівників;

Електричні види небезпеки, що приводять до травм або смерті від електрошока або опіків, а так саме до того, що внаслідок фактора несподіванки, викликаного електричним ударом, працівник упаді через:

- а) контакту працівників із частинами, що звичайно перебувають під напругою;
- б) контакту працівників із частинами, що перебувають під напругою внаслідок несправності;
- в) наближення працівників до частин, що перебуває під високою напругою;
- г) непридатності ізоляції для передбачених розумів використання;
- д) електростатичних процесів, наприклад контакт працівників з електрично зарядженими частинами;
- е) термічного випромінювання або таких процесів, як розбризкування розплавлених речовин, хімічних процесів при коротких замиканнях, перевантаженнях і т.п.;
- ж) удару блискавки;

Термічні види небезпеки, що приводять до опіків, обмороженню й іншим травмам, викликаним:

- а) контактом працівників із предметами або матеріалами з дуже високою або низькою температурою;
- б) полум'ям або вибухом;
- в) випромінюванням джерел тепла;
- г) роботою в гарячому або холодному виробничому середовищі;

Небезпека, викликана шумом, може привести до:

- а) тривалому порушенню гостроти слуху;

- б) дзенькоту у вухах;
- в) утомі й стресу й т.п.;

Небезпека, викликана вібрацією, може привести до значних порушень здоров'я;

Небезпека, викликана матеріалами, речовинами (і їхніми компонентами), які використовує або виділяє робітник кран, а так само вантажами, що він переміщає, внаслідок:

а) їхнє вдихання, заковтування обслуговуючим і ремонтним персоналом шкідливих для здоров'я рідин, газів, аерозолів, пар і пилу, а так само їхнього контакту зі шкірою, очами й слизуватою оболонкою, проникнення через шкірний покрив;

- б) вогне- і вибухонебезпечності;

Небезпека, викликана зневагою ергономічними вимогами й принципами при розробці машин:

а) незручна робоча поза або надмірне або повторюване фізичне навантаження на організм працівника;

- б) зневага засобами індивідуального захисту;

- в) недостатнє місцеве висвітлення;

г) розумове перевантаження, стрес і т.п., що виникають під час робочого процесу, процесу контролю за роботою крана або машини або технічного обслуговування в межах їхнього використання по призначенню;

- д) помилки, неправильне поводження працівника;

- е) незручна конструкція. Розміщення або маркування елементів керування;

- ж) незручна конструкція або розміщення приладів контролю;

Небезпека, викликана несподіваним пуском, несподіваним перевищенням швидкості й т.п., внаслідок:

- а) виходу з ладу або порушення в роботі системи керування;

- б) припинення подачі енергії й відновлення енергопостачання після перерви;

- в) зовнішнього впливу на електроустаткування;

- г) інших зовнішніх впливів (сила ваги, вітер і т.п.);

- д) помилки в програмному забезпеченні;

е) помилки машиніста крана або машини (через недостатню відповідність крана або машини здатностям і навичкам машиніста);

Небезпека, викликана помилками (дефектами) при зборці або монтажі крана;

Небезпека, викликана поломками при роботі;

Небезпека, викликана падаючими предметами;

Небезпека, викликана поступальним рухом крана, візка;

Небезпека, пов'язана з робочим місцем, машиніста крана або машини:

а) падіння при спробі зайняти або покинути робоче місце;

б) викид газів або надмір кисню на робочому місці;

в) пожежа;

г) недостатній огляд з робочого місця;

д) невідповідне висвітлення;

Небезпека, пов'язана із джерелом і передачею енергії;

Небезпека, пов'язана з несприятливими природними факторами;

Недостатньо повні посібник з експлуатації й інструкція з охорони праці для машиніста.

6.2 Заходи по забезпеченню безпеки

Конструкція, компоновка елементів і механізмів крану, відповідає вимогам ГОСТ 12.2.003-74, "Правилам будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів", "Правилам устрою електроустановок", "Правилам технической эксплуатации электроустановок потребителей", "Правилам техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей" и "Санитарным правилам по устройству и оборудованию кабин машинистов кранов".

Для безпечного доступу до механізмів, запобіжних пристроїв і до електрообладнання, які вимагають постійного технічного обслуговування, передбачають відповідні люки, сходи, майданчики, огорожі згідно з вимогами ГОСТ 12.2.003-81.

Частини крану, які знаходяться у руху, зачиняються міцно закріпленими знімними огорожами, допускаючи зручний огляд і змащення по

ГОСТ 12.2.003 — 81. Обов'язковому огороженню підлягають:

- 1) зубчаті передачі;
- 2) зубчаті муфти;
- 3) вали механізмів пересування і підйому крану.

До ходових коліс кранів і візків прилаштовують щитки, які захищають колеса від потрапляння в них сторонніх речей. Зазор між щитком і рейкою не повинен перевищувати 10 мм.

Всі оголені струмопровідні частини кранового електрообладнання, в тому числі вимикачі, контактори панелі, ящики опору - огорожуються. Огорожі підлягають також оголені струмопровідні частини вимикача, які подають напругу на головні тролейні дроти або живлять кабель.

На випадок поломки ходових коліс або їх вісей, крани обладнують опорними деталями, які встановлюються на довжині не більш 20 мм від рейок, по яких рухається кран або візок, і розраховані на найбільш можливе навантаження на ці деталі.

На кінцях рейкового шляху, для попередження сходу кранів або візків, встановлюють упори. Для пом'якшення можливого удару об упор або о другий кран, крани обладнують буферними пристроями.

Крани обладнанні кінцевими вимикачами, пристроями для автоматичного зняття напруги з крану при виході на його галерею, електричним блокуванням дверей і люків, аварійними вимикачами, нульовим захистом, звуковими сигнальними пристроями, робочим та аварійним освітленням.

Електрична схема керування електродвигунами кранових механізмів вилучає:

- 1) самовключення електродвигунів після встановлення напруги в мережі, яка живить кран;
- 2) пуск електродвигунів не по заданій схемі прискорень;
- 3) пуск електродвигунів контактами запобіжних пристроїв (кінцевих вимикачів і блокувальних пристроїв).

Кінцеві вимикачі пристроїв безпеки, працюють на розрив електричної ланки.

Подача напруги на кран від зовнішньої ланки здійснюється через

ведений пристрій, який має ручний і дистанційний пристрій для зняття напруги.

Металоконструкції та інші металеві частини крана, які можуть потрапити під напругу, як наслідок псування ізоляції, заземлюються.

6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Освітлення в кабіні на робочих поверхнях пульта і важелях керування повинно бути не менш 20 лк від системи (плафона) загального освітлення кабіни.

Система загального освітлення кабіни обладнана вимикачами для вимикання світла при роботі крану.

В якості джерела світла в наріжній установці використовують лампи типу ДРЛ з пристроєм, який перешкоджає самовідгвинчуванню, або лампи накаливання з амортизаційним пристроєм, який поглинає вібрацію.

При експлуатації крана забезпечується освітленість не менш 10 лк на майданчиках прийому і подачі вантажу в зоні роботи крана, і на вантажозахватному пристрої на будь якому рівні його підйому і пересуванні в горизонтальній площині.

Денна освітленість забезпечується з урахуванням цехового освітлення.

Граничне допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі закритої кабіни не перевищує норм, встановлених згідно з ГОСТ 12.1.005 - 76.

Крани, які керуються з кабіни, постачаються звуковим сигнальним пристроєм, який повинен бути гарно чутним в місцях підйому і опусканні вантажу.

Ергономічні показники кранів - зручність керування, зручність положення кранівника, гігієнічні умови в кабіні, обзорність і безпечність праці, забезпечуються відповідним пристроями кабіни управління і розташованих в ній механізмів і апаратів керування відповідно з ГОСТ 12.2.032-78. Важелі керування крана розташовують в кабіні на висоті від 200 до 300 мм від рівня верхньої поверхні сидіння. Рукоятки важелів виготовляють з матеріалу з низькою теплопровідністю.

Загальні умови безпеки по шуму і допускні рівні на робочім місці кранівника відповідають вимогам ГОСТ 12.1.003 - 83.

Допускні рівні звукового тиску в октавних смугах частот та рівні звуку в зачиненої кабіні не перевищують значень, наведених в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Допускні рівні звукового тиску

Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівні звукового тиску, дБ	94	87	82	78	75	73	71	70
Рівні звуку, дБ	80							

Вібраційні характеристики на робочому місці кранівника відповідають вимогам ГОСТ 12.1.012-78 в місті вимог, які відносяться до транспортно-технологічних машин.

Середнє квадратичне значення віброшвидкості і їх рівні в октавних смугах частот на робочому місці не перевищують значень, які наведенні в табл.6.2.

Таблиця 6.2 – Середнє квадратичне значення віброшвидкості

Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц	2	-4	8	16	31,5	63
Середнє квадратичне значення віброшвидкості, м/с	3,5	1,3	0,63	0,55	0,55	0,56
Рівні віброшвидкості, дБ	117	108	108	101	101	101

Рівні віброшвидкості, які передаються на руки кранівника від важелів керування (локальні або місцеві вібрації) не перевищують значень, наведених в табл.7.3.

Таблиця 6.3 – Рівні віброшвидкості

Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
--	---	----	------	----	-----	-----	-----	------

Середнє квадратичне значення віброшвидкості, м/с	5,0	5,0	3,5	2,5	1,8	1,3	0,8	0,65
Рівні віброшвидкості, дБ	120	120	117	114	111	108	105	102

Місце кабіни повинно бути таким, щоб кранівник міг без перешкод наглядати за вантажозахватним органом та вантажем у процесі роботи крану, забезпечуючи безпеку людини, яка знаходиться у робочій зоні, збереженість будівель та обладнання.

Кут огляду повинен бути 45° - 30° .

Освітленість (загальна) кабіни повинна бути не менш 50 лк на висоті 1200 мм від рівня підлоги.

У кабіні обов'язково має бути аптечка.

Інтенсивність променевого потоку крізь скло не повинна перевищувати $350 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Висота встановлених педалей над рівнем підлоги встановлює не більш 80 мм.

Кабіна обладнана кріслом з м'яким сидінням і спинкою. Крісло має вертикальне і горизонтальне регулювання в межах ± 50 мм.

Покриття подушок сидінь виготовляються з пом'якшеного повітронепроникливого нетоксичного матеріалу.

Кабіна зашклена безосколковим високоміцним склом, має відчинені пройми (вікна, форточки) для вентиляції кабіни, можливість лушпиння скла зсередини і ззовні.

Скло на підлогах кабіни, на яке може ставати кранівник захищається ґратами.

Двері для входу в кабіну можуть бути розпашними або рухомі і мають запір з зовнішньої сторони. Розпашні двері відчиняються усередину кабіни. При наявності перед входом в кабіну майданчика з відповідним огороженням, двері кабіни можуть відчинятись назовні.

В кабіні встановлюють вогнегасник та вішалку, для одягу, а також передбачають місце для встановлення крісла стажера, для збереження документації, інструменту і аптечки.

В кабіні не припускається розташовувати пускокерувальні опори та

інше електрообладнання, яке являє собою джерело тепловиділення, а також пристроїв, які призводять до шуму під час спрацюванні.

Підлогу kabіни вкривають теплонепровідним матеріалом. Поверхня підлоги не має бути слизькою. В місцях обслуговування електрообладнання настиляють діелектричний килим. Температура зовнішніх огорож поверхні в kabіні не перевищує 35°C.

Kabіни усіх кранів обладнують електронагрівальними пристроями. Система опалення замкненої kabіни крана забезпечує температуру повітря в kabіні відповідаючи нормам ГОСТ 12.1.005 - 76.

Тепло і звукоізоляція kabіни крана забезпечується обшивкою зовнішньої поверхні її теплонепровідними і звукопоглинаючими матеріалами (пенопластом, фанерою, лінолеумом і т.п.).

Вимоги безпеки до kabіни відповідають вимогам ГОСТ 12.2.066 - 81.

Kabіни, гакові підвіски та інші вантажозахватні органи, зовнішні елементи ходових частин мають застерігаюче фарбування по ГОСТ 12.4.026 - 76 і ГОСТ 12.2.058 - 81 у вигляді чергувальних смужок жовтого та чорного кольорів під кутом 45°, фарби виготовляє споживач. Аварійний вимикач фарбують в червоний колір.

Органи керування краном відповідають ГОСТ 12.2.064 - 81 і мають написи або графічні символи відповідно до ГОСТ 12.4.040 - 78.

Виготовлення сталевих конструкцій кранів с застосуванням сварки, відповідає вимогам ГОСТ 12.2.070-81.

Загальні вимоги безпеки до конструкцій кранів, матеріалу і маркуванню відповідають вимогам ГОСТ 12.2.065 - 81.

6.4 Заходи пожежної безпеки

Основи протипожежного захисту підприємств визначені ГОСТ 12.1.004-91 «Пожарная безопасность. Общие требования».

Машинний цех відноситься до категорії Д згідно СНіП 2.09.02-85 «Нормы проектирования. Производственные здания промышленных предприятий» і

розміщується в будівлі, що не згорає, 2 ступені вогнестійкості. На випадок виникнення пожежі згідно СНіП 2.01.02-85 «Противопожарные нормы проектирования зданий и сооружений» в цеху забезпечена можливість безпечної евакуації людей через евакуаційні виходи. Відстань від найбільш видаленого робочого місця до евакуаційного виходу не перевищує 75 м.

Елементи дробин, що розташовуються в сходових клітках, передбачені такими, що не згорають, з межами вогнестійкості не менше 1,5 години. Ширина сходових маршів складає 2,2 м, ширина коридорів менше 2 м, ширина дверей 1 м, висота дверей і проходів 2,0 м. Двері, призначені для евакуації, відкриваються в сторони виходу з будівлі.

Із засобів пожежегасіння на ділянці передбачено:

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

б) На кожні 600 м² для механічних цехів прийнято:

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

Вуглекислотні вогнегасники пристосовані для гасіння тільки електроустаткування. В електроустаткуванні передбачені заходи пожежної безпеки:

- всі частини обладнання, що іскряться, закриті пилозахисними ковпаками;
- силове розподілення захищене трубами;
- силова апаратура має захист від короткого замикання.

Проектом передбачено пристрій пожежної сигналізації на ділянці та допоміжних приміщеннях. Встановлюються позиції оповіщення з розрахунку 1 на 65 м² площі і затикаються на прийомну станцію пожежної сигналізації типу «Гамма 108».

Для захисту від блискавок передбачено пристрій блискавковідводів. З метою захисту від статичного струму передбачено заземлення електропровідних частин обладнання.

Технологічні процеси проводяться відповідно до регламентів, правил технічної експлуатації і іншої затвердженої в установленому порядку нормативно-технічної і експлуатаційної документації, а устаткування, призначене для використання пожежонебезпечних і взривопожежонебезпечних речовин і матеріалів, відповідає конструкторській документації.

Планово-запобіжний ремонт і профілактичний огляд устаткування повинні проводитися у встановлені терміни і при виконанні заходів пожежної безпеки, передбачених проектом і технологічним регламентом.

Конструкція витяжних пристроїв (шаф, сушильних камер, забарвлень, і т.д.), апаратів і трубопроводів запобігає накопиченню пожежонебезпечних відкладень і забезпечує можливість їх очищення пожежобезпечними способами. Роботи по очищенню повинні проводитися згідно технологічним регламентам і фіксуватися в журналі.

Іскрогасники, іскровловлювачі, вогнестримувальні, вогнезагороджуючі, пиле- і металлоуловлювачі, противибухові пристрої і системи захисту від статичної електрики, встановлені на технологічному устаткуванні, трубопроводах і в інших місцях, і знаходяться в робочому стані.

Мешкання у виробничих будівлях, складах і на територіях підприємств, а також розміщення в складах виробничих майстерень не допускається.

Через склади і виробничі приміщення не прокладені транзитні електромережі і трубопроводи для транспортування ЛЗР, ПР.

Стіни, стелі, підлога, конструкції і устаткування приміщень систематично забирається. Періодичність прибирання встановлюється наказом по підприємству.

6.5 Заходи цивільної оборони

«Оцінка впливу сильнодіючих отруйних речовин на персонал виробництва та заходи по його захисту»

Проблема промислової безпеки значно загострилася з появою великомасштабних хімічних виробництв у першій половині нашого століття. Основу хімічної промисловості склали виробництва безперервного циклу, продуктивність яких не має, власне кажучи, природних обмежень. Постійний ріст продуктивності обумовлений значними економічними перевагами великих установок. Як наслідок, зростає зміст небезпечних речовин у технологічних апаратах, що супроводжується виникненням небезпек катастрофічних пожеж, вибухів, токсичних викидів і інших руйнівних явищ.

Безпека функціонування хімічно небезпечних об'єктів (ХНО) залежить від багатьох факторів: фізико-хімічних властивостей сировини, напівпродуктів і продуктів, від характеру технологічного процесу, від конструкції й надійності встаткування, умов зберігання й транспортування хімічних речовин, стану контрольно-вимірювальних приладів і засобів автоматизації, ефективності засобів проти аварійного захисту й т.д. Крім того, безпека виробництва, використання, зберігання й перевезень СДОР у значній мірі залежить від рівня організації профілактичної роботи, своєчасності і якості планово-попереджувальних ремонтних робіт, підготовленості й практичних навичок персоналу, системи нагляду за станом технічних засобів проти аварійного захисту.

Наявність такої кількості факторів, від яких залежить безпека функціонування ХНО, робить цю проблему вкрай складною. Як показує аналіз причин великих аварій, супроводжуваних викидом (витоком) СДОР, на сьогодні не можна виключити можливість виникнення аварій, що приводять до поразки виробничого персоналу.

Аналіз структури підприємств, що роблять або споживають СДОР, показує, що в їхніх технологічних лініях звертається, як правило, незначна кількість токсичних хімічних продуктів. Значно більше по обсязі кількість СДОР утримується на складах підприємств. Це приводить до того, що при аваріях у цехах підприємства в більшості випадків має місце локальне зараження повітря, устаткування цехів, території підприємств. При цьому поразка в таких випадках може одержати в основному виробничий персонал.

Необхідно відзначити, що на промислових об'єктах звичайно зосереджена значна кількість різних легкозаймистих речовин, у тому числі СДОР. Крім того,

багато ХНО СДОР вибухонебезпечні, а деякі хоча й не горючі, але становлять значну небезпеку в пожежному відношенні. Це обставина варто враховувати при виникненні пожеж на підприємствах. Більше того, сам пожежа на підприємствах може сприяти виділенню різних отруйних речовин.

Тому при організації робіт з ліквідації хімічно небезпечної аварії на підприємстві і її наслідках необхідно оцінювати не тільки фізико-хімічні й токсичні властивості СДОР, але і їх вибухо- і пожежонебезпеку, можливість утворення в ході пожежі нових СДОР і на цій основі вживати необхідних заходів по захисту персоналу, що приймають участь у роботах.

Для будь-якої аварійної ситуації характерні стадії виникнення, розвитку й спаду небезпеки. На ХНО в розпал аварії можуть діяти, як правило, кілька вражаючих факторів - пожежа, вибухи, хімічне зараження місцевості й повітря й інших. Дія СДОР через органи подиху частіше, ніж через інші шляхи впливу, призводить до поразки людей.

Із цих особливостей хімічно небезпечних аварій треба: захисні заходи й, насамперед, прогнозування, виявлення й періодичний контроль за змінами хімічної обстановки, оповіщення персоналу підприємства повинні проводитися з надзвичайно високою оперативністю. Локалізація джерела надходження СДОР у навколишнє середовище має вирішальну роль у попередженні масової поразки людей. Швидке здійснення цього завдання може направити аварійну ситуацію в контрольоване русло, зменшити викид СДОР і істотно знизити збиток.

Особливістю хімічно небезпечних аварій є висока швидкість формування й дії вражаючих факторів, що викликає необхідність вживання оперативних заходів захисту.

У зв'язку із цим захист від СДОР організується по можливості завчасно, а при виникненні аварій проводиться в мінімально можливий термін.

Захист від СДОР являє собою комплекс заходів, здійснюваних з метою виключення або максимального ослаблення поразки персоналу й збереження його працездатності.

Комплекс заходів щодо захисту від СДОР включає:

інженерно-технічні заходи щодо зберігання й використання СДОР;

підготовку сил і засобів для ліквідації хімічно небезпечних аварій;
 навчання їхньому порядку й правилам поведінки в умовах виникнення аварій;
 забезпечення засобами індивідуального й колективного захисту;
 забезпечення безпеки людей і використання ними засобів індивідуального й колективного захисту;
 повсякденний хімічний контроль;
 прогнозування зон можливого хімічного зараження;
 попередження (оповіщення) про безпосередню погрозу поразки СДОР;
 тимчасову евакуацію з небезпечних районів;
 хімічну розвідку району аварії;
 пошук і надання медичної допомоги потерпілим;
 локалізацію й ліквідацію наслідків аварії.

Обсяг і порядок здійснення заходів щодо захисту багато в чому залежать від конкретної обстановки, що може зложитися в результаті хімічно небезпечної аварії, наявності часу, сил і засобів для здійснення заходів щодо захисту й інших факторів.

Насамперед захист від СДОР організується й здійснюється безпосередньо на ХНО, де основна увага приділяється заходам щодо попередження можливих аварій. Вони носять як організаційний, так і інженерно-технічний характер і спрямовані на виявлення й усунення причин аварій, максимальне зниження можливих руйнувань і втрат, а також на створення умов для своєчасного проведення локалізації й ліквідації можливих наслідків аварії.

Всі ці заходи відбиваються **в плані захисту об'єкта від СДОР**, що розробляється завчасно за участю всіх головних фахівців об'єкта. План розробляється, як правило, текстуально з додатком необхідних схем, що вказують розміщення об'єкта, сил і засобів ліквідації наслідків аварії, їхню організацію й т.д. Він складається з декількох розділів і визначає підготовку об'єкта до захисту від СДОР і порядок ліквідації наслідків аварії.

У розділі організаційних заходів плану захисту від СДОР відбиваються:
 характеристика об'єкта, його підрозділів (цехів), наявних на об'єкті СДОР;
 оцінка можливої обстановки на об'єкті у випадку виникнення аварії;

організація виявлення й контролю хімічної обстановки на об'єкті в повсякденних умовах і при аварії, порядок підтримки сил і засобів хімічної розвідки й хімічного контролю;

організація оповіщення персоналу об'єкта;

організація вкриття персоналу об'єкта в захисних спорудженнях, наявних на об'єкті, порядок підтримки їх у постійній готовності до вкриття людей;

організація евакуації персоналу об'єкта при необхідності;

порядок оснащення й застосування невоєнізованих формувань Цивільної оборони на об'єкті для ліквідації наслідків аварії;

організація оточення вогнища поразки, порядок надання медичної допомоги, приваблювані для цієї мети сили й засобу;

організація керування силами й засобами об'єкта при ліквідації аварії і її наслідків, порядок використання сил і засобів, що прибувають для надання допомоги в ліквідації наслідків аварії;

порядок подання повідомлень про виникнення хімічно небезпечної аварії й ході ліквідації її наслідків;

організація забезпечення персоналу об'єкта й невоєнізованих формувань Цивільної оборони засобами індивідуального захисту й ліквідації наслідків аварії, порядок і строки їхнього нагромадження й зберігання;

організація транспортного, енергетичного й матеріально-технічного забезпечення робіт з ліквідації наслідків аварії.

У розділі інженерно-технічних заходів плану захисту від СДОР відбиваються:

розміщення (устаткування) пристроїв, що запобігають витік СДОР у випадку аварії (клапани-відсекателі, клапани надлишкового тиску, терморегулятори, пропускні або скидальні пристрої й т.д.);

плановане посилення конструкцій ємностей і комунікацій зі СДОР або пристрою над ними огорожень для захисту від ушкодження уламками будівельних конструкцій при аварії (особливо на пожежо- і вибухонебезпечних підприємствах);

розміщення (будівництво) під сховищами зі СДОР аварійних резервуарів, чаш, пасток (аварійних комор) і спрямованих стоків;

розосередження запасів СДОР, будівництво для них заглублених або полузаглублених сховищ.

7 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД МОДЕРНІЗАЦІЇ КРАНУ

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

$$E = \left[C_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (7.1)$$

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

$C_1 = 720000$ грн. – вартість одиниці базового крану,

$C_2 = 650000$ грн. – вартість одиниці нового крану,

$\frac{B_2}{B_1} = \frac{2575360}{2575360} = 1$ – коефіцієнт врахування збільшення продуктивності одиниці

нового крану по відношенню до базового,

$$B_i = Q \cdot K_\Gamma \cdot K_B \cdot \frac{\Phi}{T_\Pi} \quad (7.2)$$

де B_i – теоретична продуктивність крану відповідно базової моделі (1) та нової (2),

$Q = 50$ т – вантажопідймальність машини,

$K_\Gamma = 0,8$ – коефіцієнт використання машини за часом при роботі з гаком,

$K_B = 0,8$ – коефіцієнт використання машини за вантажопідйомністю при роботі з гаком,

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

$T_\Pi = 1,5$ хв. = 0,025 год. – час одного циклу роботи крану з гаком,

$$B_1 = 50 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot \frac{2012}{0,025} = 2575360 \frac{m}{рік}$$

$$B_2 = 50 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot \frac{2012}{0,025} = 2575360 \frac{m}{рік}$$

$$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = \frac{0,05 + 0,15}{0,04 + 0,15} = 1,05 \text{ - коефіцієнт врахування зміни терміну використання}$$

нової машини порівняно із базовою,

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

$$P_1 = 1/T_1 = 1/20 = 0,05 \quad (7.3)$$

$$P_2 = 1/T_2 = 1/25 = 0,04$$

де $T_1 = 20$ років – термін експлуатації відповідно базової нової машини,

$T_2 = 25$ років - термін експлуатації нової машини,

$E_n = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень [14],

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

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.

$$I'_1 = Z_{ЗП} + Z_A + Z_E + Z_P, \quad (7.4)$$

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

$$Z_{ЗП} = \kappa \cdot n \cdot \Phi \cdot C_q \cdot K_n, \quad (7.5)$$

де $n = 3$ – кількість робочих в одній зміні,

$\kappa = 2$ – кількість змін,

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

$C_q = 6,4$ грн. – часова тарифна ставка,

$K_n = 1,5$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування [14],

$$Z_{3П} = 3 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 6,4 \cdot 1,5 = 115891,2 \text{ грн.}$$

Z_A – сума амортизаційних відрахувань,

$$Z_A = a_k \cdot Ц \quad (7.6)$$

де $a_k = 4 \%$ – норма на капітальний ремонт [14],

$Ц$ – вартість базової машини,

$$Z_A = 0,04 \cdot 720000 = 28800 \text{ грн.}$$

Z_E - річні витрати на електроенергію,

$$Z_e = Ц \cdot \Phi \cdot K_{\phi} \cdot K_m \cdot 0,01 \cdot ПВ \cdot P_m, \quad (7.7)$$

де $Ц = 0,24 \text{ грн.}$ – вартість 1 кВт/год. електроенергії,

$K_{\phi} = 0,4$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу машини [14],

$K_m = 0,5$ – коефіцієнт використання потужності,

$ПВ = 15 \%$ - тривалість включення для важкого режиму,

$P_m = 110 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів,

$$Z_E = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 15 \cdot 110 = 1593,5 \text{ грн.}$$

Z_P – витрати на ремонт та технічне обслуговування крану,

$$Z_P = Z_{mo} + Z_m, \quad (7.8)$$

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

$$Z_{mo} = C_p \cdot Ч_{cp} \cdot K_n \cdot t_p, \quad (7.9)$$

де $C_p = 1,2$ – середня годинна ставка ремонтного робочого,
 $Ч_{cp} = 4,1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт,
 $K_n = 1,5$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування [14],
 $t_p = 1230$ год. – річна трудомісткість ТО і Р для мостового крану [17],

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

$З_m$ – витрати на матеріали,

$$З_m = З_{то} K_m \quad (7.10)$$

де $K_m = 0,3$ – коефіцієнт витрат на ремонтні матеріали [14],

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

Отже, експлуатаційні витрати:

$$И_1' = 115891,2 + 28800 + 1593,5 + 11800 = 158085 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$З_{зп} = 3 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 6,4 \cdot 1,5 = 115891,2 \text{ грн}$$

$$З_a = 0,04 \cdot 650000 = 26000 \text{ грн.}$$

$$З_e = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 15 \cdot 92 = 1323 \text{ грн.}$$

$$З_p = 11800 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати:

$$И_2' = 115891,2 + 26000 + 1323 + 11800 = 155014 \text{ грн.}$$

K_1, K_2 - питомі капітальні вкладення,

$$K = \frac{Ц}{\Phi_o} \quad (7.11)$$

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

$$K_1 = \frac{720000}{0,85} = 847059 \text{ грн.}$$

$$K_2 = \frac{650000}{0,85} = 764706 \text{ грн.}$$

$$E = \left[720000 \cdot 1 \cdot 1,05 + \frac{(158085 - 155014) - 0,15 \cdot (764706 - 849059)}{0,04 + 0,15} - 650000 \right] \cdot 1 = 188758 \frac{\text{грн.}}{\text{рік}}$$

Висновок: перевірка економічної доцільності модернізації ґрунтується на порівнянні ефективності використання базової машини із новою. Порівнюється прибуток від зменшення маси крану. Економічний ефект складає 188758 грн.

8 КЕРІВНИЦТВО З ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Дійсне керівництво з експлуатації (КЕ) розроблено у відповідності з вимогами ГОСТ 2.601-95 і містить: загальні положення по експлуатації, відомості про конструкції, опис роботи конструкції й складових частин, опис технічного обслуговування, карти змащення, перелік можливих несправностей і їхнього усунення, вказівка мерли безпеки.

8.1 Технічний опис

Кран мостовий г.п. 50/16 т призначений для обслуговування ливарного цеху.

Кран встановлений у машинному залі й здійснює наступні операції:

- монтаж, ремонт і обслуговування встаткування;
- при спільній роботі з мостовим краном г.п. 50 т здійснює монтаж великовагового встаткування з використанням спеціальних пристосувань.

Основними вузлами крана є: металоконструкція крана, візок крана з механізмами, механізм пересування крана, кабіна кранова закрити, електроустаткування.

Металоконструкція крана виготовлена з листової сталі і являє собою зварену металеву конструкцію коробчастого перетину, що складає із двох головних і двох кінцевих балок. Кабіна керування закритого типу підвішена до площадки головної балки й до кінцевої балки. Для обслуговування тролей і головних струмознімачів є колиска. Під візкові рейки Р38 ГОСТ 3542-47, по яких переміщається візок, кріпляться на головній балці мосту крана за допомогою притискних планок. Уздовж головної балки встановлена площадка таким чином, щоб мати доступ на візок при будь-яким її положенні. На площадках установлені шафи електроустаткування. Привід механізму пересування крана встановлений на кінцевих балках.

Механізм пересування крана

Механізм пересування крана постачений електродвигуном В21F160M6LENTWSKVHW з убудованим гальмом типу ВFK458-18, що забезпечує плавні гальмування. Механізм пересування крана виконаний з

роздільним приводом. Кран опирається на чотири колеса $\varnothing$ 560 мм, з яких два приводні. Крутний момент від електродвигуна B21F160M6LENTWSKVHW передається через редуктора 5ЦЗвк(ф)-200-25-1732 і 5ЦЗвк(ф)-200-25-2732 до приводних коліс. Крайні положення візка й крана при пересуванні обмежуються кінцевими вимикачами ПП-741 У1.

Токопідвод до крана - тролейний.

Кабіна крановика

Кабіна встановлена стаціонарно під головною балкою мосту. Кабіна крановика, закритої конструкції з кондиціонером, має суцільне огороження з усіх боків. Оскління кабіни забезпечує гарну видимість із більшим кутом огляду. Світлові прорізи виконані з небиткого (безосколкового) скла товщиною 6 мм і ущільнені гумою.

Кабіна обладнана: кріслом машиніста, шафою з електроапаратурою, контрольно-вимірювальними приладами.

Для блокування люка (вихід на площадку мосту) установлень блокувальний вимикач ВП16ПЕ23Б 231-55В2.3. Керування приводами механізмів крана здійснюється з кабіни пультом керування або з радіопульта. Реалізовано три режими роботи радіопульта: керування тільки першим краном, керування тільки іншим краном, керування одночасно двома кранами з ідентичними командами.

Для виконання спільної роботи двох кранів, необхідні наступні операції:

- підігнати крани друг до друга на потрібну відстань;
- зняти із запобіжника важіль;
- накинути важіль як гачок на вісь вушок для зчепа, що перебуває на іншому крані;
- зафіксувати з'єднання віссю запобігання від можливого розмикання зчепа.

При експлуатації крана варто звертати увагу на неприпустимість перекосів його в горизонтальній площині. Вони виникають у випадку забігання одного з коліс при пересуванні крана.

Перекоси можуть виникати в результаті порушення правил експлуатації (незадовільний стан кранових шляхів, неправильне регулювання гальм механізму пересування, зниження вимог до електрозахисту механізму пересування й т.д.).

При перекосах в окремих вузлах конструкції виникають значні додаткові напруги. Тому крановик зобов'язаний у випадку раптової зупинки або забігання одного з коліс, помітного на око, негайно зупинити кран і встановити причину забігання.

8.2 Технічне обслуговування крана

Для керування вантажопідйомним краном і його обслуговування адміністрація призначає крановика (при необхідності й помічника крановика), слюсаря-електромонтера.

Вантаж на гак крана підвішує стропальник або зацепщик. Якщо зона, що обслуговує кран, погано проглядається з кабіни, відсутнє радіо або телефонний зв'язок між стропальником (зацепщиком) і крановиком, для передачі сигналів стропальника призначається сигнальник.

Керівник організації, що експлуатує кран, зобов'язаний забезпечити зміст його в справному стані й безпечні умови його роботи шляхом організації належного технічного огляду, огляду, ремонту, нагляду й обслуговування. Кран повинен бути постачений чіткими позначеннями: реєстраційного номера, вантажопідйомності, дати наступного випробування й написами із вказівками мер безпеки. Використання крана в більше важкому режимі, чим зазначено в паспорті, не допускається.

При роботі крана не дозволяється сполучення більше двох операцій. Періодичний технічний огляд крана проводити відповідно до «Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов». Забороняється використати крани для переміщення людей. Не допускається перетинання й зіткнення канатів з електрокабелями й електропроводами.

Кран повинен бути обладнаний низьковольтним ремонтним висвітленням напругою не більше 42 В. Висвітлення на крані при відключенні електроустаткування крана повинне залишатися включеним. Налагоджувальні роботи й випробування необхідно робити при встановлених кришках клемних коробок і закритих дверей електрошкафів.

До подачі напруги на головний токопідвод необхідно переконатися у відсутності людей і сторонніх предметів на кранових шляхах. Особи, відповідальні за зміст крана в справному стані, зобов'язані забезпечити виконання крановиками виробничих інструкцій з обслуговування крана.

Під час руху крана необхідно вести постійне спостереження за вантажем, що рухається.

При виявленні несправностей, що перешкоджають безпечній роботі крана, крановик, не приступаючи до роботи, повинен зробити відповідний запис у журналі прийому-здачі й доповісти про це особі, відповідальному за стан і безпечну експлуатацію крана, або особі, якій він підлеглий.

Після ремонту крана крановик може почати роботу на крані тільки з дозволу особи, відповідального за справний стан і безпечну роботу крана. Це дозвіл повинне бути записане в журнал прийому-здачі зміни.

При виникненні на крані пожежі крановик повинен негайно відключити рубильник у кабіні, викликати пожежну охорону й приступитися до гасіння пожежі наявними протипожежними засобами. Мастильні й обтиральні матеріали (не більше добової норми) дозволяється зберігати на крані в металевій ємності, укріпленої в зручному місці.

При огляді всіх вузлів особлива увага необхідно приділити надійності їхнього кріплення, правильності роботи вузлів, справності системи змащення. Особлива увага при огляді необхідно звертати на такі деталі, як рами, букси, осі, гаки.

При огляді канатів необхідно ретельно перевіряти й підтягувати кріплення канатів на барабанах і канатних затискачах, а також ретельно перевіряти зношування й наявність обривів дротів канатів. Якщо кількість обривів дротів перевищує припустимі межі, канат необхідно замінити. Норми бракування визначені в « Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов ». При роботі механізмів підйому не можна допускати ослаблення каната, тому що це може порушити правильність укладання каната на барабані.

При огляді зубчастих передач редукторів варто звертати увагу на кріплення підшипникових валів, кріплення самого редуктора, зазори в зубчастій передачі, зношування зубів.

При огляді підшипників кочення необхідно перевіряти їхній стан, надійність кріплення в корпусі, щільність прилягання кришок, стан ущільнень, справність мастильної системи й достатність змащення в підшипнику.

Сильне нагрівання підшипника може бути обумовлений його забрудненням, недостатнім змащенням, неправильною установкою або ушкодженням окремих елементів.

При огляді особлива увага необхідно звертати на те, щоб ніде не було механічних ушкоджень, що лопнули елементів, тріщин в основному металі й у зварених швах, ослаблених болтів, зношування вушок і осей.

Особлива увага варто приділяти:

- стану швів мосту;
- болтових з'єднань мосту крана.

Перевіряти наявність змащення в підшипниках, кріплення коліс на осях і кріплення букс. Тріщини на ходових колесах не допускаються. Колеса із тріщинами варто замінити новими.

Для безперебійної роботи й безпечної експлуатації кран необхідно систематично оглядати й ремонтувати. У комплекс цих заходів входить щозмінне обслуговування, планові огляди і капітальний ремонт.

Щозмінне обслуговування крана - основний вид відходу - робить крановик при прийманні й під час зміни. Перш, ніж приступитися до роботи, крановик зобов'язаний ознайомитися із записами в журналі прийому й здачі зміни, оглянути кран. При виявленні несправностей він робить запис у журналі. Якщо виявлені дефекти не можна усунути самостійно, крановик повідомляє про їх адміністрації. Оглядається кран при відключеному рубильнику. Якщо при огляді сталевій конструкції виявлена тріщина в якому-небудь елементі, варто негайно повідомити адміністрації й не приступати до роботи до одержання дозволу.

Робити зовнішній огляд (без розбирання) електричних апаратів і проводки, у тому числі гальмових елементів і гідроштовхачів і кінцевих вимикачів. Перевіряти цілісність гумового коврика й рукавичок. При пробних включеннях перевіряються кінцеві вимикачі, справність гальм, електричних апаратів, механізмів.

Планові періодичні огляди проводять механік, крановик, електромонтер (при необхідності - слюсар-ремонтник). Під час оглядів перевіряють механізми й електроустаткування, підтягують всі кріплення, знімають нагар з контактів, додають змащення й усувають всі несправності.

Експлуатація крана забороняється при виявленні наступних дефектів:

- зношених канатів, що підлягають по нормах бракування заміні;
- неприпустимих деформацій несучих елементів конструкцій;
- тріщин в елементі конструкції або звареному шві;
- гальм, що не втримують номінальний вантаж;
- несправних обмежників руху;
- несправних канатних блоків або барабанів;
- несправностей механізмів, які можуть викликати їхню поломку;
- електродвигунів, що перегріваються;
- оголених електропроводів;
- несправності звукового сигналу;
- недостатності висвітлення в нічний час.

Змащення впливає на безперебійну роботу й довговічність деталей крана. Крім зменшення тертя, змащення охороняє від корозії, влучення на ковзні поверхні абразивних пилоподібних часток, ущільнює зазори, відводить від тертьових поверхонь тепло й т.д.

Мастильні матеріали, що рекомендують для змащення крана в температурному діапазоні від мінус 20 до плюс 40 (3, наведені в таблиці 2.

Таблиця 8.1 - Марки змащень, що рекомендують до застосування на крані

Найменування змащення	Застосування
Циатим - 201 ГОСТ 6267-74 Литол - 24 ГОСТ 21150-87	Підшипники ходових коліс механізмів пересування, підшипники електродвигунів
Тап - 15У ГОСТ 23652-79 Тсп-10 ГОСТ 23652-79	Редуктори й підшипники тихохідних валів Підшипники швидкохідного вала редукторів

Змащення механізмів крана виробляється під час прийому-здачі зміни або під час внутрішніх перерв у роботі.

Таблиця 8.2 - Перелік мастильних матеріалів

Найменування місць, що змазують	Найменування мастильних матеріалів	№ крапки на карті-змащенн	Спосіб нанесення	Періодичність змащення
Редуктори	Тап-15У ГОСТ 23652-79	1	Заливається через вирву	Щоденний контроль, додавати у міру убули Зміна масла 1 раз в 6 місяців
Підшипники кочення коліс	Циатим - 201 ГОСТ 6267-74	2	Накачується шприцом	1раз в 2 місяці Промивати 1 раз в 6 місяців
Підшипники кочення електродвигуна		3		Див. експлуатаційні документи електродвигуна

При експлуатації крана варто строго дотримуватися вказівок, що втримуються в дійсному посібнику з експлуатації. Несвоєчасне змащення приводить до швидкого зношування крана й підвищеній витраті електроенергії. Рясне змащення також шкідливе, як і недостатня.

При змащенні необхідно виконувати наступні вимоги:

- порожнини підшипників варто заповнити приблизно на 2/3 обсягу, а корпусу редукторів - по маслопоказчику;
- змащення потрібно наносити тільки на очищені поверхні;
- не можна змазувати або обтирати механізми під час роботи крана.

У перші 10-15 днів варто перевіряти наявність змащення. На початку експлуатації нового крана масло міняють через 20 годин роботи, другий раз - через 120 годин, надалі - відповідно до таблиці 3. При закладці густого мастила варто переконатися в тім, що вона дійшла до третьових частин. Рідкі масла перед уживанням варто профільтрувати, у мастильних матеріалах не повинне бути грудок, сторонніх домішок (для перевірки змащення розтирають на пальцях). Зберігати мастильні матеріали рекомендується в закритій ємності окремо по видах і сортам відповідно до інструкції до них.

8.3 Інструкція для експлуатації

Несучі металоконструкції крана, сходи й площадки піддаються перевірці на виявлення можливих ушкоджень шляхом зовнішнього огляду. Перевірки проводить машиніст перед початком роботи кожену зміну.

Перевіряється: відсутність деформацій, що перевищують припустимі значення; відсутність тріщин і інших дефектів зварених швів; відсутність тріщин елементів металоконструкцій; затягування болтових з'єднань; наявність гайок і контргайок; відсутність корозії.

Основні прилади безпеки, установлені на крані: перемикачі шляхові, що виключають механізми пересування крана й візка, механізм головного й допоміжного підйому; блокувальні пристрої для автоматичного зняття напруги на крані при відкритті люка, при виході на портал крана; обмежники вантажопідйомності.

Перелік швидкозношуваних деталей і допуски на їхнє зношування:

Ходові колеса

Експлуатація ходових коліс допускається доти, поки зношування ходових коліс по біговій поверхні становить не більше 2% від первісного діаметра, а виробіток поверхні реборд до 50% первісної товщини. Після досягнення граничного зношування ходові колеса підлягають заміні або ремонту в заводських умовах з наплавленням і наступним обточуванням внутрішніх поверхонь реборд і поверхні катання. Підйом ходової частини крана для ремонту або огляду виробляється за допомогою домкратів і клинів.

Первісні розміри ходових коліс крана: діаметр по біговій поверхні 560 мм, товщина реборд 25 мм.

Вали й осі

Вали, що не забезпечують проектної щільності посадки муфт і зубчастих втулок, а шпонкові гнізда, що також мають розбиті, підлягають виправленню при найближчому ремонті. Відновлення посадки за рахунок насічки валів не допускається. Вали, що мають прогин, що перевищує 0,3 мм по абсолютній величині або 0,15 мм на 1 м при числі обертів понад 500 про/хв, а також вали із

прогином, що перевищує 0,5 мм по абсолютній величині або 0,25 мм на 1м при числі обертів менш 500 про/хв, підлягають ремонту або заміні. Виправлення валів і осей при стрілі прогину не вище 0,008 довжини може проводитися без нагрівання, але винятково в скобах або під пресом. При більших величинах прогину виправлення повинна вестися при температурі не нижче 850 °С. Відновлення шпонкових канавок проводиться шляхом фрезерування зі збільшенням ширини паза не вище 15%. Ремонт шийок валів робити наплавленням з наступним обточуванням. Наплавлення шийок рекомендується вести при місцевому підігріві валів. Наплавлення посадкових поверхонь валів рекомендується вести тільки якісними електродами або під флюсом з підігрівом вала.

Норми бракування канатів - згідно «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов».

Термін служби крана відповідно до ГОСТ 27584-88, повний установлений термін служби мостових кранів становить 25 років.

ВИСНОВОК

В результаті виконання дипломного проекту був спроектований мостовий електричний кран вантажопідйомністю 50/16 т.

Перевірка економічної доцільності модернізації ґрунтується на порівнянні ефективності використання базової машини із новою. Заміна старого візка на новий зменшує вагу крана, завдяки цьому зменшиться вартість крана й тиск на колону цеху від маси крана й підіймаємого вантажу і це дозволить працювати у цехах, яких обмежено навантаження на колону. Економічний ефект складає *188758 грн*

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Підйомно-транспортні машини : підручник / А. С. Кобець, В. І. Дирда, Ю. Г. Козуб [та ін.]. – Дніпро : НГУ, 2016. – 413 с.
2. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / О. В. Григоров, Н. О. Петренко. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – 276 с.
3. Підйомно-транспортні машини : навч. посіб. / Ю. Г. Козуб, С. В. Маслійов. – Старобільськ : ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. – 312 с.
4. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / Н. М. Слободян, І. А. Пономарчук. – Вінниця : ВНТУ, 2020. – 224 с.
5. Деталі машин та підйимально-транспортні машини : навч. посіб. / М. М. Толстушко, В. Л. Мартинюк, Н. О. Толстушко. – Луцьк : ЛНТУ, 2015. – 358 с.
6. Вантажно-розвантажувальні машини логістичних систем : навч. посіб. / В. О. Волянюк, Є. В. Горбатюк, Б. М. Федішин. – Київ : КНУБА, 2025. – 289 с.
7. Транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби : підручник / І. А. Вікович. – Черкаси : ЧДТУ, 2018. – 680 с.
8. Гончарук О. М. Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка : навч. посіб. – Київ : КНУБА, 2014. – 256 с.
9. Баладінський В. Л. Пристрої та механізми вантажопідйомних машин : навч. посіб. – Київ : НТУУ «КПІ», 2012. – 198 с.
10. Пшінько О. М., Кравець С. В., Кравець В. П. Будівельні машини та обладнання : підручник. – Дніпро : ДНУЗТ, 2016. – 528 с.
11. Shigley J. E., Mischke C. R., Budynas R. G. Mechanical Engineering Design. – 8th ed. – New York : McGraw-Hill, 2008. – 1088 p.
12. Spath D., Kuhn T. Hoisting and Conveying Machines. – Berlin : Springer-Verlag, 2014. – 412 p.
13. Liebherr Group. Mobile and Crawler Cranes: Technology and Application. – Biberach an der Riss : Liebherr, 2016. – 295 p.

14. ISO 4301-1:2016. Cranes and lifting appliances – Classification – Part 1: General. – Geneva : International Organization for Standardization, 2016. – 24 p.
15. ASME B30.2-2016. Overhead and Gantry Cranes (Top Running Bridge, Single or Multiple Girder). – New York : American Society of Mechanical Engineers, 2016. – 92 p.
16. McCormac J. C., Brown R. H. Design of Lifting Beams. – Hoboken : John Wiley & Sons, 2012. – 240 p.
17. European Committee for Standardization. Cranes – Safety standards and classification [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://standards.cencenelec.eu> – Назва з екрана. – Дата звернення: 13.12.2025.
18. Occupational Safety and Health Administration (OSHA). Cranes and Derricks in Construction (29 CFR 1926 Subpart CC) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.osha.gov/laws-regs/regulations/standardnumber/1926> – Назва з екрана. – Дата звернення: 13.12.2025.