

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка
до дипломного проєкту (роботи)

_____ (ступінь вищої освіти)

на тему Кран мостовий спеціальний вантажопідйомністю 10+10т

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

133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

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

_____ ВОЛОШИНІУК Я.В. _____

(прізвище та ініціали)

Керівник МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

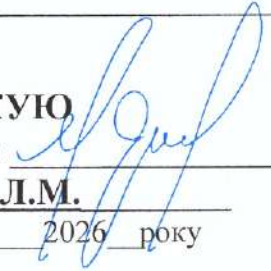
(прізвище та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

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

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

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

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ВОЛОШИНЮК Яків Васильович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран мостовий спеціальний Q = 10 + 10 т

керівник проєкту (роботи) МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція крану

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

1. Опис конструкції 2. Розрахунок елементів крану: вибір канату, електродвигуна, механічної передачі механізму підйому 3. Розрахунок механізму пересування візка 4. Розрахунок механізму пересування крану 5. Розрахунок металоконструкції 6. Охорона праці 7. Економічна частина

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

Кран мостовий електричний магнітний. Вид загальний – 1 лист А1; Кран мостовий електричний магнітний. Кресленик складальний – 1 лист А1; Балка головна - 1 лист А0; Балка кінцева – 1 лист А1; Механізм пересування крану – 1 лист А1; Механізм пересування візка – 1 лист А1; Установка барабанів – 1 лист А1; Візок монтажний – 1 лист А1; Металоконструкція – 1 лист А1.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
2	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
3	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
4	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
5	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
6	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
7	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		

7. Дата видачі завдання « 16 » березня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Опис конструкції	10.04.2026	
2	Розрахунок елементів крану: вибір канату, електродвигуна, механічної передачі механізму підйому	30.04.2026	
3	Розрахунок механізму пересування візка	15.05.2026	
4	Розрахунок механізму пересування крану	20.05.2026	
5	Розрахунок металоконструкції	26.05.2026	
6	Охорона праці	30.05.2026	
7	Економічна частина	01.06.2026	

Студент

Керівник проєкту (роботи)


ВОЛОШИНІОК Я.В.
(прізвище та ініціали)


МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ВАНТАЖ, БЛОК, БАРАБАН, КАНАТ, КРАН, МЕХАНІЗМ,
ПОЛІСПАСТ, ПІДВІСКА.

Пояснювальна записка до магістерської роботи: 85 с., 8 табл., 17 рис.,
14 джерел, 6 додатків.

Графічна частина включає в себе 9 креслень формату А1, 1 креслення
формату А0.

Об'єкт дослідження - проект крана електричного мостового
спеціального магнітного вантажопідйомністю 10+10т.

Метою дипломного проекту було проектування мостового
спеціального магнітного крана $Q = 10+10т$.

При проектуванні був зроблений розрахунок механізму підйому
вантажів, механізму пересування крана, механізму пересування візка,
розрахунок металоконструкції крана, економічний розрахунок і про охорону
праці, а також їх окремих складових.

ЗМІСТ

	С.
Вступ	8
1. Опис конструкції.....	11
2. Механізм підйому $Q=10+10t$	14
2.1. Вибір канату	14
2.2. Барабан канатний	16
2.3. Вибір електродвигуна	17
2.4. Вибір механічної передачі механізму підйому.....	18
2.5. Вибір гальм	18
2.6. Крутні моменти на валах механізму підйому	19
2.7. Вибір муфт	20
2.8. Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	21
2.9. Розрахунок барабана на міцність	22
2.10. Визначення навантажень на опори барабана	22
2.11. Визначення довговічності підшипників опор барабана	24
2.12. Розрахунок траверси основного гака	25
2.13. Розрахунок траверси допоміжного гака	27
3 Механізм пересування візка.....	30
3.1. Визначення максимального тиску на ходові колеса	31
3.2. Опір пересування візка.....	31
3.3. Вибір електродвигуна.....	32
3.4. Вибір редуктора.....	33
3.5. Вибір муфт	34
3.6. Вибір гальм.....	35
4 Механізм пересування крана	37
4.1. Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	38
4.2. Опір пересування крана.....	38
4.3. Вибір електродвигуна.....	39

4.4. Вибір редуктора	40
4.5. Вибір гальм.....	41
5 Розрахунок металоконструкції	43
5.1. Розрахунок металоконструкції головної балки	43
5.1.1. Матеріал.....	43
5.1.2. Характеристики перетину.....	44
5.1.3. Розрахунок зовнішніх сил.....	44
5.1.4. Визначення небезпечного перетину балки.....	48
5.1.5. Визначення геометричних параметрів перетину головної балки.....	50
5.1.6. Визначення розрахункових напружень у поясах балки.....	50
5.1.7. Перевірка жорсткості балки на прогін і порівняння з допустимою жорсткістю	51
5.1.8. Визначення часу згасання коливань балки і порівняння з допустимим часом	51
5.1.9. Перевірка місцевої стійкості стінок балки	52
5.1.10. Розрахунок зварного шва	52
5.2. Розрахунок металоконструкції кінцевої балки.....	53
5.2.1. Матеріал.....	53
5.2.2. Характеристика перетину.....	54
5.2.3. Розрахунок зовнішніх сил.....	55
5.2.4. Визначення геометричних параметрів перетину кінцевої балки.....	57
5.2.5. Епюра згинаючих моментів. Визначення максимальних згинаючих моментів	58
5.2.6. Визначення розрахункових напружень в критичних перетинах.....	58
6 Охорона праці.....	61
6.1. Аналіз потенційних небезпек виробництва.....	61
6.2. Заходи по забезпеченню безпеки виробництва.....	62

6.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	65
6.4. Заходи з пожежної безпеки.....	66
6.5. Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях	68
7 Економічний ефект.....	70
Висновок.....	77
Перелік джерел посилань.....	78
Додаток К.....	80
Додаток Б.....	81
Додаток В.....	82
Додаток Г.....	83
Додаток Д.....	84
Додаток Ж.....	85

ВСТУП

Усунення ручних вантажно-розвантажувальних робіт, відмова від важкої фізичної праці під час виконання основних і допоміжних виробничих операцій, а також впровадження комплексної механізації та автоматизації технологічних процесів у різних галузях господарства неможливі без використання широкого спектра підйомно-транспортних машин.

Сучасні потокові технологічні та автоматизовані виробничі лінії, міжцехові й внутрішньоцехові транспортні системи, а також операції з переміщення вантажів на складах і перевантажувальних пунктах тісно пов'язані із застосуванням різноманітних підйомно-транспортних механізмів. Саме вони забезпечують безперервність, узгодженість і ритмічність виробничих процесів. Таким чином, використання підйомного обладнання значною мірою визначає ефективність сучасного виробництва, а рівень механізації технологічних процесів характеризує технічну досконалість і продуктивність підприємства.

За умов високої інтенсивності виробництва підтримання стабільного ритму роботи неможливе без надійного та узгодженого функціонування транспортних засобів, які забезпечують переміщення сировини, напівфабрикатів і готової продукції на всіх етапах їх обробки та зберігання.

Одним із видів підйомно-транспортного обладнання є крани мостового типу.

Конструкції спеціальних мостових кранів відзначаються значною різноманітністю. Такі крани можуть виконувати поступальний рух уздовж кранових рейок або обертатися навколо вертикальної осі. До обертових кранів належать хордові, радіальні та поворотні.

Мостові крани широко використовуються у виробничих цехах металургійних, ремонтних та інших підприємств. За характером руху вони поділяються на такі види:

до обертових кранів відносять хордові, радіальні та поворотні;

до кранів із поступальним переміщенням належать конструкції з однобалковими та двобалковими мостами.

Мостові крани з поступальним переміщенням часто обладнують гаками, скобами або спеціальними вантажозахоплювальними пристроями, такими як магніти, грейфери чи механічні кліщі.

Більшість мостових кранів конструктивно складається з моста та візка, які переміщуються по рейках, закріплених на верхніх або нижніх поясах моста. Основні механізми крана забезпечують три види руху: підйом вантажу, пересування візка та переміщення моста.

Механізм підйому зазвичай являє собою лебідку, з'єднану зі здвоєним поліспастом. У кранах із вантажопідйомністю понад 10 т застосовують два незалежні підйомні механізми - основний і допоміжний. Допоміжний механізм має вантажопідйомність приблизно 25 % від основної і використовується для швидкого підйому невеликих вантажів.

У грейферних кранах механізм підйому складається з двох однакових незалежних підйомних систем. Електродвигуни цих механізмів керуються двома контролерами, які мають спільну рукоятку управління.

Механізм переміщення моста зазвичай оснащений двома приводними колесами з індивідуальними електродвигунами, що працюють через редуктори. У мостових кранах великої вантажопідйомності та значної довжини моста може застосовуватися більша кількість приводів - чотири, шість або більше.

Механізм переміщення візка також має два колеса, які приводяться в рух, як правило, одним електродвигуном через редуктор.

ВХІДНІ ДАНІ

Вантажопідйомність підвісок, т	Q	10+10=20
Маса підвісок, з траверсою та магнітами, т.	G _p	4,05
Швидкість підйому, м/с	V	0,32
Висота підйому, м	H	5,6
Кратність поліспасти	m	3 здовоєний
Швидкість пересування крана, м/с	V	1,3
Кількість ходових коліс	n	4
Кількість приводних коліс	n _{пр}	2
Тип приводу	індивідуальний	
Швидкість пересування візка, м/с	V	1,4
Кількість ходових коліс	n	4
Кількість приводних коліс	n _{пр}	2
Режим роботи крана	важкий	A7

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ

Електричний мостовий кран КМГ10+10-23-5,6-У3 вантажопідйомністю 20 т призначений для піднімання та переміщення трубної заготовки. Захоплення вантажу здійснюється за допомогою траверси з гнучкою підвіскою вантажопідйомністю 10+10 т, на якій встановлено два електромагніти типу ЕМГС 120-64-46/А-У1.

Кран розрахований на експлуатацію в таких умовах:

- температура навколишнього середовища - від -40°C до $+40^{\circ}\text{C}$;
- відносна вологість повітря - не більше 80 % при температурі $+20^{\circ}\text{C}$;
- місце встановлення - виробниче приміщення (цех);
- допустимі відхилення при монтажі підкранової колії під час експлуатації:
 - допуск прольоту рейкового шляху - ± 8 мм;
 - взаємне зміщення стиків рейок у плані та по висоті - не більше 2 мм;
- допустиме відхилення напруги живлення - ± 5 %.

Конструкція крана включає такі основні складові:

- металоконструкцію;
- вантажний візок;
- механізми;
- пристрої безпеки;
- сходи та робочі майданчики;
- електричне обладнання.

Металоконструкція крана

Основними елементами металоконструкції є головні та кінцеві балки. Головні балки виконані у вигляді коробчастих балок прямокутного перерізу. Кінцеві балки також мають коробчасту конструкцію прямокутного перерізу.

З'єднання головних і кінцевих балок здійснюється болтовим способом під час монтажу. Після встановлення додатково виконується приварювання

опорного листа головної балки до верхнього та нижнього поясів кінцевих балок.

Пристрої безпеки

Для запобігання аварійним ситуаціям та забезпечення безпечної роботи крана передбачено встановлення таких захисних пристроїв:

- обмежувача висоти підйому;
- обмежувача вантажопідйомності;
- обмежувачів переміщення крана і вантажного візка;
- сигнальних пристроїв;
- блокувальних систем;
- джерела безперебійного живлення.

Електрична схема крана виконана таким чином, що при відключенні живлення або спрацюванні контактів приладів і захисних пристроїв живлення електромагнітів не припиняється. Для цього кран оснащено акумуляторною батареєю, яка у разі відмови основної мережі забезпечує подачу струму до електромагнітів протягом приблизно 20 хвилин. У кабіні керування встановлено індикатор намагнічування електромагніта.

Доступ до обладнання

Для зручного та безпечного обслуговування механізмів і електрообладнання на крані передбачені робочі майданчики та сходи. На мосту крана встановлені галереї, що забезпечують доступ до основних вузлів і агрегатів.

Всі майданчики, сходи та галереї обладнані захисними огороженнями:

- поручні висотою 1100 мм;
- проміжна горизонтальна планка на висоті 500 мм;
- суцільна нижня огорожа висотою 100 мм.

Керування краном здійснюється з кабіни машиніста типу НВФП 104.00.00.00.0.0, що забезпечує зручність і безпечне управління всіма механізмами.

Матеріали конструкції

Для виготовлення основних елементів крана застосовуються такі матеріали:

металоконструкції - сталь 09Г2С відповідно до ГОСТ 19281-89 (листовий прокат);

зварні з'єднання - зварювальний дріт Св-08Г2С та Св-08ГА за ГОСТ 2246-70.

2 МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ $Q=10+10$ т.

Кінематична схема механізму підйому показана на рисунку 2.1

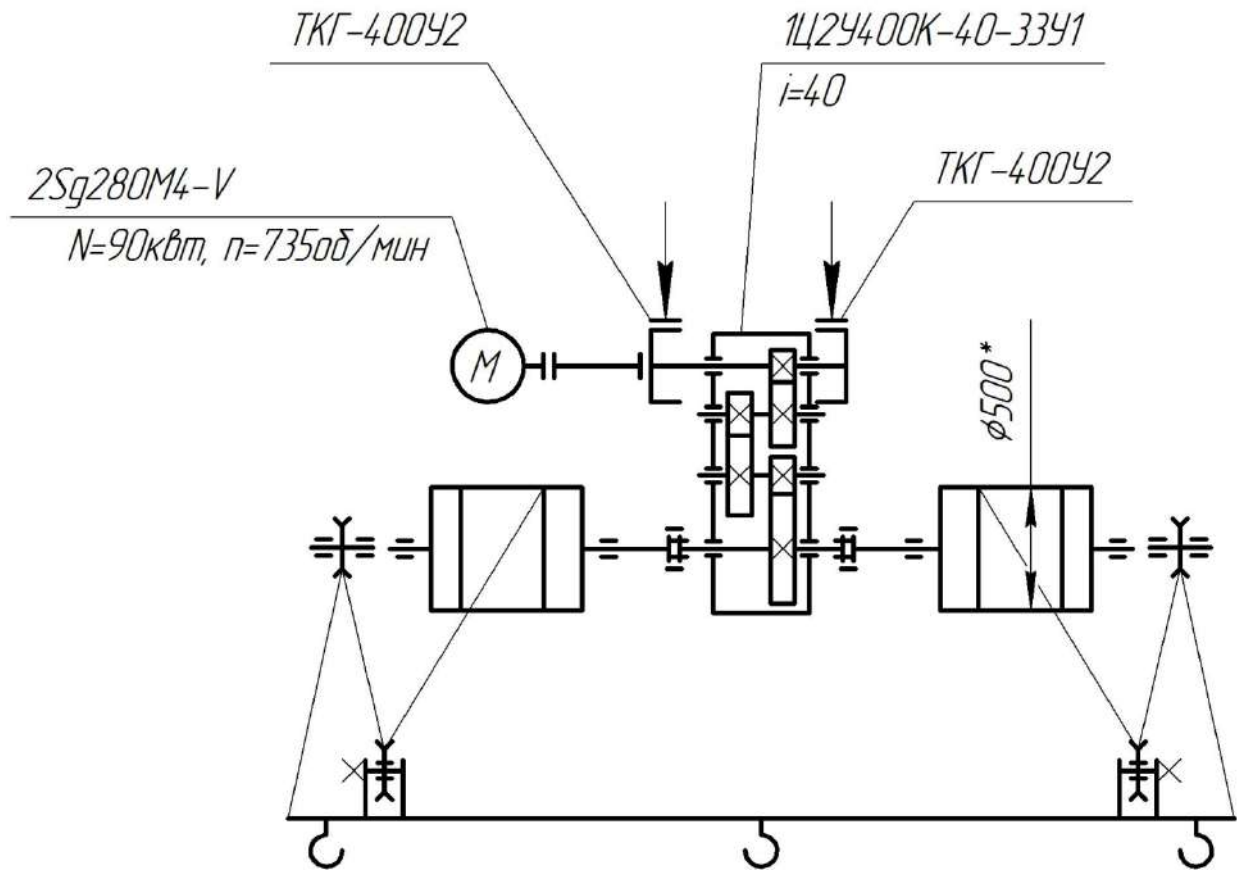


Рисунок 2.1 - Кінематична схема механізму підйому г.п.10+10 т.

2.1 Вибір канату

Схема запасовки канату механізму підйому показана на рисунку 2.2.

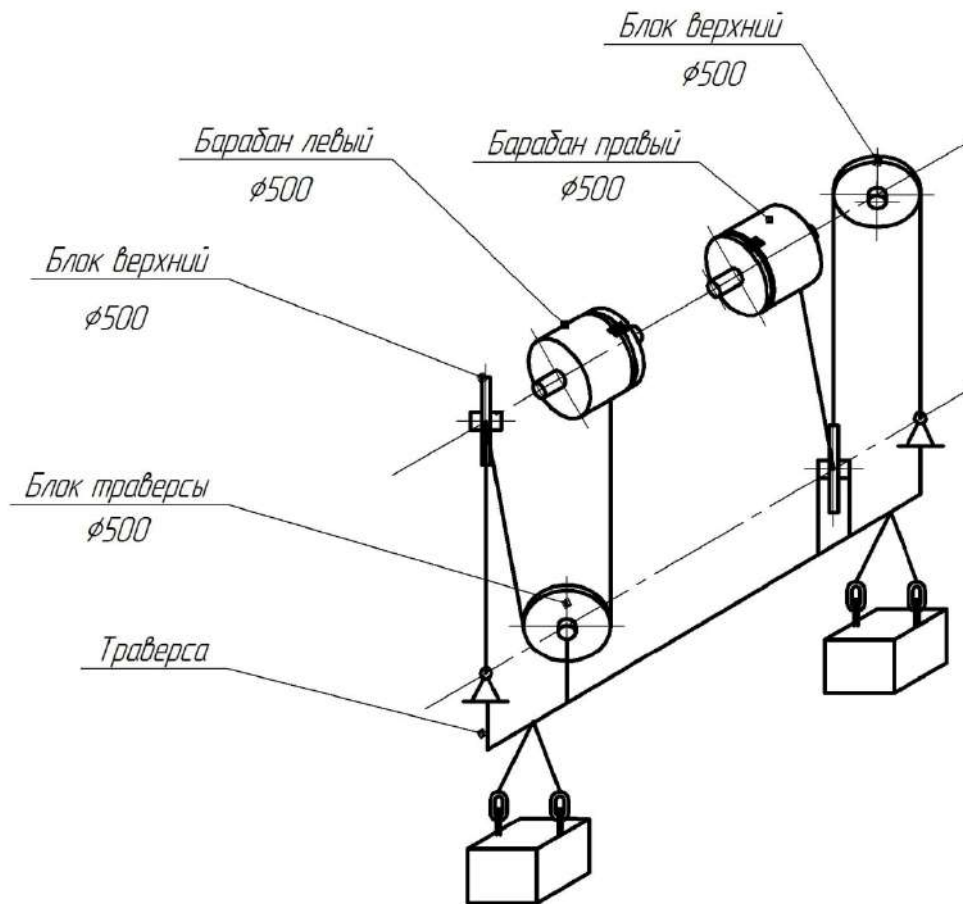


Рисунок 2.2 - Схема запасовки канату механізму підйому $Q = 10+10\text{т}$.

Найбільше зусилля в гілці канату, кН

$$S = \frac{G + G_n}{2 \cdot m} = \frac{200000}{2 \cdot 3} = 33333\text{Н} = 33\text{кН} \quad (2.1.1)$$

Мінімальний дозволений коефіцієнт використання канату для режиму роботи М7 [9] $Z_p=7,1$.

Прийнятий діаметр каната становить $d=19,5\text{мм}$.

Відповідно до джерела [5], обрано канат типу ЛК-РО згідно з ГОСТ 7669-80, подвійного звивання з конструкцією 6×36 та металевим осердям (див. додаток А).

Маркувальна група каната становить 1770 МПа. За даними каталогу розривне зусилля каната дорівнює $S_p = 242500\text{ Н}$.

Фактичний коефіцієнт використання каната

$$Z_f = \frac{S_p}{S} = \frac{242500}{33333} = 7.3 \quad (2.1.2)$$

2.2 Барабан канатний

Мінімально допустимий діаметр барабана по дну канавки [9]

$$D^{\min} = e \cdot d = 22,4 \cdot 0,0195 = 0,437 \text{ м} \quad (2.2.1)$$

де $d=0,0195 \text{ м}$ - діаметр каната.

Прийнятий діаметр барабана по дну канавки $D = 0,5 \text{ м}$. Діаметри барабана: по середній лінії каната $D_m = 0,5195 \text{ м}$, внутрішній діаметр

$D_1 = 0,433 \text{ м}$. Крок нарізки $t = 22 \text{ мм}$.

Глибина канавки нарізки

$$h^{\min} = 0,375 \cdot d = 0,375 \cdot 19,5 = 7,313 \text{ мм} \quad (2.2.2)$$

Корисна довжина каната, що намотується на барабан

$$L = H \cdot m = 5,6 \cdot 3 = 16,8 \text{ м} \quad (2.2.3)$$

Прийнята одношарова навивка каната на барабан.

Кількість робочих витків навивки каната

$$Z_w = \frac{L}{\pi \cdot D_m} = \frac{16,8}{3,14 \cdot 0,5195} = 11 \quad (2.2.4)$$

Загальна кількість витків навивки каната

$$Z_0 = Z_w + Z_1 + Z_2 = 11 + 2 + 2 = 15 \quad (2.2.5)$$

де $Z_1 = 2$ - кількість розвантажують витків каната,

$Z_2 = 2$ - кількість запасних витків нарізки барабана.

2.3 Вибір електродвигуна.

ККД механізму підйому

$$\eta_o = \eta_1 \cdot \eta_c^3 \cdot \eta_n \cdot \eta_d = 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,86 \quad (2.3.1)$$

де η_n - ККД поліспасти,

η_d - ККД барабана,

η_1 - ККД редуктора,

η_c - ККД зубчастої муфти.

Розрахункова статична потужність двигуна [5]

$$P = 10 \cdot \frac{(Q + G_p) \cdot V}{\eta_o} = 10 \cdot \frac{20 \cdot 0,32}{0,86} = 74 \text{ кВт} \quad (2.3.2)$$

Обираємо електродвигун 2Sg 280M4-v (додаток Б). Номінальна потужність електродвигуна $N = 90$ кВт. Частота обертання вала електродвигуна

$$n = 1485 \text{ об / хв.}$$

Номінальний момент електродвигуна

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{N}{n_m} = 9550 \frac{90}{1485} = 579 \text{ Нм} \quad (2.3.3)$$

2.4 Вибір механічної передачі механізму підйому

Необхідне передаточне число механізму [5]

$$i_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{m \cdot V} = \frac{3,14 \cdot 0,5195 \cdot 1485}{3 \cdot 19,2} = 42,05 \quad (2.4.1)$$

Встановлюємо редуктор 1Ц2У-400К-40-13-У1 (додаток В). Передаточне число редуктора $i_1=40$.

Фактична швидкість підйому вантажу

$$V_f = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60 \cdot m \cdot i_o} = \frac{3,14 \cdot 0,5195 \cdot 1485}{60 \cdot 3 \cdot 40} = 0,33 \text{ м/с} \quad (2.4.2)$$

Відхилення від номінальної швидкості - 3%.

2.5 Вибір гальм

Коефіцієнт запасу гальмування $k_t = 2,0$

Необхідний гальмівний момент [9]

$$M_t = k_t \cdot \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot (Q + G_p) \cdot D_m}{2 \cdot m \cdot i_o} \eta_{\text{max}} = 2 \cdot \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 20}{2 \cdot 3 \cdot 40} \cdot 0,92 = 1500 \text{ Нм} \quad (2.5.1)$$

Максимальний ККД при гальмуванні

$$\eta_{\max} = \frac{1 + \eta_0}{2} = \frac{1 + 0,84}{2} = 0,92 \quad (2.5.2)$$

Встановлюємо 2 гальма ТКГ-400У2 з максимальним гальмівним моментом $M_{\text{tmax}}=1500\text{Нм}$.

2.6 Крутні моменти на валах механізму підйому

Крутний момент на барабанах [11]

$$M_B = \frac{S \cdot D_m}{2 \cdot \eta_d \cdot \eta_n} a_K = \frac{33333 \cdot 0,5195}{2 \cdot 0,98 \cdot 0,92} \cdot 1 = 9603\text{Нм} \quad (2.6.1)$$

де a_K - кількість гілок, що набігають на барабани.

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора 1Ц2У-400К-40-13-У1

$$M_p = \frac{M_B \cdot 2}{i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_c} = \frac{9603 \cdot 2}{40 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 495\text{Нм} \quad (2.6.2)$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_p = 495\text{Нм} < M_{\text{ном}}=579\text{Нм}$$

2.7 Вибір муфт

Для з'єднання вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора, а також вала редуктора з валом барабана використовують муфтові з'єднання. Вони забезпечують передачу крутного моменту та частково компенсують можливу неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення або під час монтажу механізму.

Муфту обираємо по розрахунковому моменту, Нм

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (2.7.1)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт враховує ступінь відповідальності механізму, (Для механізму підйому $K_1=1,8$) [9];

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (для М7, $K_2=1,4$) [9].

Обираємо муфту для з'єднання вала електродвигуна та редуктора:

$$T_M = 579 \cdot 1,8 \cdot 1,4 = 1459 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq 1600 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.7.2)$$

T_M^{max} - найбільший крутний момент для обраної муфти зубчастої типу МЗ-2

$$T_M^{max} = 1600 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з барабаном:

$$T_M = 9603 \cdot 1,8 \cdot 1,4 = 24200 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq 25000 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.7.3)$$

T_M^{max} - найбільший крутний момент для обраної муфти зубчастої типу МЗ-8

$$T_M^{max} = 25000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.8 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Розрахунковий натяг каната в місці кріплення [5]

$$S' = \frac{S}{e^{f \cdot \beta}} \approx \frac{S}{3.5} = \frac{33333}{3.5} = 9524H \quad (2.8.1)$$

де $S = 33333H$ - найбільше зусилля в гілці каната,

$f=0,1$ - максимальний коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею барабана,

$\beta=4\pi$ - кут обхвату барабана двома розвантажувальними витками,

$e=2.71$ – основа натурального логарифма.

Необхідне натискання всіх болтів кріплення

$$P = \frac{0,65 \cdot K_1 \cdot S'}{W} = \frac{0,65 \cdot 1,25 \cdot 9524}{0.4} = 19346H \quad (2.8.2)$$

де $0,65$ - коефіцієнт, що враховує розвантажувальну дію від тертя кріпильних витків каната о барабан,

$K_1=1.25$ - коефіцієнт надійності кріплення,

$W=0,4$ - коефіцієнт опору руху каната при затисканні планками.

Внутрішній діаметр болта, виходячи з умов міцності [1]

$$[d]_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot P}{1000 \cdot \pi \cdot z \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot 19346}{1000 \cdot 3.14 \cdot 3 \cdot 82}} = 10_{\text{мм}} \quad (2.8.3)$$

де $z=3$ - кількість кріпильних болтів,

Допустиме напруження розтягування для сталі 20 ГОСТ 1050-88

$\sigma_B=410$ МПа

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{5} = \frac{410}{5} = 82_{\text{МПа}} \quad (2.8.4)$$

Встановлено 3 болта для кріплення каната М20 ГОСТ 7798-70.

2.9 Розрахунок барабана на міцність

Матеріал барабана Сталь 09Г2С ГОСТ 19281-89. [1]

Межа текучості сталі $\sigma_T=265\text{МПа}$.

Прийнята товщина стінки барабана

$$\delta = \frac{(D_B - D_{вн}) \cdot 1000}{2} = \frac{(0,5 - 0,433) \cdot 1000}{2} = 33,5\text{мм} \quad (2.9.1)$$

Напруження стиску, що виникає в тілі барабана під дією каната, який його охоплює.

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{\delta \cdot t} = \frac{33333}{33,5 \cdot 22} = 45\text{МПа} < 194\text{МПа} \quad (2.9.2)$$

де $t=22\text{мм}$ - крок нарізки.

2.10 Визначення навантажень на опори барабана

Розрахункова схема барабана показана на рисунку 2.11

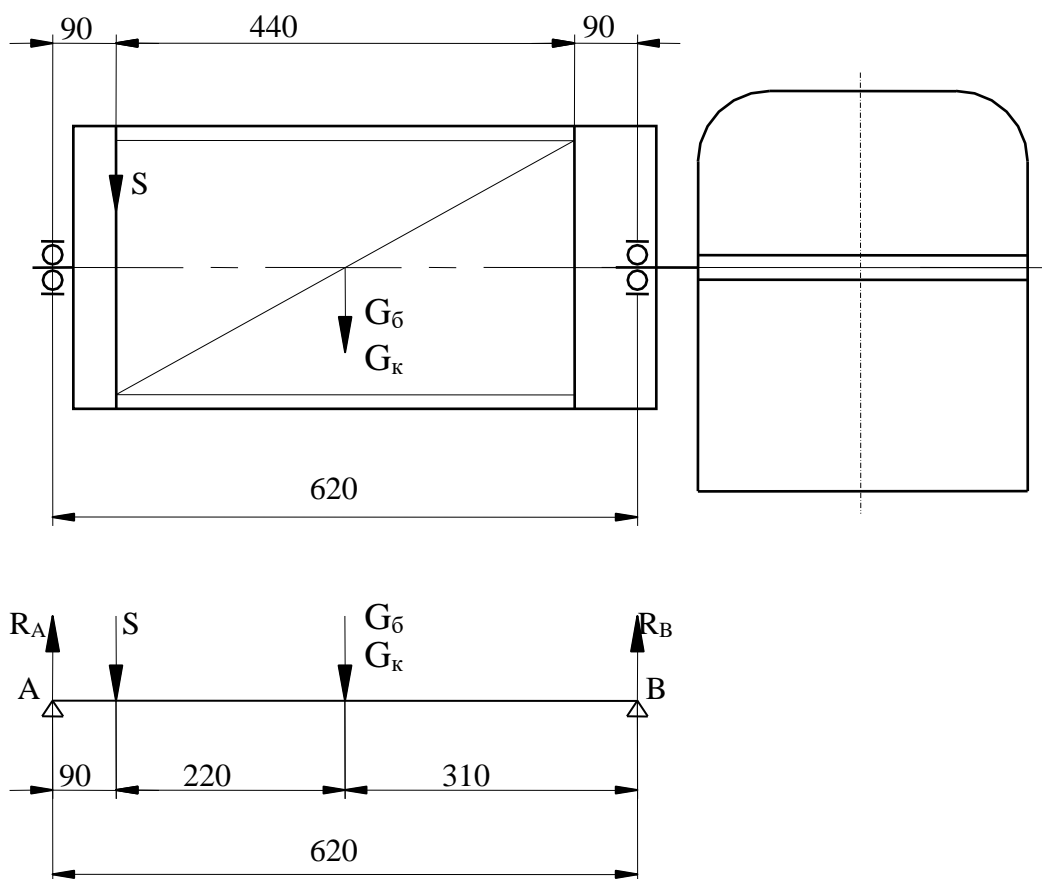


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема барабана

Навантаження на опору А (рисунок 2.3) від дії $G_б$, S , $G_к$, H [2]

$$R_A = \frac{[(G_k + G_b) \cdot 1280] + S \cdot (1080 + 1280)}{2610} = \frac{[(1900 + 2310) \cdot 310] + 33333 \cdot (220 + 310)}{620} = 30600H$$

(2.10.1)

де $G_б = 2310H$ - вага барабана,

$S = 33333H$ - натяг каната,

$G_к = 1900H$ - вага каната на барабані.

Навантаження на опору В (рисунок 2.3

) від дії $G_б$, S , $G_к$, H

$$R_B = S + G_б + G_к - R_A = 33333 + 2310 + 1900 - 30600 = 6943H \quad (2.10.1)$$

2.11 Визначення довговічності підшипників опор барабана

Розрахунок ведеться для найбільш навантаженої опори (опора А, рисунок 2.3), в якій встановлено підшипник 3618 ГОСТ 5121-75. Динамічна вантажопідйомність $C = 400000 \text{ Н}$ (387495), коефіцієнт радіального навантаження $X = 1,0$, число обертів підшипника $n_{\text{п}} = 37 \text{ об/хв}$.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник [10]

$$Q_{\text{п}} = X \cdot R \cdot K_{\text{к}} \cdot K_{\text{б}} \cdot K_{\text{т}} = 1,0 \cdot 30600 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 36720 \text{ Н} \quad (2.11.1)$$

де $K_{\text{к}} = 1,0$ – кінематичний коефіцієнт,

$K_{\text{б}} = 1,2$ – коефіцієнт динамічності,

$K_{\text{т}} = 1,0$ – температурний коефіцієнт.

Довговічність підшипника

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n_n} \cdot \left(\frac{C}{Q_n} \right)^P = \frac{10^6}{60 \cdot 37} \cdot \left(\frac{400000}{36700} \right)^{3,33} = 1282829 \text{ ч} > L \quad (2.11.2)$$

де $P=3,33$ – показник ступеня для роликових підшипників,

$L=10000 \text{ г}$ – мінімальна довговічність підшипників для важкого режиму механізму.

2.12 Розрахунок траверси основного гака

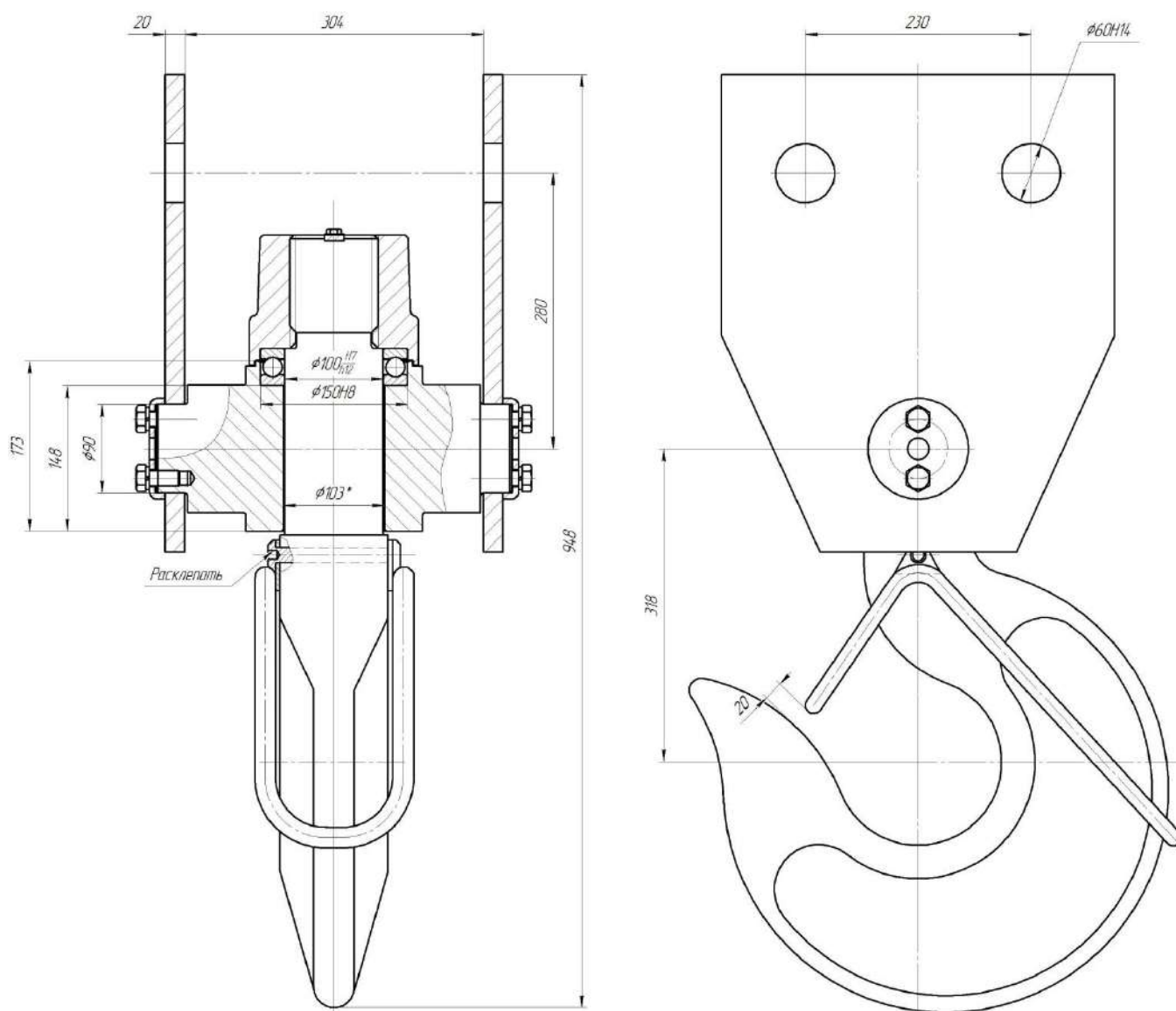


Рисунок 2.4 – Схема для розрахунку траверси підвіски.

Матеріал – сталь 40 [1]

Границя міцності - $\sigma_s = 580 \text{ МПа}$

Границя текучості - $\sigma_m = 410 \text{ МПа}$

Границя втоми - $\sigma_{-1H} = 230 \text{ МПа}$

Розрахункова відстань між опорами (рисунок 2.4) $A_{ск} = 324 \text{ мм}$

Згинаючий момент в середньому перерізі: [5]

$$M = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot A_{ск}}{4} = \frac{10^4 \cdot 20 \cdot 0,324}{4} = 16,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.12.1)$$

Допустиме напруження згину при пульсуючому циклі:

$$[\sigma] = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{K \cdot \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + 0,05 \right)} = \frac{2 \cdot 230}{1,4 \cdot \left(\frac{1,8}{0,7} + 0,05 \right)} = 125 \text{ МПа} \quad (2.12.2)$$

де $K=1,4$ – коефіцієнт запасу міцності для механізмів підймання гакових кранів при розрахунку на втому, з урахуванням режиму роботи;

$K_{\sigma}=1,8$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, при $\sigma_b=580$ Мпа;

$\varepsilon_{\sigma}=0,7$ – масштабний фактор для вуглецевих сталей [1].

Мінімальна висота траверси, мм:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 16,2 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{(304 - 90) \cdot 125}} = 60,3 \quad (2.12.3)$$

Приймаємо $H=148$ мм, $H_0=173$ мм

Довжину траверси визначають з урахуванням можливості встановлення та монтажу упорного підшипника №8220 за ГОСТ 7872-89, забезпечення загвинчування гакової гайки, а також з урахуванням габаритних розмірів траверси механізму головного підйому:

$$B' = 1,4 \cdot B = 1,4 \cdot 150 = 210 \text{ мм} \quad (2.12.4)$$

Приймаємо: $B' = 304 \text{ мм}$

Згинаючий момент:

$$M_{\text{ц}} = \frac{A_{\text{ск}} - B'}{2} \cdot \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}}}{2} = \frac{(0,324 - 0,304) \cdot 10^4 \cdot 20}{4} = 10 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.12.5)$$

Мінімальний діаметр цапфи траверси визначають, виходячи з напружень згину.

$$d_{\text{ц}} = 10^2 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ц}}}{0,1 \cdot [\sigma]_{\text{ЗГ}}}} = 10^2 \sqrt[3]{\frac{10}{0,1 \cdot 125}} = 89 \text{ мм} \quad (2.12.6)$$

Вибираємо $d_{\text{ц}} = 90 \text{ мм}$

2.13 Розрахунок траверси допоміжного гака

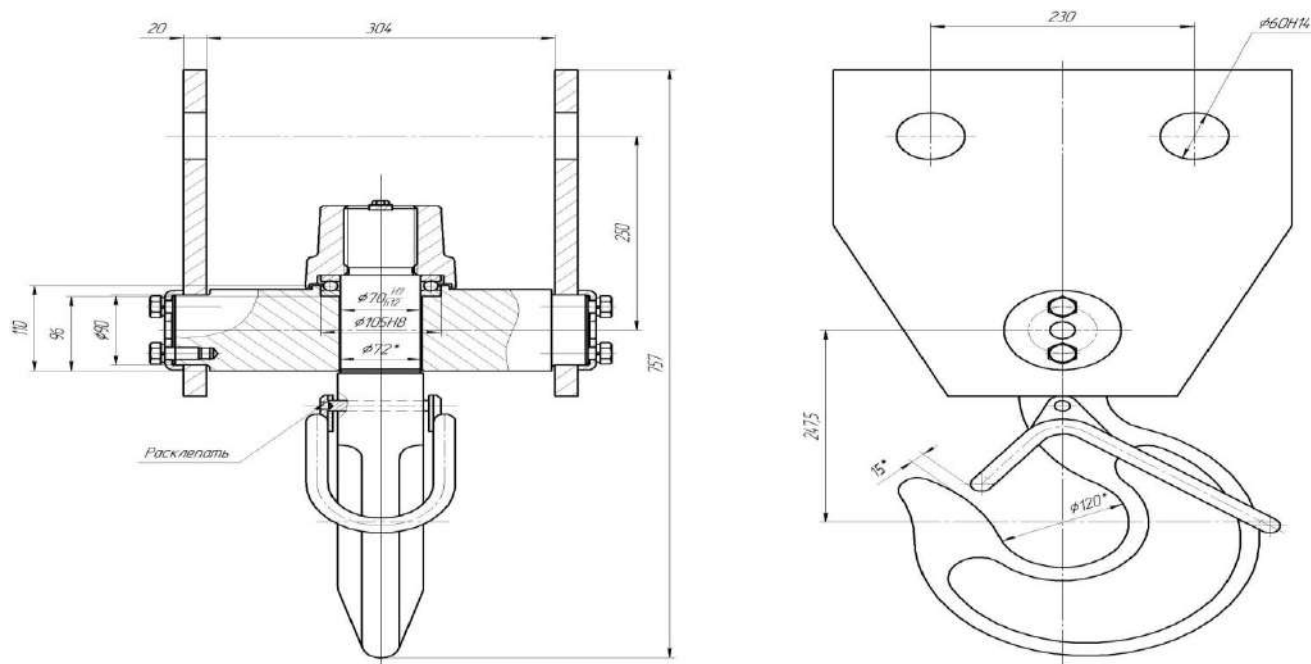


Рисунок 2.5 – Схема для розрахунку траверси підвіски

Матеріал – сталь 40 [1]

Границя міцності - $\sigma_e = 580 \text{ МПа}$

Границя текучості - $\sigma_m = 410 \text{ МПа}$

Границя втоми - $\sigma_{-1} = 230 \text{ МПа}$

Розрахункова відстань між опорами (рисунок 2.5) $A_{\text{ск}} = 324 \text{ мм}$

Згинаючий момент в середньому перерізі: [5]

$$M = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot A_{\text{ск}}}{4} = \frac{10^4 \cdot 10 \cdot 0,324}{4} = 8,1 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.13.1)$$

Допустиме напруження згину при пульсуючому циклі:

$$[\sigma] = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{K \cdot \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + 0,05 \right)} = \frac{2 \cdot 230}{1,4 \cdot \left(\frac{1,8}{0,7} + 0,05 \right)} = 125 \text{ МПа} \quad (2.13.2)$$

де $K=1,4$ – коефіцієнт запасу міцності для механізмів підймання гакових кранів при розрахунку на втоми, з урахуванням режиму роботи;

$K_{\sigma}=1,8$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, при $\sigma_b=580 \text{ МПа}$

$\varepsilon_{\sigma}=0,7$ – масштабний фактор для вуглецевих сталей [1].

Мінімальна висота траверси, мм:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 8,1 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{(304 - 90) \cdot 125}} = 42,6 \quad (2.13.3)$$

Приймаємо $H=96 \text{ мм}$, $H_0=110 \text{ мм}$

Довжина траверси розраховується з урахуванням монтажу упорного підшипника №8214 за ГОСТ 7872-89, закручування гакової гайки та розмірів траверси головного підйомного механізму:

$$B' = 1,4 \cdot B = 1,4 \cdot 105 = 147 \text{ мм} \quad (2.13.4)$$

Приймаємо: $B' = 304 \text{ мм}$

Згинаючий момент:

$$M_{\text{ц}} = \frac{A_{\text{ск}} - B'}{2} \cdot \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}}}{2} = \frac{(0,324 - 0,304) \cdot 10^4 \cdot 10}{4} = 5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.13.5)$$

Мінімальний діаметр цапфи траверси розраховуємо за напруженням згину

$$d_{\text{ц}} = 10^2 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ц}}}{0,1 \cdot [\sigma]_{\text{зг}}}} = 10^2 \sqrt[3]{\frac{5}{0,1 \cdot 125}} = 73 \text{ мм} \quad (2.13.6)$$

Вибираємо $d_{\text{ц}} = 90 \text{ мм}$

3 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Кінематична схема механізму пересування візка наведена на рисунку 3.1.

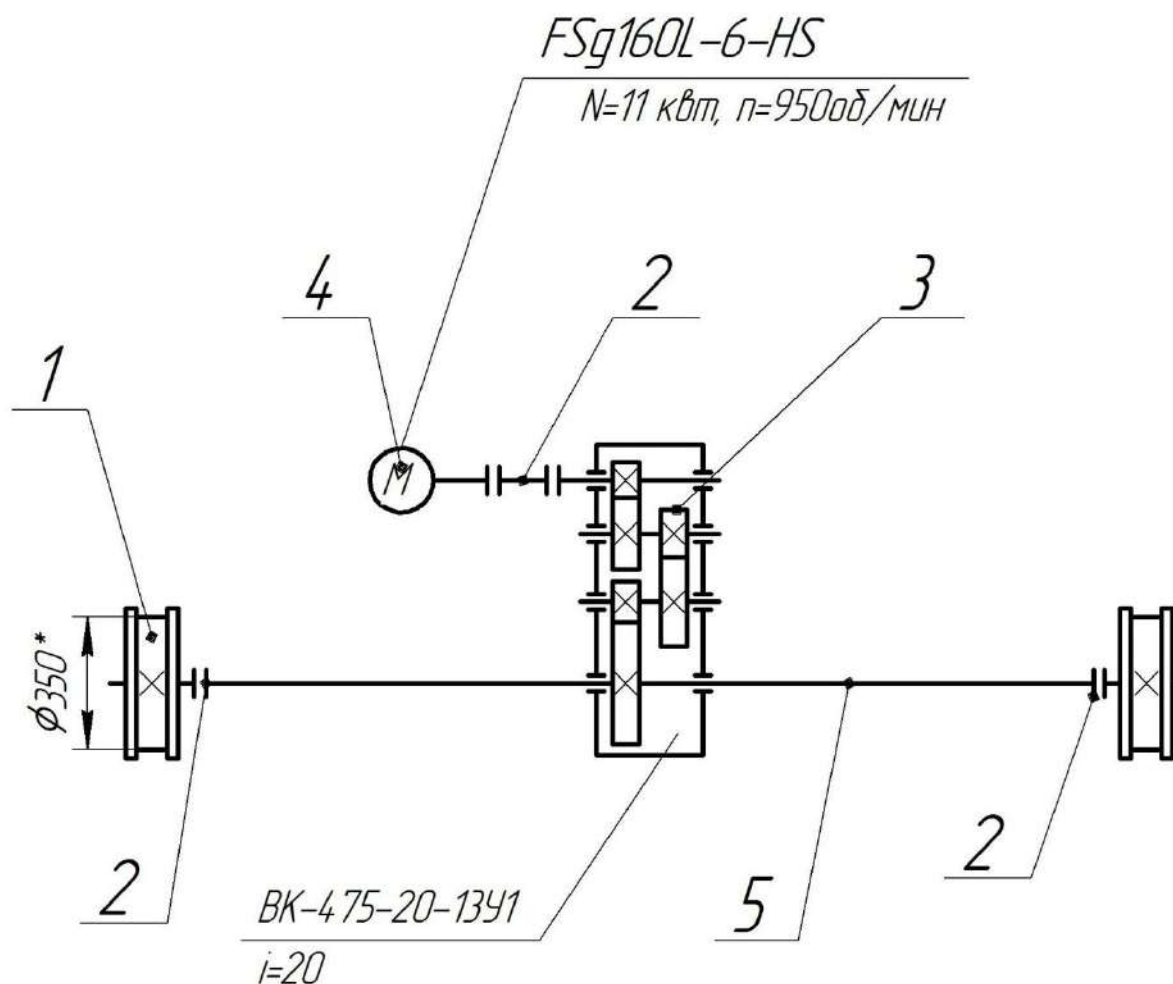


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму пересування візка

- 1 – Колесо ходове $\text{Ø}350\text{мм}$
- 2 – Муфта зубчата МЗ-3-2
- 3 – Редуктор ВК475-20-13У1
- 4 – Електродвигун FSg 160L-HS
- 5 – Промвал

3.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса

При рівномірному навантаженні на колеса візка визначається максимальний тиск, що передається колесом на рейку [7]:

$$R = \frac{(Q + G_B)10^4}{4} = \frac{(20 + 12) \cdot 10^4}{4} = 80кН \quad (3.1.1)$$

де $Q = 20t$ - вантажопідйомність;

$G_B = 12t$ - маса візка.

За режимом роботи механізму, швидкістю пересування та розрахунковому тиску обираємо ходове колесо $\varnothing 350\text{мм}$ за ГОСТ 28648-90

3.2 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування візка, встановленого у приміщенні, Н [7]

$$W = W_{TP} + W_i = 4068 + 8000 = 12068 \text{ Н} \quad (3.2.1)$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс [5];

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q + G)}{D} (2\mu + fd) K_p = \frac{10^4(20 + 12)}{35} (2 \cdot 0,02 + 0,015 \cdot 9,2) 2,5 = 4068 \text{ Н} \quad (3.2.2)$$

де $Q = 20t$ - номінальна вантажопідйомність;

$G = 12m$ - маса візка;

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

f – коефіцієнт тертя ковзання, $f = 0,015$;

d - діаметр цапфи вала колеса;

$K_p = 2,5$ - коефіцієнт тертя реборд з рейками для механізму пересування візка з приводними колесами

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

$$W_i = 10^3(Q + G_B) \cdot [a] = 10^3(20 + 12) \cdot [0,25] = 8000 \text{ Н} \quad (3.2.3)$$

3.3 Вибір електродвигуна

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт [5]

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{12068 \cdot 0,88}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,55} = 8,06 \quad (3.3.1)$$

де W - опір руху візка, Н;

V - швидкість руху візка, $V = 0,88 \text{ м/с}$;

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

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

Встановлюємо електродвигун FSkG 160L6-HS (додаток Г). Номінальна потужність електродвигуна $P_n = 11 \text{ кВт}$. Швидкість обертання вала електродвигуна

$n_n = 960 \text{ об/хв}$

Номінальний момент електродвигуна

$$M_{\text{НОМ}} = 9550 \frac{P_H}{n_H} = 9550 \frac{11}{960} = 109,43 \text{ Нм}$$

3.4 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування візка [5]:

$$i_o = \frac{n_H}{n_K} = \frac{960}{48} = 20 \quad (3.4.1)$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, 48 рад^{-1} ;

n_K - частота обертання ходового колеса візка, $0,88 \text{ рад}^{-1}$

$$n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,88}{3,14 \cdot 0,35} = 48 \quad (3.4.2)$$

де $V = 0,88 \text{ м/с}$ - швидкість руху візка;

$D = 0,35 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса.

Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$ [9]

Встановлюємо редуктор ВК475-20-13У1 (додаток Д). Передаточне число редуктора $i=20$.

Фактична швидкість пересування візка

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_K \cdot n_H}{i_o \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,35 \cdot 960}{20 \cdot 60} = 0,87 \text{ м/с} \quad (3.4.3)$$

Відхилення від заданого значення швидкості:

$$\Delta V = \frac{|V_k - V_k^\phi|}{V_k} \cdot 100\% = \frac{|0,88 - 0,87|}{0,88} \cdot 100\% = 1,14\% \quad (3.4.4)$$

Таким чином, $\Delta V = 1,14\% < [\Delta V] = 5\%$ умова виконується.

3.5 Вибір муфт

Муфти використовуються для з'єднання валів електродвигуна з швидкохідним валом редуктора та вала редуктора з тихохідним проміжним валом, забезпечуючи часткову компенсацію невідповідності осей, що може з'явитися в процесі виробництва та монтажу [5].

Муфту обираємо по розрахунковому моменту, Нм

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (3.5.1)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт враховує ступінь відповідальності механізму, (Для механізму пересування $K_1=1,2$);

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (для М7, $K_2=1,4$).

Обираємо муфту для з'єднання вала електродвигуна та редуктора:

$$T_M = 109,43 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 183 \text{ Нм} \leq 1600 \text{ Нм} \quad (3.5.2)$$

T_M^{max} - найбільший крутний момент для обраної муфти зубчастої типу МЗП-2 $T_M^{max} = 1600 \text{ Нм}$

Статичний момент від опору пересуванню механізму з вантажем, який припадає на ходові колеса:

$$M_{ст} = \frac{W \cdot D_{к}}{2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3} = \frac{12068 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 2176 \text{ Нм} \quad (3.5.3)$$

Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з тихохідним провалом та колесом:

$$T_M = 2176 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 3656 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq 4000 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.7.3)$$

T_M^{max} - найбільший крутний момент для обраної муфти зубчастої типу МЗ-4 $T_M^{max} = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$

3.6 Вибір гальм

Вибір і регулювання гальм здійснюються на основі гальмівного моменту, що гарантує допустиме уповільнення при гальмуванні візка [9], Н·м:

$$T_{Г} = \frac{I_{3В}^Г \omega_d}{t_{Г}} - T_{СТ}^Г \quad (3.6.1)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна, с^{-1} ($\omega_d = 2\pi n / 60 = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{960}{60} = 100,5 \text{ с}^{-1}$);

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

$$t_{Г} = \frac{V}{[a]} = \frac{0,88}{0,25} = 3,52 \text{ с} \quad (3.6.2)$$

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

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

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2} \eta_3 \quad (3.6.3)$$

$$I_{3B}^T = 1,1(0,097 + 0,15) + 32000 \cdot \frac{0,175^2}{20^2} \cdot 0,85 = 3,35 \text{кз} \cdot \text{м}^2$$

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

$I_P = 0,097 \text{кз} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції ротора двигуна FSg 160L6-HS;

$I_M = 0,15 \text{кз} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції муфти;

$m = 32000 \text{кз}$ - маса візка з вантажем;

$R = 0,175 \text{м}$ - радіус колеса;

$U_P = 20$ - передаточне число редуктора;

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого крана, Нм

$$T_{CT}^T = \frac{W_T D}{2U_P \eta_3} = \frac{8000 \cdot 0,35}{2 \cdot 20 \cdot 0,85} = 82 \text{Нм} \quad (3.6.4)$$

де W_T - опір інерції руху навантаженого візка, Н;

D - діаметр ходового колеса, м.

η_3 - загальний ККД

$$T_T = \frac{3,35 \cdot 100,5}{3,52} - 82 = 13,65 \text{Нм}$$

В механізмі використовуються вбудовані в електродвигун регульовані гальма з максимальним тормозним моментом $T_{\max} = 150 \text{Нм}$

4 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

На рисунку 4.1 представлена кінематична схема механізму пересування крана.

Кінематична схема механізму пересування крана

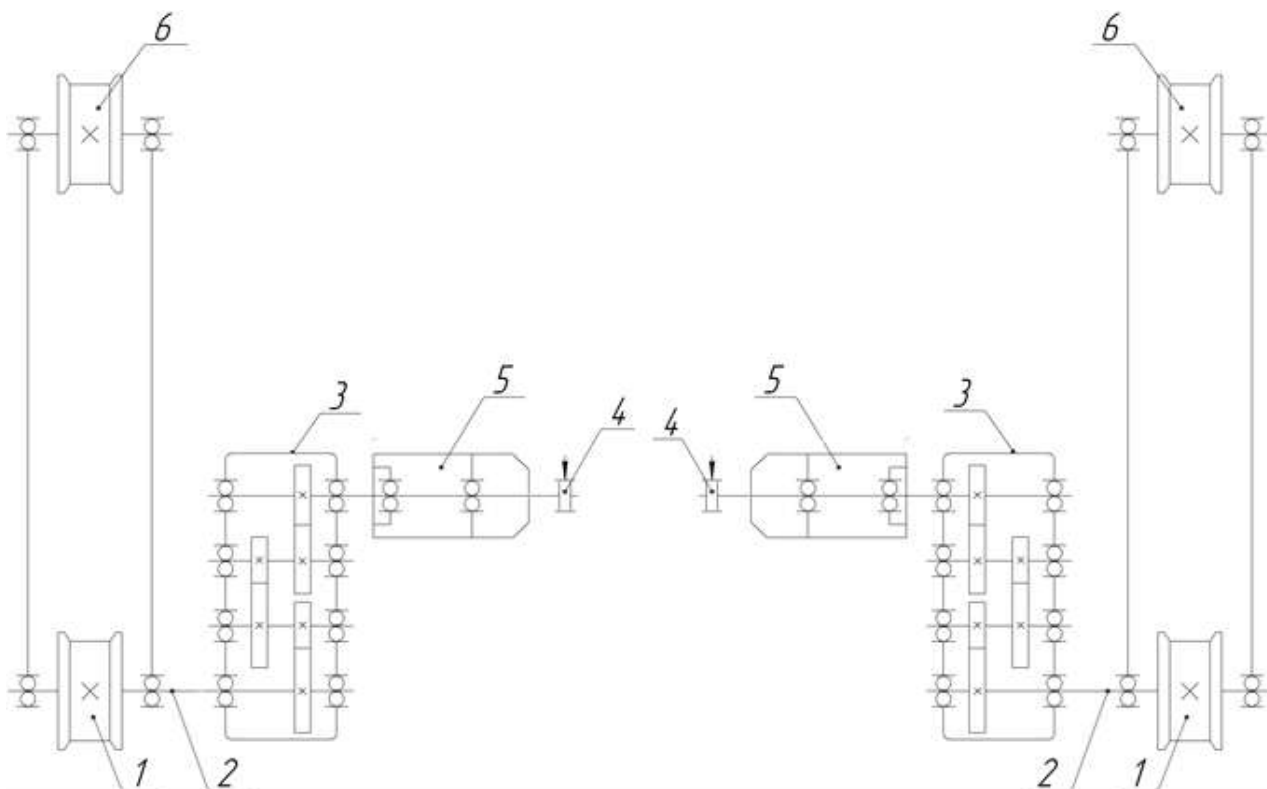


Рисунок 4.1 - Кінематична схема механізму пересування крана.

- 1 - Колесо приводне.
- 2 - Тихохідний вал редуктора.
- 3 – Редуктор ЦЗВКФ-250-20-17У2.
- 4 - Вбудоване гальмо.
- 5 – Електродвигун FSKg 160L6-HS.
- 6 - Колесо холосте.

4.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо мостового крану визначають за формулою [7], Н:

$$R = \left[\frac{G_K}{4} + (Q + G_B) \frac{L - l_{\min}}{2L} \right] 10^4 \quad (4.1.1)$$

де $G_K = 45\text{т}$ – маса крану;

$Q = 20\text{т}$ – вантажопідйомність крану;

$G_B = 12\text{т}$ – маса візка;

$L = 23\text{м}$ – прогін крану;

$l_{\min} = 0,3$ – відстань від візка до опори у крайньому положенні, м;

$$R = \left[\frac{45}{4} + (20 + 12) \frac{23 - 0.3}{2 \cdot 23} \right] \cdot 10^4 = 270400\text{Н}$$

За режимом роботи механізму, швидкістю пересування та розрахунковому тиску обираємо ходове колесо $\text{Ø}500\text{мм}$ за ГОСТ 28648-90

4.2 Опір пересування крана

Максимальний опір пересування візка, встановленого у приміщенні Н [7]

$$W = W_{TP} + W_i = 4144 + 16250 = 20394\text{ Н} \quad (4.2.1)$$

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

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q + G)}{D}(2\mu + fd)K_p = \frac{10^4(20 + 45)}{50}(2 \cdot 0,02 + 0,015 \cdot 11,5)1,5 = 4144H \quad (4.2.2)$$

де $Q = 20t$ - номінальна вантажопідйомність;

$G = 45t$ - маса крана;

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

f - коефіцієнт тертя ковзання, $f = 0,015$;

$d = 115\text{мм}$ - діаметр цапфи вала колеса;

$K_p = 1,5$ - коефіцієнт тертя реборд з рейками для механізму пересування візка з приводними колесами [9].

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

$$W_i = 10^3(Q + G_B) \cdot [a] = 10^3(20 + 45) \cdot [0,25] = 16250 H \quad (4.2.3)$$

4.3 Вибір електродвигуна

Потужність двигуна механізму пересування крана, кВт [5]

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{20394 \cdot 1,3}{2 \cdot 10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,55} = 10 \quad (4.3.1)$$

де W - опір руху крана, Н;

V - швидкість руху крана, $V = 1,4 \text{ м/с}$;

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

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

Встановлюємо електродвигун FSkg 160L6-NS (додаток Г). Номінальна потужність електродвигуна $P_H = 11 \text{ кВт}$. Швидкість обертання вала електродвигуна

$$n_H = 960 \text{ об/хв}$$

Номінальний момент електродвигуна

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{P_H}{n_H} = 9550 \frac{11}{960} = 109,43 \text{ Нм} \quad (4.3.2)$$

4.4 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування крана [5]:

$$i_o = \frac{n_H}{n_K} = \frac{960}{50} = 19,2 \quad (4.4.1)$$

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

n_K - частота обертання ходового колеса крана, хв^{-1}

$$n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 0,5} = 50 \quad (4.4.2)$$

де $V = 1,4 \text{ м/с}$ - швидкість руху крана;

$D = 0,5 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса.

Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$

Встановлюємо редуктор ЦЗВКФ-250-20-17У2 (додаток Ж).
 Передаточне число редуктора $i=20$.

Фактична швидкість пересування крана:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\kappa} \cdot n_H}{i_0 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 960}{20 \cdot 60} = 1,26 \text{ м/с} \quad (4.4.3)$$

Відхилення від заданого значення швидкості [9]:

$$\Delta V = \frac{|V_{\kappa} - V_{\kappa}^{\phi}|}{V_{\kappa}} \cdot 100\% = \frac{|1,3 - 1,26|}{1,3} \cdot 100\% = 3,6\% \quad (4.4.4)$$

Таким чином, $\Delta V = 3,6\% < [\Delta V] = 5\%$ умова виконується.

4.5 Вибір гальм

Гальма вибираються та регулюються за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні крана, Нм:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} \quad (4.5.1)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна, с^{-1} ($\omega_d = 2\pi n / 60 = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{960}{60} = 100,5 \text{ с}^{-1}$);

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

$$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]} = \frac{1,3}{0,25} = 5,2 \text{ с} \quad (4.5.2)$$

$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2$.

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2} \eta_3 \quad (4.5.3)$$

$$I_{3B}^T = 1,1(0,097 + 0,15) + 65000 \cdot \frac{0,25^2}{20^2} \cdot 0,85 = 8,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

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

$I_P = 0,097 \text{ кгм}^2$ - момент інерції ротора двигуна FSkg 160L6-HS;

$I_M = 0,15 \text{ кгм}^2$ - момент інерції муфти;

$m = 65000 \text{ кг}$ - маса крана з вантажем;

$R = 0,25 \text{ м}$ - радіус колеса;

$U_P = 20$ - передаточне число редуктора;

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого крана, Нм

$$T_{CT}^T = \frac{W_T D}{2U_P \eta_3} = \frac{16250 \cdot 0,5}{2 \cdot 20 \cdot 0,85} = 240 \text{ Нм} \quad (4.5.4)$$

де W_T - опір інерції руху навантаженого крана, Н;

D - діаметр ходового колеса, м.

η_3 - загальний ККД

$$T_T = \frac{8,9 \cdot 100,5}{5,2} - 240 = 68 \text{ Нм}$$

В механізмі використовуються вбудовані в електродвигун регульовані гальма з максимальним тормозним моментом $T_{\max} = 150 \text{ Нм}$

5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

5.1 Розрахунок металоконструкції головної балки

5.1.1 Матеріал

В металоконструкції крана використовуються матеріали приведені в таблиці 5.1.1

Найменування і позначення вузлів і елементів	Вид, товщина, діаметр металопрокату. стандарт	Марка матеріалу, категорія, група, клас міцності	Стандарт на марку матеріалу	Номер сертифікату
Балка головна				
Стінка	10, ГОСТ 19903-74	345-09Г2С-12	ГОСТ 19281-89	№ 36761 от 19.12.11 г
Пояс нижній	12, ГОСТ 19903-74	345-09Г2С-12	ГОСТ 19281-89	№ 3990 от 12.02.12
Пояс верхній	12, ГОСТ 19903-74	345-09Г2С-12	ГОСТ 19281-89	№ 3990 от 12.02.12
Діафрагма	8, ГОСТ 19903-74	325-09Г2С-12	ГОСТ 14637-89	№ 36761 от 19.12.11 г
Квадрат	60x60ГОСТ 1050-88	35Х	ГОСТ 4543-71	№ 3529-С от 19.08.11 г
Балка кінцева				
Стінка	12, ГОСТ 19903-74	325-09Г2С-12	ГОСТ 19281-89	№ 3990 от 12.02.12
Пояс нижній	16, ГОСТ 19903-74	325-09Г2С-12	ГОСТ 19281-89	№ 26532 от 04.09.11 г
Пояс верхній	16, ГОСТ 19903-74	325-09Г2С-12	ГОСТ 19281-89	№ 26532 от 04.09.11 г
Діафрагма	8, ГОСТ 19903-74	325-09Г2С-12	ГОСТ 14637-89	№ 36761 от 19.12.11
Механізм пересування крана				
Вал	Прокат Ø 150	Сталь 45	ГОСТ 1050-88	№ 3-2175
Колесо	Поковка	65Г	ГОСТ 14959-79	№ 1095 от 15.11.2011
Механізм підйому				
Вал барабана	Прокат Ø 150	Сталь 45	ГОСТ 1050-88	№ 3-2175
Механізм пересування візка				
Колесо	Поковка	65Г	ГОСТ 14959-79	№ 1095 от 15.11.2011
	Зварювальний дріт Св-08Г2ГОСТ2246-80 Ø1,6 (AS SG2 1.60 EN ISO 1431:G423 CM GESII)			№ EC213042351rev0 от 12.05.2010

Таблиця 5.1.1 - дані про метал основних (розрахункових) елементів металоконструкції.

Основні механічні характеристики сталі 325-09Г2С-12

-межа текучості $\sigma_T = 325$ МПа;

-межа міцності $\sigma_B = 470$ МПа;

-модуль Юнга Першого роду $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

-відносна деформація $\varepsilon = 21$ %;

-ударна в'язкість $a = 590-640$ кДж/м².

5.1.2 Характеристики перетину

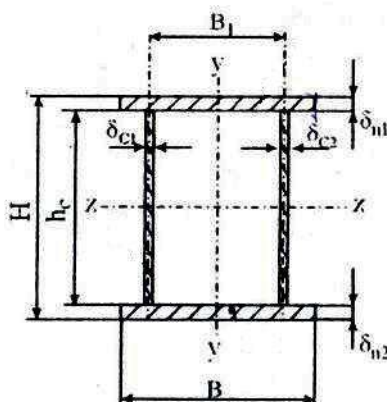


Рисунок 5.1.1 – Розміри поперечного перетину двостінчатої балки

Таблиця 5.1.1 – Розміри поперечного перетину.

Позначення	Розміри
δ_{n1}	12
δ_{n2}	12
δ_{c1}	8
δ_{c2}	8
H	1400
h_c	1376
B	700
B_1	592

5.1.3 Розрахунок зовнішніх сил

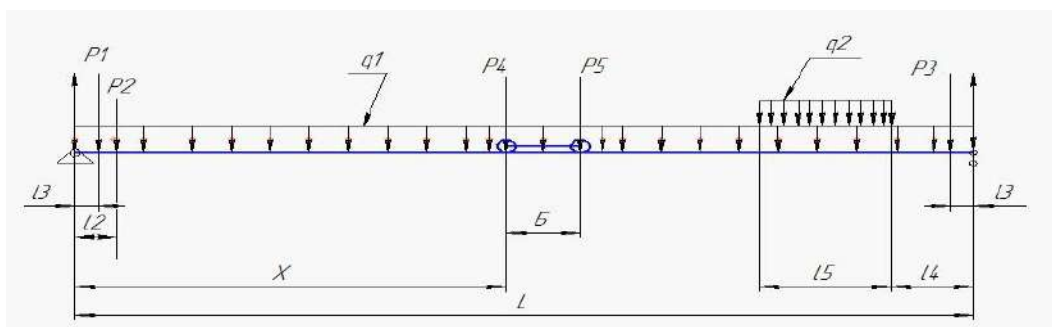


Рисунок 5.1.3.1 – Розрахункова схема головної балки.

Числові значення стаціонарних навантажень [12] :

$G_Q = 196,2 \text{ кН}$ – сила ваги піднятого вантажу;

$G_B = 117,72 \text{ кН}$ – сила ваги візка;

$P_1 = P_3 = 11,77 \text{ кН}$ - сила ваги приводу;

$P_2 = 14,72 \text{ кН}$ - сила ваги кабіни керування краном;

Лінійні розміри:

$L = 23 \text{ м}$

$B = 1,9 \text{ м}$

$l_1 = 0,6 \text{ м}$

$l_2 = 1,065 \text{ м}$

$l_3 = 0,6 \text{ м}$

$l_4 = 2,1 \text{ м}$

$l_5 = 3,4 \text{ м}$

Сила ваги піднятого вантажу:

$$G_Q = g \cdot Q = 9,81 \cdot 20000 = 196200 \text{ Н} \quad (5.1.3.1)$$

де Q – вантажопідйомність крана, $Q = 20\text{т} = 20000 \text{ кг}$,

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$,

Сила ваги візка:

$$G_B = g \cdot M_B = 9,81 \cdot 12000 = 117720 \text{ Н}$$

де M_B – маса візка, $M_B = 12\text{т} = 12000 \text{ кг}$

Сила ваги приводу:

$$P_1 = P_3 = g \cdot M_{\Pi} = 9,81 \cdot 1200 = 11772 \text{ H}$$

де M_{Π} – маса приводу механізму пересування крана, $M_{\Pi} = 1200$ кг

Сила ваги кабіни керування краном:

$$P_2 = g \cdot M_K = 9,81 \cdot 1500 = 14715 \text{ H}$$

де M_K – маса приводу механізму пересування крана, $M_K = 1500$ кг

Розподілені сили:

Розподілена сила ваги головної балки:

$$q_1 = G_6 / L = 95157 / 23 = 4,1 \text{ kH / м} \quad (5.1.3.2)$$

де $G_6 = g \cdot M_B = 9,81 \cdot 9700 = 95157 \text{ H}$ – сила ваги головної балки

Розподілена сила ваги електроустаткування крана:

$$q_2 = G_k / l_5 = 14715 / 3,4 = 4,3 \text{ kH / м}$$

де $G_e = g \cdot M_e = 9,81 \cdot 1500 = 14715 \text{ H}$ – сила ваги електроустаткування крана

Вертикальний тиск коліс візка

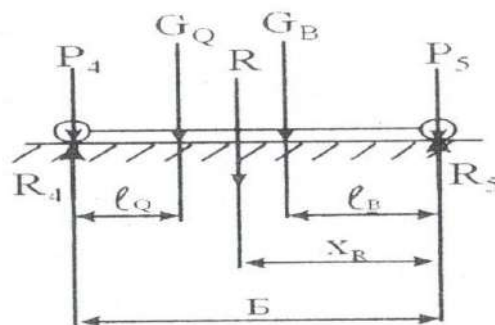


Рисунок 5.1.3.2 - Схема розрахунку вертикального тиску коліс візка.

$$P_4 = \frac{\frac{G_B l_B}{2} + \frac{\psi Q g}{2} (B - l_Q)}{B} = \frac{\frac{117,72 \cdot 0,9}{2} + \frac{1,2 \cdot 196,2}{2} (1,9 - 0,9)}{1,9} = 89,84 \text{ кН} \quad (5.1.3.3)$$

$$P_5 = \left(\frac{G_B}{2} + \frac{\psi Q g}{2} \right) - P_4 = \left(\frac{117,72}{2} + \frac{1,2 \cdot 196,2}{2} \right) - 89,84 = 86,74 \text{ кН} \quad (5.1.3.4)$$

де $\Psi=1,21$ - коефіцієнт динамічності

5.1.4 Визначення небезпечного перетину балки

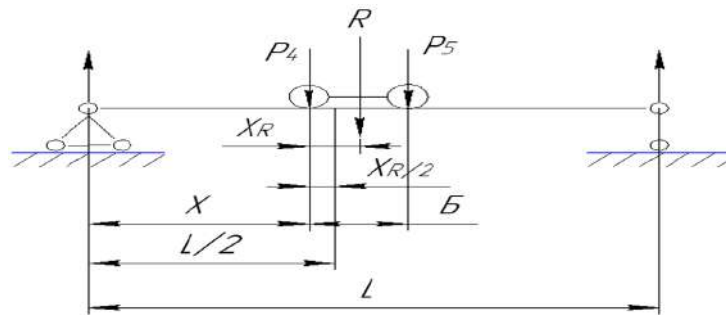


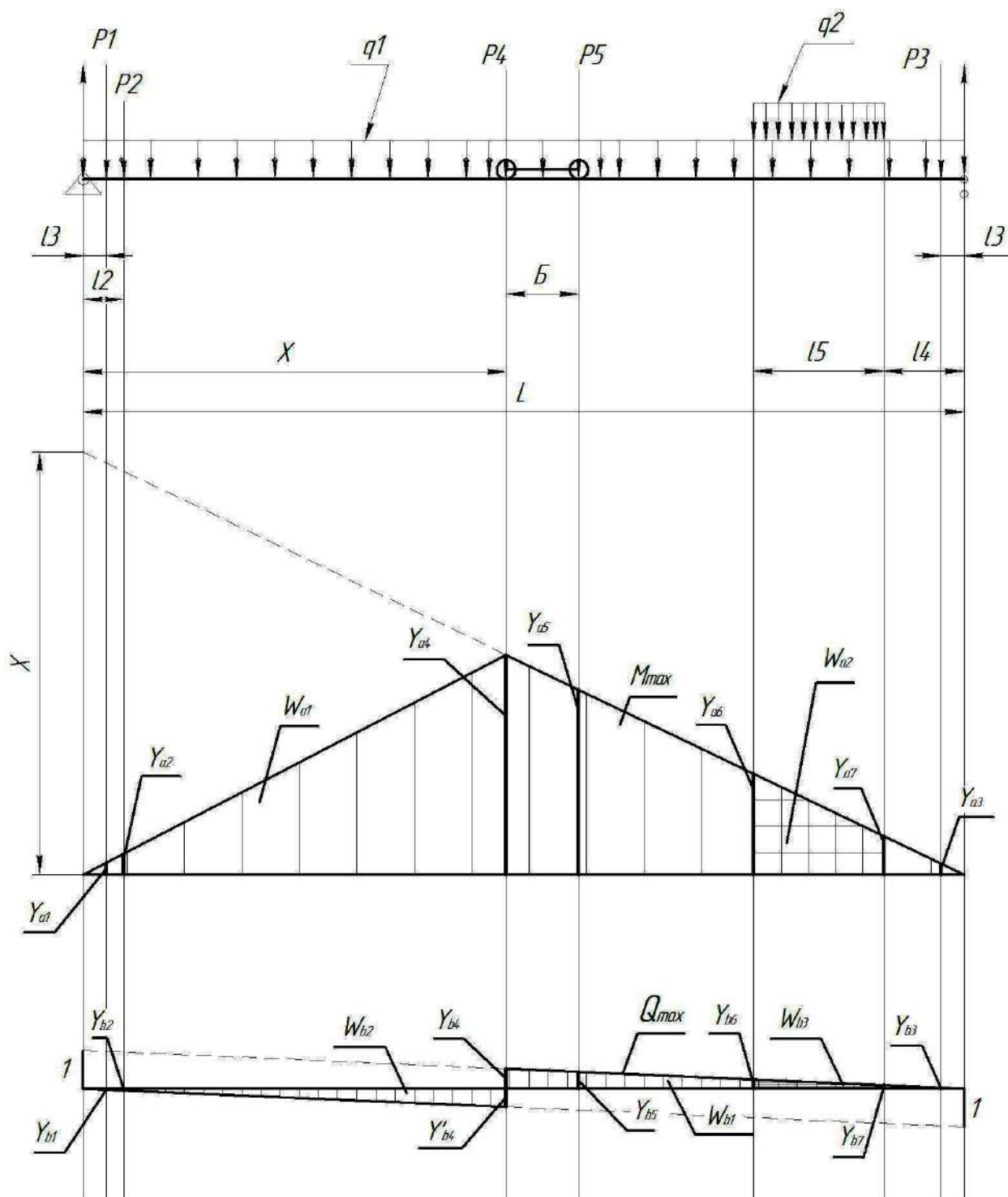
Рисунок 5.1.4.1 – Схема визначення критичного перерізу балки

Знаходимо X_R :

$$X = \frac{L}{2} - \frac{X_R}{2} = \frac{23}{2} - \frac{0,93}{2} = 11,04 \text{ м} \quad (5.1.4.2)$$

Будуємо лінії впливу згинаючого моменту і поперечної сили для поперечного перетину [12].

Масштаб 1 : 200



Обчислюємо максимальний згинаючий момент :

$$\begin{aligned}
 M_{\max} &= P_1 \cdot y_{a1} + P_2 \cdot y_{a2} + P_3 \cdot y_{a3} + P_4 \cdot y_{a4} + P_5 \cdot y_{a5} + q_1 \cdot \omega_1 + q_2 \cdot \omega_2 = \\
 &= 11,77 \cdot 0,31 + 14,72 \cdot 0,55 + 11,77 \cdot 0,29 + 89,84 \cdot 5,7 + 86,74 \cdot 4,8 + 4,1 \cdot 65,55 + 4,3 \cdot 6,12 = 1238,67 \text{ кНм}
 \end{aligned}$$

$$y_{a1} = 0,31 \text{ м}$$

$$y_{a2} = 0,55 \text{ м}$$

$$y_{a3} = 0,29 \text{ м}$$

$$y_{a4} = 5,7 \text{ м}$$

$$y_{a5} = 4,8 \text{ м}$$

$$y_{a6} = 2,6 \text{ м}$$

$$y_{a7} = 1 \text{ м}$$

$$\omega_{a1} = \frac{L \cdot y_{a4}}{2} = \frac{23 \cdot 5,7}{2} = 65,55 \text{ м}^2$$

$$\omega_{a2} = \frac{y_{a6} + y_{a7}}{2} \cdot l_5 = \frac{2,6 + 1}{2} \cdot 3,4 = 6,12 \text{ м}^2$$

Обчислюємо перерізуючу силу у небезпечному перетині балки.

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= -P_1 \cdot y_{b1} - P_2 \cdot y_{b2} - P_4 \cdot y'_{b4} + P_4 \cdot y_{b4} + P_5 \cdot y_{b5} + P_3 \cdot y_{b3} + q_2 \cdot \omega_{b3} + q_1 \cdot \omega_{b2} + q_1 \cdot \omega_{b1} = \\ &= -11,77 \cdot 0,03 - 14,72 \cdot 0,05 - 89,84 \cdot 0,5 + 89,84 \cdot 0,5 + 86,74 \cdot 0,44 + \\ &+ 11,77 \cdot 0,03 + 4,3 \cdot 0,56 - 4,1 \cdot 2,51 + 4,1 \cdot 3,24 = 42,83 \text{ кН} \end{aligned}$$

$$y_{b1} = 0,03$$

$$y_{b2} = 0,05$$

$$y_{b3} = 0,03$$

$$y_{b5} = 0,44$$

$$y'_{b4} = 0,5$$

$$y_{b4} = 0,5$$

$$\omega_{b1} = \frac{1}{2} \cdot (L - X) \cdot y_{b4} = \frac{23 - 10,04}{2} \cdot 0,5 = 3,24 \text{ м}$$

$$\omega_{b2} = \frac{1}{2} \cdot X \cdot y'_{b4} = \frac{10,04 \cdot 0,5}{2} = 2,51 \text{ м}$$

$$\omega_{b3} = \frac{y_{b6} + y_{b7}}{2} \cdot l_5 = \frac{0,24 + 0,09}{2} \cdot 3,4 = 0,56 \text{ м}$$

5.1.5 Визначення геометричних параметрів перетину головної балки

$$F = B \cdot (\delta_{n1} + \delta_{n2}) + h_c \cdot (\delta_{c1} + \delta_{c2}) = 0,7 \cdot (0,012 + 0,012) + 1,376 \cdot (0,008 + 0,008) = 0,039 \text{ м}^2$$

$$h_c = H - (\delta_{n1} + \delta_{n2}) = 1,4 - (0,012 + 0,012) = 1,376 \text{ м}$$

$$I_{xx} = I_3 + I_4 + F_1 \left(\frac{H - \delta_{n1}}{2} \right)^2 + F_2 \left(\frac{H - \delta_{n2}}{2} \right)^2 = 0,0017 + 0,0017 + 0,0084 \left(\frac{1,4 - 0,012}{2} \right)^2 + 0,0084 \left(\frac{1,4 - 0,012}{2} \right)^2 = 0,0115 \text{ м}^4$$

$$I_3 = I_4 = \frac{\delta_c h_c^3}{12} = \frac{0,008 \cdot 1,376^3}{12} = 0,0017 \text{ м}^4$$

$$F_1 = F_2 = \delta_n \cdot B = 0,012 \cdot 0,7 = 0,0084 \text{ м}^2$$

$$W_{xx} = \frac{2I_{xx}}{H} = \frac{2 \cdot 0,0115}{1,4} = 0,0164 \text{ м}^3$$

5.1.6 Визначення розрахункових напружень у поясах балки

Розрахункове напруження:

$$\sigma_p = \frac{M_{\max}}{W_{xx}} = \frac{1238,67 \cdot 10^3}{0,0164} = 75,5 \text{ МПа} \quad (5.1.6.1)$$

Порівнюємо розрахункові напруження з допускними напруженнями.

$$\sigma_p \leq [\sigma]$$

$$75,5 \text{ МПа} \leq 232 \text{ МПа}$$

Умова виконується

5.1.7 Перевірка жорсткості балки на прогін і порівняння з допустною жорсткістю

$$f \leq [f]$$

$$f = \frac{M \cdot L^2}{10 \cdot E \cdot I_{xx}} = \frac{1238,67 \cdot 10^3 \cdot 23^2}{10 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,0115} = 0,027 \text{ м} \quad (5.1.7.1)$$

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{23}{700} = 0,0329 \text{ м} \quad (5.1.7.2)$$

$$0,027 < 0,0329$$

Умова виконується

5.1.8 Визначення часу згасання коливань балки і порівняння з допускним часом

$$t = \frac{\tau}{\gamma} \ln \frac{y_{cm}}{y_{min}} = \frac{\tau}{\gamma} \ln 2f$$

$$t \leq [t] = 15 \text{ с} \quad (5.1.8.1)$$

де $\tau = \frac{1}{\rho}$ - період та частота власних коливань балки [12].

$$\rho = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (5.1.8.2)$$

де $C = \frac{48 \cdot E \cdot I_{xx}}{L^3} \frac{kH}{m}$ - жорсткість балки на згин.

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

$$m = \frac{17 \cdot G_{\bar{o}}}{35 \cdot g} + \frac{(G_B + G_Q)}{2 \cdot g} = \frac{17 \cdot 95,157}{35 \cdot 9,81} + \frac{117,72 + 196,2}{2 \cdot 9,81} = 20,71m$$

$$c = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,0115}{23^3} = 9527,4 \frac{kH}{m}$$

$$\rho = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{9527,4 \cdot 10^3}{20710}} = 3,42z\mu$$

$$t = \frac{1}{0,07} \ln 2 \cdot 0,027 = 12,19c$$

Умова виконується.

5.1.9 Перевірка місцевої стійкості стінок балки

$$\frac{h_c}{\delta_c} = \frac{1,376}{0,008} = 172 \geq 160 \quad (5.1.9.1)$$

Встановлюємо поперечні довгі діафрагми с кроком $a = 1,5m$, поперечні короткі ребра с кроком $a_1 = 0,5m$, повздовжні ребра на відстані $h_1 = 0,3m$.

5.1.10 Розрахунок зварного шва

Дотичні напруження біля опори балки [12].

$$H_{on} = (0,5 \dots 0,7) \cdot H$$

$$\tau = \frac{Q_{\max} \cdot S_n}{I_{xx} \cdot (\delta_{c1} + \delta_{c2})} = \frac{42,83 \cdot 0,00005}{0,0115 \cdot 0,016} = 11,64 MPa \quad (5.1.10.1)$$

де $S_n = B \cdot \delta_n \frac{\delta_n}{2} = 0,7 \cdot 0,012 \cdot \frac{0,012}{2} = 0,00005 \text{ м}^3$ – статичний момент пояса.

Дотична сила на один метр довжини шва дорівнює.

$$T = \tau \cdot \delta_{C1} = 11,64 \cdot 10^6 \cdot 0,008 = 93,12 \frac{kH}{m} \quad (5.1.10.2)$$

Нормальний вертикальний тиск на один метр зварного шва дорівнює

$$V = \frac{P_{кр}}{Z} = \frac{P_{кр}}{3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{I_p + I_{n1}}{\delta_{C1}}}} = \frac{89,84}{3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,00001055 + 0,00005}{0,008}}} = 140,8 \frac{kH}{m}$$

$$\tau_p = \frac{\sqrt{T^2 + V^2}}{\beta \cdot k} = \frac{\sqrt{93,12^2 + 140,8^2}}{1 \cdot 0,008} = 21,1 МПа$$

$$\tau_p \leq [\tau]_{зв} = 0,7 \delta_T = 0,7 \cdot 328 = 230 МПа$$

$$21,1 МПа \leq 230 МПа$$

Умова виконується

5.2 Розрахунок металоконструкції кінцевої балки

5.2.1 Матеріал

Основні механічні характеристики сталі 325-09Г2С-12 [1]

-межа текучості $\sigma_T = 325$ МПа;

-межа міцності $\sigma_B = 470$ МПа;

-модуль Юнга Першого роду $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

-відносна деформація $\varepsilon = 21$ %;

-ударна в'язкість $a = 590-640$ кДж/м².

5.2.2 Характеристика перетину

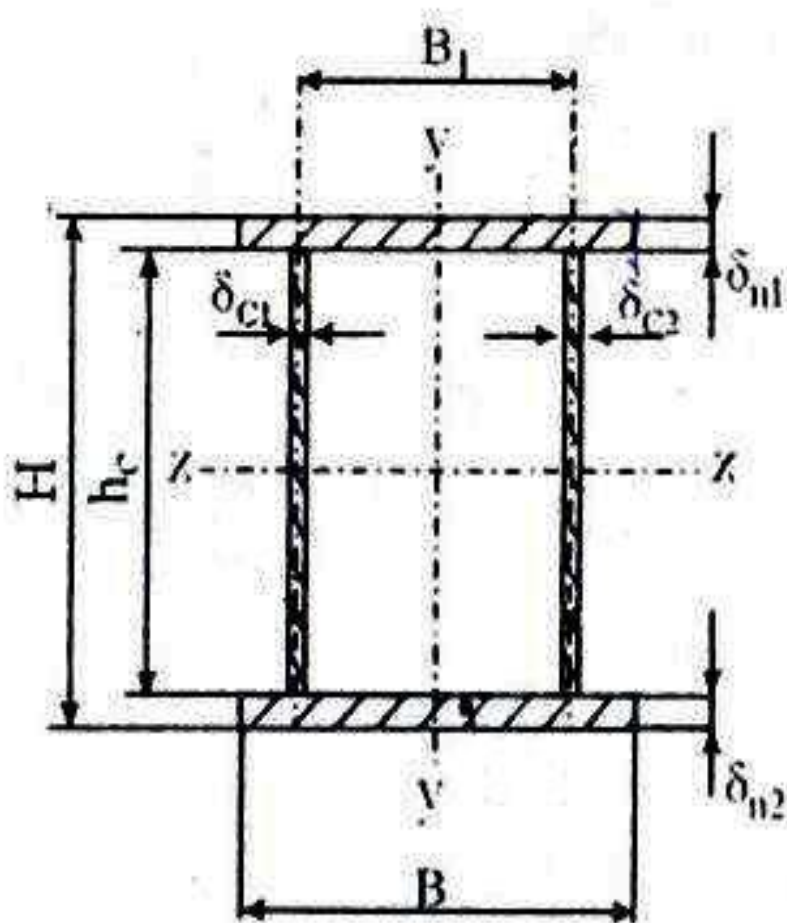


Рисунок 5.2.2 – Розміри поперечного перетину двостінчатої балки

Таблиця 5.2.1 – Розміри поперечного перетину.

Позначення	Розміри
δ_{n1}	12
δ_{n2}	12
δ_{c1}	10
δ_{c2}	10
H	480
h_c	456
B	520
B_1	470

5.2.3 Розрахунок зовнішніх сил

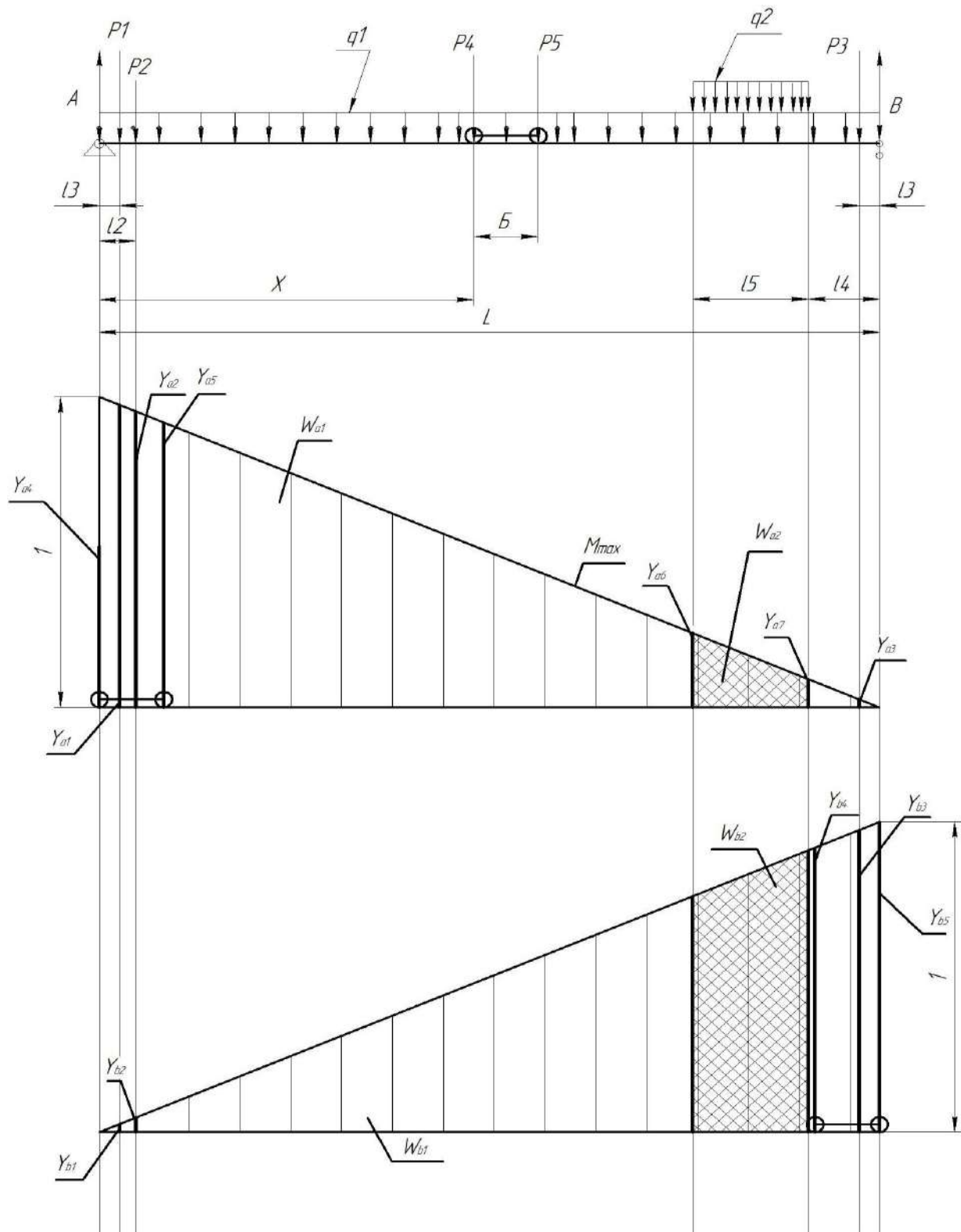


Рисунок 5.2.3.1 - Лінії впливу реакцій опор головної балки.

Реакція опори А:

$$A = P_1 \cdot y_{a1} + P_2 \cdot y_{a2} + P_3 \cdot y_{a3} + P_4 \cdot y_{a4} + P_5 \cdot y_{a5} + q_1 \cdot \omega_{a1} + q_2 \cdot \omega_{a2} =$$

$$= 11,77 \cdot 0,97 + 14,72 \cdot 0,95 + 11,77 \cdot 0,03 + 89,84 \cdot 1 + 86,74 \cdot 0,92 + 4,1 \cdot 11,5 + 4,3 \cdot 0,56 = 244,95 \kappa H$$

$$y_{a1} = 0,97$$

$$y_{a2} = 0,95$$

$$y_{a3} = 0,03$$

$$y_{a4} = 1$$

$$y_{a5} = 0,92$$

$$y_{a6} = 0,24$$

$$y_{a7} = 0,09$$

$$\omega_{a1} = \frac{L \cdot y_{a4}}{2} = \frac{23 \cdot 1}{2} = 11,5 M$$

$$\omega_{a2} = \frac{y_{a6} + y_{a7}}{2} \cdot l_5 = \frac{0,24 + 0,09}{2} \cdot 3,4 = 0,56 M$$

Реакція опори В:

$$B = P_1 \cdot y_{b1} + P_2 \cdot y_{b2} + P_3 \cdot y_{b3} + P_4 \cdot y_{b4} + P_5 \cdot y_{b5} + q_1 \cdot \omega_{b1} + q_2 \cdot \omega_{b2} =$$

$$= 11,77 \cdot 0,03 + 14,72 \cdot 0,05 + 11,77 \cdot 0,97 + 89,84 \cdot 0,95 + 86,74 \cdot 1 + 4,1 \cdot 11,5 + 4,3 \cdot 2,84 = 243,95 \kappa H$$

$$y_{b1} = 0,03$$

$$y_{b2} = 0,05$$

$$y_{b3} = 0,97$$

$$y_{b4} = 0,92$$

$$y_{b5} = 1$$

$$y_{b6} = 0,76$$

$$y_{b7} = 0,91$$

$$\omega_{b1} = \frac{L \cdot y_{b5}}{2} = \frac{23 \cdot 1}{2} = 11,5 M$$

$$\omega_{b2} = \frac{y_{b6} + y_{b7}}{2} \cdot l_5 = \frac{0,76 + 0,91}{2} \cdot 3,4 = 2,84 M$$

Складаємо схему кінцевої балки з прикладеними зусиллями від головних балок у вертикальній площині [7].

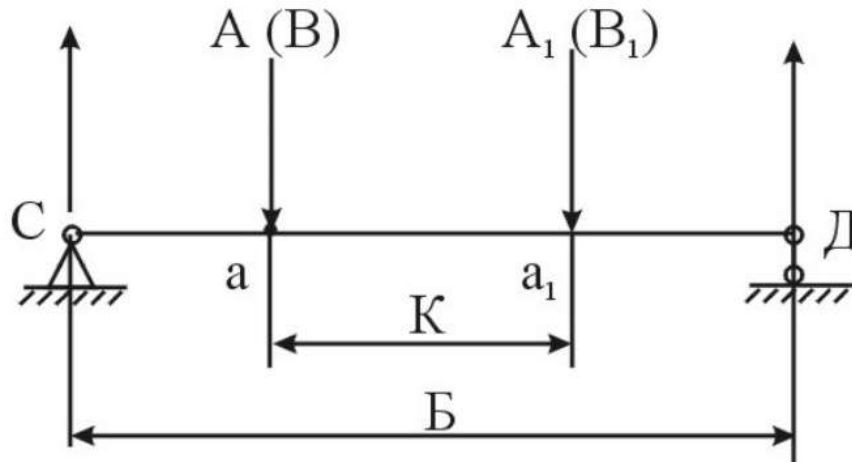


Рисунок 5.2.3.2 – Розрахункова схема кінцевої балки.

$A(B)$, $A_1(B_1)$ – максимальні опорні зусилля на кінцеву балку від головних балок кН ($A = A_1$, $B = B_1$);

$B = 7,5\text{м}$ – база крана;

$K = 5\text{м}$ – колія вантажного візка;

$C = D = A$ – реакції опор кінцевої балки.

5.2.4 Визначення геометричних параметрів перетину кінцевої балки

$$F = B \cdot (\delta_{n1} + \delta_{n2}) + h_c \cdot (\delta_{c1} + \delta_{c2}) = 0,52 \cdot (0,012 + 0,012) + 0,456 \cdot (0,01 + 0,01) = 0,022\text{м}^2$$

$$h_c = H - (\delta_{n1} + \delta_{n2}) = 0,48 - (0,012 + 0,012) = 0,456\text{м}$$

$$I_{xx} = I_3 + I_4 + F_1 \left(\frac{H - \delta_{n1}}{2} \right)^2 + F_2 \left(\frac{H - \delta_{n2}}{2} \right)^2 = 0,000079 + 0,000079 + 0,0062 \left(\frac{0,48 - 0,012}{2} \right)^2 + 0,0062 \left(\frac{0,48 - 0,012}{2} \right)^2 = 0,00084\text{м}^4$$

$$I_3 = I_4 = \frac{\delta_c h_c^3}{12} = \frac{0,01 \cdot 0,456^3}{12} = 0,000079\text{м}^4$$

$$F_1 = F_2 = \delta_n \cdot B = 0,012 \cdot 0,52 = 0,0062\text{м}^2$$

$$W_{xx} = \frac{2I_{xx}}{H} = \frac{2 \cdot 0,00084}{0,48} = 0,0035\text{м}^3$$

5.2.5 Еюра згинаючих моментів. Визначення максимальних згинаючих моментів

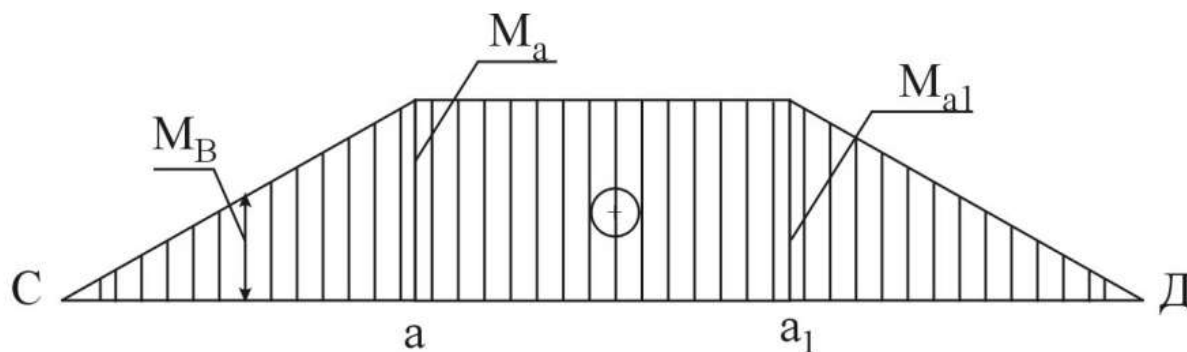


Рисунок 5.2.5.1 – Еюра згинаючих моментів для кінцевої балки.

$$M_a = M_{a1} = A \cdot \left(\frac{B - K}{2} \right) = 244,95 \cdot \left(\frac{7,5 - 5}{2} \right) = 306,19 \text{кНм} \quad (5.2.5.1)$$

$$M_a = M_{\max} = 306,19 \text{кНм} \quad (5.2.5.2)$$

$$M_e = A \cdot 0,3 = 244,95 \cdot 0,3 = 73,5 \text{кНм} \quad (5.2.5.3)$$

5.2.6 Визначення розрахункових напружень в критичних перетинах

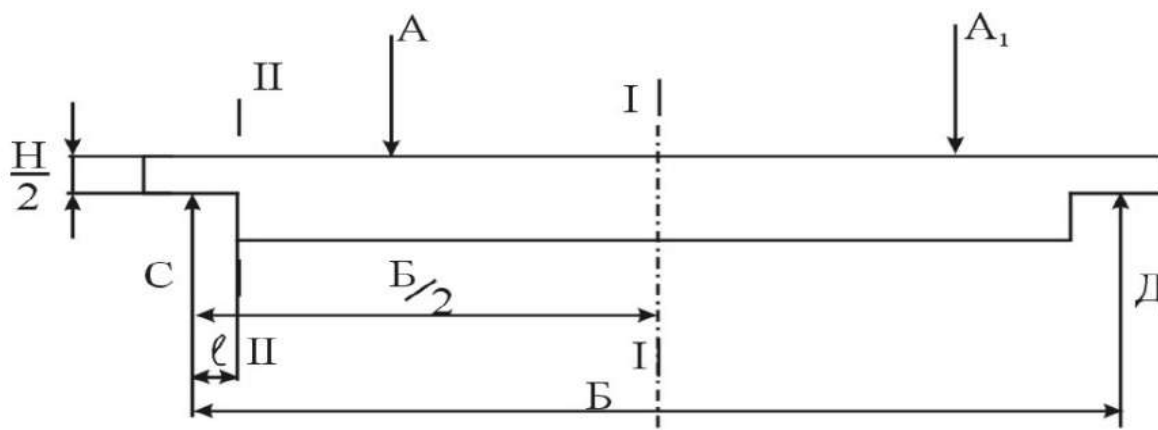


Рисунок 5.2.6.1 – Розрахункові перерізи кінцевої балки.

Переріз I-I:

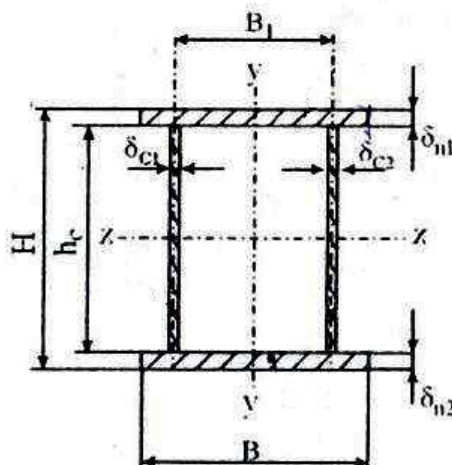


Рисунок 5.2.6.2 – Розміри поперечного перетину двостінчатої балки

Таблиця 5.2.6.1 – Розміри поперечного перетину.

Позначення	Розміри
δ_{n1}	12
δ_{n2}	12
δ_{c1}	10
δ_{c2}	10
H	654
h_c	630
B	520
B_1	470

Геометричні параметри перетину I-I:

$$F = B \cdot (\delta_{n1} + \delta_{n2}) + h_c \cdot (\delta_{c1} + \delta_{c2}) = 0,52 \cdot (0,012 + 0,012) + 0,63 \cdot (0,01 + 0,01) = 0,025 \text{ м}^2$$

$$h_c = H - (\delta_{n1} + \delta_{n2}) = 0,654 - (0,012 + 0,012) = 0,630 \text{ м}$$

$$I_{xx} = I_3 + I_4 + F_1 \left(\frac{H - \delta_{n1}}{2} \right)^2 + F_2 \left(\frac{H - \delta_{n2}}{2} \right)^2 = 0,00021 + 0,00021 + 0,0062 \left(\frac{0,654 - 0,012}{2} \right)^2 + 0,0062 \left(\frac{0,654 - 0,012}{2} \right)^2 = 0,0017 \text{ м}^4$$

$$I_3 = I_4 = \frac{\delta_c h_c^3}{12} = \frac{0,01 \cdot 0,63^3}{12} = 0,00021 \text{ м}^4$$

$$F_1 = F_2 = \delta_n \cdot B = 0,012 \cdot 0,52 = 0,0062 \text{ м}^2$$

$$W_{xx} = \frac{2I_{xx}}{H} = \frac{2 \cdot 0,0017}{0,654} = 0,0052 \text{ м}^3$$

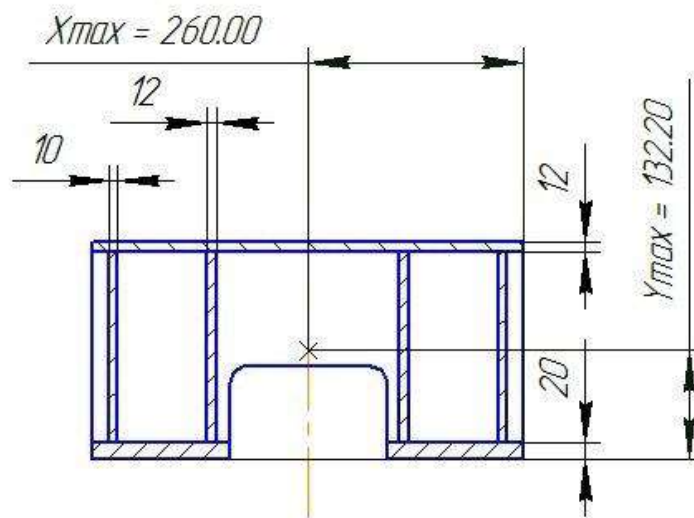
$$\sigma_{I-I} = \frac{M_a}{W_{I-I}} = \frac{306,19 \cdot 10^3}{0,0052} = 58,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{I-I} \leq [\sigma] = 58,9 \text{ МПа} \leq 230 \text{ МПа}$$

Умова виконується

Переріз II-II:

Характеристика перерізу



Площадь сечения, см ²	Теоретическая масса 1 пог.м, кг	Периметр, мм	Справочные величины для осей					
			X-X			y-y		
			J _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см	J _y , см ⁴	W _y , см ³	i _y , см
229.82	179.719	1064	24026.09	1817.38	10.22	69265.21	2664.05	17.36

Таблица 5.2.6.2 – Розрахунок перерізу за допомогою ЕОМ.

$$\sigma_{I-I} = \frac{M_6}{W_{II-II}} = \frac{73,5 \cdot 10^3}{0,0018} = 40,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{I-I} \leq [\sigma] = 40,8 \text{ МПа} \leq 230 \text{ МПа}$$

Умова виконується .

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

Дипломний проект передбачає проектування крана мостового магнітного $Q = 10+10t$.

6.1 Аналіз потенційних небезпек виробництва

Недосконалість конструктивних рішень під час проектування систем і вузлів вантажопідійомних машин та механізмів.

Виникнення механічних травм унаслідок випадкового контакту працівників із частинами машин та механізмів, що рухаються або обертаються.

Існує ризик ураження електричним струмом у разі порушення вимог електробезпеки або несправності електрообладнання. Такі ситуації можуть призвести до електротравм різного ступеня тяжкості, а в окремих випадках - до смертельних наслідків.

Можливі небезпечні ситуації, пов'язані з відмовами або несправністю виробничого обладнання, а також із виходом з ладу запобіжних і сигнальних пристроїв.

Небезпека, пов'язана з можливим розривом вантажного каната. Основними причинами можуть бути недостатній технічний догляд за канатом крана, порушення правил експлуатації вантажопідіймальних механізмів, а також відсутність сертифікатів або паспортів на канати.

Перебування сторонніх осіб у зоні підвищеної небезпеки під час роботи вантажопідіймальних механізмів. Причинами можуть бути порушення вимог охорони праці, відсутність попереджувальних знаків або захисних пристроїв, що обмежують доступ до небезпечної зони. У таких випадках можливі механічні травми або навіть смертельні наслідки.

Невідповідність параметрів повітряного середовища в адміністративних приміщеннях під час виконання проектних робіт. Причиною може бути недостатньо ефективна робота систем вентиляції та

опалення у виробничих приміщеннях. Це може негативно впливати на стан здоров'я працівників і спричиняти загальні захворювання.

Існує ризик виникнення загоряння через порушення правил пожежної безпеки або внаслідок короткого замикання електричних мереж, що може призвести до пожежі.

Можливість травмування або загибелі людей у результаті неправильних дій персоналу під час надзвичайних ситуацій.

Основними причинами є недостатня підготовка працівників до дій у таких умовах, що може спричинити паніку, масовий травматизм або летальні випадки.

6.2 Заходи по забезпеченню безпеки виробництва

З метою усунення недоліків конструктивних рішень при проектуванні систем і вузлів вантажопідіймальних машин передбачено такі заходи:

- зменшення кількості ланок та кінематичних пар у механізмах;
- забезпечення рівномірного розподілу навантаження між елементами кінематичних пар;
- введення у конструкцію додаткових рухомих елементів, що компенсують перекося, зношування деталей та пружні деформації.

Під час реалізації конструктивних рішень особлива увага приділяється підвищенню надійності механізмів підйому, довговічності гальмівних шківів та безвідмовності роботи запобіжних пристроїв. Конструкція крана забезпечує зручний доступ до всіх механізмів і електрообладнання завдяки наявності спеціальних майданчиків, проходів і галерей, які виконані відповідно до вимог ДСТУ ISO 14122-3:2004 «Безпека машин. Стаціонарні засоби доступу до машин. Сходи, ступені та поручні».

Для запобігання травмуванню працівників унаслідок контакту з рухомими або обертовими частинами машин передбачено встановлення захисних огорожень і кожухів. Більшість таких огорожень виконують знімними, що полегшує їх огляд і технічне обслуговування.

Згідно з вимогами НПАОП 27.4-7.15-86 «Огородження рухомих частин устаткування. Загальні технічні вимоги» огороженню підлягають:

- зубчасті та ланцюгові передачі;
- з'єднувальні муфти;
- обертові вали;
- барабани, розташовані поблизу кабін, майданчиків або сходів.

Для запобігання потраплянню сторонніх предметів у механізми передбачено встановлення захисних щитків на ходових колесах крана. При цьому зазор між щитком і рейкою не повинен перевищувати 10 мм.

З метою запобігання ураженню електричним струмом застосовуються організаційні та технічні заходи.

Організаційні заходи:

До виконання робіт допускаються особи віком від 18 років, які пройшли відповідне навчання, перевірку знань з електробезпеки та отримали необхідну групу допуску згідно з ДНАОП 1.1.10-101-2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Технічні заходи:

Передбачено використання електричних блокувальних пристроїв, призначених для запобігання небезпечним діям персоналу у разі порушення вимог електробезпеки відповідно до ГОСТ 12.4.155-85 «ССБТ. Устройства защитного отключения. Классификация и общетехнические требования».

Для підвищення рівня електробезпеки застосовується захисне заземлення або занулення, яке забезпечує відведення електричного струму по шляху найменшого опору у випадку появи напруги на елементах обладнання, де вона не повинна виникати, згідно з Правилами улаштування електроустановок (ПУЕ).

Усі електротехнічні елементи крана мають робочу ізоляцію та підключені до системи заземлення відповідно до ГОСТ 12.1.009-76 «Електробезпека. Терміни та визначення». Вони відносяться до I класу електротехнічних виробів за способом захисту людини від ураження електричним струмом відповідно до ГОСТ 12.2.007.0-75 «Вироби електротехнічні. Загальні вимоги безпеки».

Для запобігання коротким замиканням у електричній схемі використовуються струмообмежувальні запобіжники, які підключаються послідовно в електричне коло та зменшують величину ударного струму при аварійних режимах.

Захист електродвигунів від міжфазних коротких замикань здійснюється за допомогою струмової відсічки. Захист від перевантаження у даній машині не передбачено, оскільки технологічні умови експлуатації не передбачають значних перевантажень. У разі зниження напруги застосовується захист мінімальної напруги, який автоматично відключає допоміжні електродвигуни при падінні напруги до 60–70 % від номінального значення.

Для запобігання небезпечним ситуаціям, пов'язаним із несправністю обладнання або відмовою запобіжних і сигнальних пристроїв, у конструкції механізмів крана передбачено встановлення блокувальних систем. Вони можуть бути механічними, електромеханічними або електричними.

Основним призначенням таких пристроїв є автоматична зупинка механізмів при досягненні крайніх робочих положень, а також зняття напруги з крана у випадку аварійної ситуації або спрацювання кінцевих вимикачів. Зазначені вимоги відповідають НПАОП 0.00-1.01-07 «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів».

Для запобігання травмуванню персоналу внаслідок обриву вантажного каната застосовуються атестаційні та організаційні заходи.

Атестаційні заходи:

Кранові канати є важливим елементом вантажопідіймального обладнання та підлягають обов'язковій перевірці державним інспектором під

час їх встановлення у підвісці механізму. Під час придбання каната перевіряється його відповідність вимогам НПАОП 0.00-1.01-07 «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів», а також технічним характеристикам, зазначеним у сертифікаті виробника.

Організаційні заходи:

Під час експлуатації канат регулярно перевіряється на наявність пошкоджень, зношування або інших дефектів відповідно до вимог зазначених правил. У випадку невідповідності встановленим критеріям бракування канат підлягає заміні.

Додатково дотримуються вимоги ГОСТ 12.3.009-76 «ССБТ. Роботи вантажно-розвантажувальні. Загальні вимоги безпеки».

З метою недопущення перебування людей у небезпечних зонах під час роботи вантажопідіймального обладнання встановлюються стаціонарні огорожі висотою не менше 1 м, які складаються зі стійок і декількох рядів рейок або сигнальних стрічок червоного кольору.

На огорожах через кожні 5–10 м розміщуються попереджувальні таблички з написом «Небезпечна зона».

Тимчасові небезпечні ділянки огорожуються переносними огороженнями аналогічної конструкції з відповідними попереджувальними знаками.

Крім того, небезпечні місця оснащуються інформаційними засобами попередження, такими як плакати, сигнальні стрічки та інші засоби оповіщення, виконані відповідно до ГОСТ 12.4.026-76 «Сигнальні кольори та знаки безпеки».

6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

З метою створення сприятливих умов праці та підтримання оптимальних параметрів повітряного середовища в адміністративних

приміщеннях передбачено використання систем водяного опалення та кондиціонування повітря.

Нормативні параметри мікроклімату в приміщеннях повинні відповідати таким значенням:

температура повітря - 22–24 °С;

відносна вологість - 40–60 %;

швидкість руху повітря - не більше 0,3 м/с.

Зазначені параметри встановлені відповідно до вимог СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

6.4 Заходи з пожежної безпеки

Для зменшення ризику виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних із пожежами на виробничій ділянці, реалізуються комплексні протипожежні заходи.

Проведений аналіз матеріалів, що використовуються у виробництві, показав, що колесопрокатний цех належить до категорії Г за вибухопожежною та пожежною небезпекою відповідно до СНиП 2.09.02-85 «Норми проектування виробничих будівель промислових підприємств». Згідно з ДБН В.1.1.7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва», а також з урахуванням категорії виробництва, цех відноситься до I ступеня вогнестійкості.

З огляду на пожежну небезпеку виробництва в проекті передбачено такі протипожежні заходи:

- система пожежного водопостачання, інтегрована з господарсько-питним або виробничим водопроводом, із забезпеченням мінімального напору не менше 10 м у мережі низького тиску під час пожежогасіння;

- наявність вогнегасників, ящиків з піском та пожежних щитів.

Таблиця 6.4.1 Ступінь вогнестійкості будівель та споруд

Основні будівельні конструкції	Ступінь вогнестійкості I	
	Група займистості	Межа вогнестійкості
Несучі стіни і колони	Неспалимі	2,0 г.
Плити, перегородки та інші несучі конструкції	Неспалимі	0,75 г.
Внутрішні перегородки, сходові клітки та ін.	Неспалимі	2,5 г.
Брандмауери	Неспалимі	2,5 г.

Норма витрати води для внутрішнього пожежогасіння визначається виходячи з двох пожежних струменів продуктивністю не менше 2,5 л/с кожен. У будівлі встановлено 4 пожежних крани з рукавами та брансбойтами.

На території виробничого майданчика розташований пожежний щит, що включає:

- багор - 1 шт.;
- лом - 1 шт.;
- лопата - 1 шт.;
- відро пожежне конусне - 2 шт.

Поруч з пожежним щитом розміщено ящик з піском, призначений для гасіння невеликих осередків займання.

На ділянці цеху передбачено наступне обладнання для пожежогасіння:

- вогнегасник ОП-4 - 3 шт.;
- ящик з піском об'ємом 0,5 м³ - 1 шт.;
- пожежний щит з набором інструментів (лопата, багор, відро тощо) -1 шт.

6.5 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях

Для запобігання травмуванню або загибелі персоналу під час надзвичайних ситуацій здійснюються комплексні заходи безпеки.

Забезпечення захисту працівників досягається через:

- підвищення стійкості промислового об'єкта до впливу надзвичайних ситуацій;
- організацію рятувальних та відновлювальних робіт на об'єкті;
- забезпечення наявності необхідних технічних засобів для оперативної евакуації персоналу із зон ураження;
- проведення регулярного інструктування та навчання персоналу щодо дій у надзвичайних ситуаціях.

Таким чином, наведені заходи складають основу системи охорони праці при експлуатації мостового крана, встановленого на підприємстві ВАТ «Інтерпайп НТЗ», і забезпечують підвищений рівень безпеки працівників.

У даному розділі наведено комплекс заходів з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці та пожежної безпеки, що забезпечують безпечні та комфортні умови роботи персоналу.

Для гарантування безперервної та безпечної експлуатації кранового обладнання передбачено регулярне проведення інструктажів з техніки безпеки під час роботи з небезпечними машинами. Усе кранове устаткування проходить обов'язкову атестацію та перевірку спеціалізованими контролюючими органами, які оцінюють відповідність кожного крана вимогам НПАОП 0.00-1.01-07 «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів».

У робочій зоні крана встановлюються огорожувальні пристрої, що запобігають проході персоналу у небезпечну зону та механічному контакту з рухомими частинами машини, відповідно до НПАОП 27.4-7.15-86 «Огородження рухомих частин устаткування. Загальні технічні вимоги».

На крані передбачено встановлення приладів безпеки, які захищають обладнання від перевантажень і аварій, а також попереджають ураження персоналу електричним струмом згідно з ДНАОП 1.1.10-101-2000 «Правила безпечної експлуатації установок-споживачів».

Для підтримання оптимального рівня виробничої санітарії та гігієни праці на робочій зоні крана застосовуються засоби індивідуального захисту від шуму та вібрацій. В адміністративних та побутових приміщеннях встановлені системи опалення та вентиляції, що забезпечують оптимальні мікрокліматичні параметри відповідно до СНиП 2.04.05-91 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

З метою забезпечення пожежної безпеки передбачено встановлення комплексних засобів гасіння пожеж, включаючи протипожежне водопостачання, вогнегасники та ящики з піском, відповідно до СНиП 2.09.02-85 «Норми проектування виробничих будівель промислових підприємств» та ДБН В.1.1.7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва».

Безпека персоналу під час надзвичайних ситуацій забезпечується регулярними інструктажами та відпрацюванням дій у відповідних випадках, підвищенням стійкості промислових споруд та створенням і підтриманням у працездатному стані систем захисту і евакуації персоналу із зон ураження.

7 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ

Для оцінювання ефективності впровадження розробленого мостового крана проводиться розрахунок економічного ефекту від його використання у порівнянні з базовою моделлю. Як базовий варіант прийнято німецький мостовий кран аналогічного призначення.

Основні техніко-економічні показники, що використовуються для проведення розрахунків, наведені у таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту

Показник	Позначення	Одиниці	Велечина показника	
			Базовий німецький кран	Нової машини
Вантажопідйомність	Q	т	20	20
Потужність двигунів	W	м	150	123
Конструктивна маса	G	т	80	65
Швидкість підйому	$V_{п}$	м/с	0,16	0,32
Строк служби	T	років	25	25
Група режиму роботи крана	ПВ	%	60	60
Кількість працівників	Ч	чол	2	2
Велечина робочих циклів	t	хв	27	25
Ціна ПТМ	Ц	грн	5000000	3200000

Оцінювання економічного ефекту від виробництва та експлуатації нових засобів праці довготривалого використання (машин, обладнання тощо), які мають покращені техніко-економічні характеристики, такі як

підвищена продуктивність, збільшена довговічність або зниження експлуатаційних витрат, здійснюється за відповідною формулою:

$$E = \left[C_1 \cdot a_1 \cdot a_2 + \frac{(I_1 - I_2) - E_n \cdot (C_2 - C_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2, \quad (7.1)$$

де A_2 – річний об'єм введення нових машин.

C_1 – оптова ціна одиниці базового засобу праці, грн.;

C_2 – оптова ціна одиниці нового засобу праці, грн.;

a_1 - коефіцієнт урахування збільшення продуктивності нової машини в

порівнянні з базовою німецькою машиною

$a_1 = \frac{B_2}{B_1}$ - коефіцієнт обліку зросту продуктивності одиниці нової машини

порівняно з базовою;

$$a_1 = \frac{27}{25} = 1,08$$

$$a_2 = \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = \frac{0,04 + 0,15}{0,04 + 0,15} = 1, \quad (7.2)$$

де P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базового та модернізованого крана, відповідно,

$$P_1 = P_2 = \frac{1}{T} = \frac{1}{25} = 0,04, \quad (7.3)$$

де $T=T_1=T_2=25$ років – термін експлуатації, відповідно, базової моделі та модернізованого крана;

$E_n=0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень [8].

Економічний ефект для споживача визначається як економія поточних витрат на експлуатацію та відрахувань на капітальні вкладення протягом усього строку служби нового крана порівняно з базовою німецькою моделлю

$$\frac{(I_1 - I_2) - E_n \cdot (C_2 - C_1)}{P_2 + E_n}, \text{ грн}, \quad (7.4)$$

де I_1, I_2 – річні експлуатаційні витрати споживача при використанні відповідно базового німецького та нового вітчизняного крана, розраховані на обсяг робіт (продукції), що виконується за допомогою нового крана, грн.,

$$I_1 = Z_{ЗП} \cdot Z_A \cdot Z_E \cdot Z_P, \quad (7.5)$$

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

$$Z_{ЗП} = k \cdot n \cdot \Phi \cdot C_q \cdot K_n = 2 \cdot 2 \cdot 2013 \cdot 15 \cdot 1,5 = 181080, \text{ грн}, \quad (7.6)$$

де $n=2$ – кількість робочих в одній зміні;

$k=2$ – кількість змін;

$\Phi=2013$ год. – річний фонд робочого часу;

$C_q=15$ – часова тарифна ставка;

$K_n=1,33\dots1,58$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням затрат на соціальне страхування [8].

Z_A – сума амортизаційних відрахувань,

Для базової німецької машини:

$$Z_{A1} = a_k \cdot C = 0,04 \cdot 5000000 = 200000 \text{ грн}, \quad (7.7)$$

Для нової машини:

$$Z_{A2} = 0,04 \cdot 3200000 = 128000 \text{ грн},$$

де $a_k=40\%$ - норма на капітальний ремонт;

Π – вартість крану.

Z_E – річні витрати на електроенергію,

Для базової машини:

$$\begin{aligned} Z_{E1} &= \Pi \cdot \Phi \cdot K_\phi \cdot K_M \cdot 0,01 \cdot ПВ \cdot P_M = \\ &= 1,1 \cdot 2013 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 60 \cdot 150 = 39857 \text{ грн}, \end{aligned} \quad (7.8)$$

Для нової машин:

$$Z_{E2} = 1,1 \cdot 2013 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 60 \cdot 123 = 32683 \text{ грн},$$

де $\Pi=1,1$ грн. – вартість 1кВт/год. електроенергії;

$K_\phi=0,25\dots0,5$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу крана [8];

$K_M=0,4\dots0,7$ – коефіцієнт використання потужності [8];

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

Z_p – витрати на ремонт та технічне обслуговування,

Для базової машини:

$$Z_p = Z_{mo} + Z_m = 12103 + 3631 = 15734 \text{ грн}, \quad (7.9)$$

Для нової машини:

$$Z_p = 12103 + 3631 = 15734 \text{ грн},$$

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

Для базової машини:

$$Z_{mo} = C_p \cdot \mathcal{C}_{cp} \cdot K_n \cdot t_p = 1,6 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 12103 \text{ грн}, \quad (7.10)$$

Для нової машини:

$$Z_{mo} = 1,6 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 12103 \text{ грн},$$

де $C_p=1,6$ – середня годинна ставка ремонтного робочого [8];

$\mathcal{C}_{cp}=4,1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт [8];

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

$t_p=1230$ год. – річна трудомісткість ТО і Р.

Z_m – витрати на матеріали,

Для базової машини:

$$Z_m = Z_{mo} \cdot K_m = 12103 \cdot 0,3 = 3631 \text{ грн}, \quad (7.11)$$

Для нової машини:

$$Z_m = 12103 \cdot 0,3 = 3631 \text{ грн},$$

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

Отже, експлуатаційні витрати на базову машину:

$$I_1 = Z_{зп} \cdot Z_A \cdot Z_E \cdot Z_P = 181080 + 1200000 + 12172 + 15734 = 1408986 \text{ грн}. \quad (7.12)$$

Експлуатаційні витрати на нову машину:

$$I_2 = 181080 + 1280000 + 9963 + 15734 = 1486777 \text{ грн.}$$

Економічний ефект дорівнює :

$$E = \left[\begin{aligned} &3200000 \cdot 1 \cdot 1,09 + \\ &+ \frac{(1408986 - 1486777) - 0,15(3000000 - 3200000)}{0,04 + 0,15} - 3000000 \end{aligned} \right] \cdot 1 = \quad (7.13)$$

$$= 440209 \frac{\text{грн}}{\text{рік}} .$$

Оцінювання економічної доцільності впровадження розробленої моделі крана здійснювалось шляхом порівняння техніко-економічних показників базового німецького крана та запропонованого вітчизняного обладнання. У процесі розрахунків були враховані основні параметри роботи машин, зокрема їхня вантажопідйомність, потужність електродвигунів, конструктивна маса, швидкість підйому вантажу, тривалість робочого циклу, а також витрати на придбання та експлуатацію обладнання.

Порівняльний аналіз показав, що нова модель крана має ряд переваг порівняно з базовим аналогом. Зокрема, вона характеризується меншою конструктивною масою, нижчою встановленою потужністю електродвигунів та більшою швидкістю підйому вантажу. Це забезпечує підвищення продуктивності роботи, скорочення тривалості виробничого циклу та зменшення витрат на експлуатацію обладнання.

Крім того, важливим фактором є значно нижча вартість вітчизняного крана у порівнянні з імпортним аналогом. Завдяки цьому зменшуються капітальні витрати на придбання обладнання, а також скорочуються витрати, пов'язані з його обслуговуванням та ремонтом. У результаті впровадження

нової моделі досягається економія коштів підприємства при збереженні необхідних технічних та експлуатаційних характеристик.

Проведені розрахунки свідчать про те, що використання запропонованого вітчизняного крана є економічно доцільним та ефективним. Загальний економічний ефект від його впровадження становить 440209 грн, що підтверджує доцільність застосування даної конструкції у виробничих умовах.

Таблиця 7.2– Економічні показники ПТМ.

Показник	Позначення	Одиниці виміру	Величина показника
1	2	3	4
Ціна вітчизняної машини	C_1	грн.	3200000
Ціна імпоротної машини	C_2	грн.	5000000
Термін експлуатації ПТМ	T_c	років	25
Економічний ефект	E	грн.	440209
Термін окупності	T	років	7,2

ВИСНОВОК

У дипломному проєкті виконано проєктний розрахунок спеціального електричного мостового крана вантажопідйомністю **10+10 т**, який призначений для виконання вантажно-розвантажувальних, а також ремонтно-монтажних робіт на ділянці колесопркатного цеху ВАТ «Інтерпайп НТЗ». Необхідність розроблення даного обладнання зумовлена впровадженням нової виробничої лінії з виготовлення круглих заготовок, що потребує ефективного та надійного підйомно-транспортного устаткування.

У процесі виконання дипломного проєкту було проведено комплекс інженерних розрахунків і вирішено ряд важливих технічних завдань. Зокрема, виконано розрахунок основних механізмів крана, а саме: механізму підйому вантажу, механізму пересування вантажного візка та механізму пересування самого крана. Крім того, проведено розрахунок металоконструкцій головних і кінцевих балок, що забезпечують необхідну міцність, жорсткість і надійність роботи всієї конструкції.

Окрему увагу приділено економічному обґрунтуванню застосування розробленої конструкції. У результаті виконаних розрахунків визначено економічний ефект від використання вітчизняного крана порівняно з базовою імпортною моделлю, що підтверджує доцільність впровадження запропонованого обладнання у виробничий процес.

Також у дипломному проєкті розглянуті питання охорони праці, виробничої санітарії, пожежної безпеки та безпеки дій персоналу в умовах надзвичайних ситуацій. Запропоновані заходи спрямовані на забезпечення безпечної експлуатації кранового обладнання та створення належних умов праці для обслуговуючого персоналу.

У результаті проведених розрахунків встановлено, що отримані параметри крана дещо відрізняються від початково заданих значень, однак ці відхилення знаходяться в межах допустимих норм. Це свідчить про правильність виконаних розрахунків та можливість практичного використання розробленої конструкції мостового крана у виробничих умовах.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник. – Львів : Афіша, 2008. – 560 с.
2. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : підручник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХП», 2006. – 304 с.
3. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т «Запорізька політехніка». – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 222 с.
4. Ловейкін В. С. Розрахунок та конструювання вантажопідйомних машин : навч. посіб. / В. С. Ловейкін, В. М. Поводзінський. – Київ : ЦУЛ, 2019. – 342 с.
5. Вантажопідйомна техніка : довідник / за ред. О. В. Григорова. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 480 с.
6. Стандарт Національного університету «Запорізька політехніка» СТВ 01-2022. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів (робіт). Вимоги та правила оформлення / Укл. В. І. Глушко та ін. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 45 с.
7. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / Укл. О. І. Вільчек, О. М. Руднєв, В. І. Глушко. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 64 с.
8. Каталог приводної техніки SEW-EURODRIVE. Мотор-редуктори серії R, F, K, S, W : технічний каталог. – Київ : СЕВ-ЄВРОДРАЙФ Україна, 2023. – 412 с.
9. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідйомальних кранів, підйомальних пристроїв і відповідного обладнання : Затв. Наказом Мінсоцполітики України № 62 від 19.01.2018 р. – Київ : Основа, 2018. – 232 с.
10. Павлице В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, construction опор, змащення, ущільнення та розрахунки ресурсу. – Львів : Інтелект+, 2001. – 136 с.

11. Сукач М. К. Виробництво та ремонт будівельних і дорожніх машин : підручник. – Київ : Ліра-К, 2018. – 312 с.
12. Shapiro L. K. Cranes and Derricks / L. K. Shapiro, J. P. Shapiro. – 4th ed. – New York : McGraw-Hill Professional, 2010. – 688 p.
13. Ловейкін В. С. Надійність та діагностика підйомно-транспортних, будівельних і дорожніх машин : навч. посібник / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк. – Київ : НУБіП України, 2016. – 284 с.