

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)
«Деталі машин і редукторно-трансмисійні механізми»
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему Кран козловий $Q = 2 \times 16 T$

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи M-310

Спеціальності 133 Технологія машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

«Технологія-трансмисійні механізми, будівництво, експлуатація машин і обладнання»
(прізвище та ініціали)

Керівник Григорів Р.О.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Валювський Д.М.
(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет машинобудівний
Кафедра деталі машин і транспортних машин
Ступінь вищої освіти бакалавр
Спеціальність інженер-металург 133 Захисте машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Технічно-технологічні аспекти будівництва
(назва освітньої програми (спеціалізації))
машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 20 _____ року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Валковського Дмитра Михайловича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Врам кадловий $Q = 2 \times 16T$

керівник проекту (роботи) Григор'єв Роман Олександрович,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « _____ » _____ 20 _____ року № _____

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 18.06.2024

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Кадловий вузол $Q = 2 \times 16T$; матеріал на шпильки бері F-E-C; перевірка зварювання комбінована з шаром. Висота між рамками металургійного вузла $h = 16T$; металургійний вузол має два канавки барабана $\phi 560$ мм і шаровий $\phi 6$ металургійний розсувальний вузол два розсувальні вузли $\phi 400$ мм, а в периферійній частині $\phi 560$ мм.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок металургійного вузла. 2. Розрахунок металургійного розсувального вузла. 3. Розрахунок металургійного шарового вузла. 4. Розрахунок шарового канавного барабана. 5. Розрахунок металургійного вузла. 6. Розрахунок електричного привода вузла. 7. Оцінка ризику при будівництві вузла. 8. Висновки.

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

1. Металоконструкція вузла. 2. Металургійний розсувальний вузол. 3. Металургійний шаровий вузол (із шаровими). 4. Металургійний вузол. 5. Підлога. 6. Залашаний вид вузла.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Гуляв Р.О.		
2	Гуляв Р.О.		
3	Гуляв Р.О.		
4	Гуляв Р.О.		
5	Гуляв Р.О.		
6	Гуляв Р.О.		
7	Гуляв Р.О.		

7. Дата видачі завдання « _____ » _____ 20 _____ року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1.	Розрахунок механізму підйому вагону		
2.	Розробка механізму керування		
3.	Розробка механізму керування		
4.	Розробка привода електричного барабана		
5.	Розробка механізму керування		
6.	Розробка електричного керування		
7.	Вибір привода та управління		

Студент

Ду -
(підпис)

Володимир Д.М.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

Гуляв Р.О.
(підпис)

Гуляв Р.О.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка виконана на 131 сторінках, містить 35 рисунків, 27 таблиць, застосовано 14 найменувань літератури:

У проекті вирішенні наступні задачі:

- розраховано механізм підйому вантажу;
- розраховано механізм переміщення вантажного візка;
- розраховано механізм переміщення крана;
- проведено перевірочний розрахунок металоконструкції;
- розраховано економічний ефект лізингу крана;
- вказані основні заходи, щодо охорон праці;

Дипломний проект забезпечено графічною частиною, яка виконана на аркушах формату А0, А1 та А2х3:

- Загальний вид козлового крану;
- Металоконструкція козлового крану;
- Механізм пересування візка козлового крану;
- Механізм пересування козлового крану;
- Механізм підйому вантажу;
- Підвіска;

Робота виконана на кафедрі ДМ і ПТМ Запорізького національного технічного університету.

Ключеві слова: ЕЛЕКТРОДВИГУН, КАНАТ, РЕДУКТОР, БАРАБАН, ПІДВІСКА, ПОЛІСПАСТ, ГАЛЬМО, МУФТА, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ.

ЗМІСТ

Завдання на дипломний проект.....	2
Реферат.....	4
Вступ.....	9
1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ.....	10
1.1 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	12
1.2 Вибір вантажного каната.....	12
1.3 Розрахунок діаметрів барабана, канатного і урівнюючого блоків....	13
1.4 Вибір електродвигуна.....	14
1.5 Вибір механічної передачі механізму підйому.....	15
1.6 Вибір гальм.....	17
1.7 Розрахунок крутніх моментів на валах механізму підйому.....	18
1.8 Перевірка редукторів.....	19
1.9 Перевірка зубчатих муфт.....	20
1.10 Розрахунок барабана.....	21
1.11 Кріплення каната до барабана.....	22
1.12 Розрахунок навантажень на опори барабана.....	23
1.12.1 Реакції опор барабана для 1-го випадку навантаження.....	24
1.12.2 Реакції опор барабана для 2-го випадку навантаження.....	25
1.12.3 Згинаючі моменти в безпечних перерізах барабана для 1-го випадку навантаження.....	26
1.12.4 Розрахунок барабана на сумісну дію згину, стиску і кручення....	26
1.13 Перевірка підшипників.....	27
1.14 Розрахунок вала барабана.....	28
1.14.1 Розрахунок вала барабана на міцність по максимальному навантаженню.....	28
1.14.2 Розрахунок вала на опір втоми за еквівалентним навантаженням.....	32
1.15 Розрахунок шпонок вала барабана.....	33
1.16 Розрахунок валу з фланцями.....	35

1.17 Розрахунок вісі блоків підвіски.....	37
1.17.1 Розрахунок вісі блоків підвіски на міцність по максимальному навантаженню.....	37
1.17.2 Розрахунок вісі блоків підвіски на опір втоми.....	38
1.18 Розрахунок провущини підвіски.....	39
1.19 Розрахунок траверси підвіски.....	41
1.20 Розрахунок щоки підвіски.....	43
1.21 Розрахунок втулки блока.....	45
2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА.....	46
2.1 Визначення опору пересування візка в робочому стані з вантажем.....	48
2.2 Визначення опору пересування візка в робочому стані без вантажу.....	49
2.3 Вибір електродвигуна.....	50
2.4 Вибір редуктора.....	51
2.5 Вибір гальма.....	52
2.6 Розрахунок крутних моментів на валах.....	53
2.7 Перевірка редуктора.....	54
2.8 Перевірка зубчатих муфт.....	54
2.9 Визначення навантажень на колеса візка.....	55
2.9.1 Навантаження на колеса візка при пересуванні з вантажем.....	55
2.9.2 Навантаження на колеса візка при пересуванні без вантажу.....	56
2.10 Розрахунок запасу зчеплення.....	56
2.10.1 Запас зчеплення при розгоні з вантажем.....	56
2.10.2 Запас зчеплення при розгоні без вантажу.....	57
2.11 Розрахунок колеса.....	57
2.12 Розрахунок вала привідного колеса.....	58
2.12.1 Розрахунок вала привідного колеса на міцність.....	59
2.12.2 Розрахунок вала привідного колеса на витривалість по еквівалентному навантаженню.....	61

2.13 Підйом затвора.....	62
2.13.1 Навантаження на колесо візка при підйомі номінального вантажу.....	62
2.13.2 Навантаження на колесо візка при підйомі випробного вантажу.....	63
2.14 Розрахунок вала привідного колеса на міцність по максимальному навантаженню.....	64
2.15 Розрахунок шпонок вала привідного колеса.....	64
2.16 Розрахунок підшипників привідного колеса візка.....	66
2.17 Розрахунок тихохідного трансмісійного вала.....	68
3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА.....	70
3.1 Визначення опорів пересування крана в робочому стані з вантажем.....	72
3.2 Вибір електродвигуна.....	75
3.3 Вибір редуктора механізму пересування крана.....	76
3.4 Вибір гальм.....	76
3.5 Визначення зусилля уgonу крана.....	78
3.6 Визначення крутніх моментів на валах.....	80
3.7 Перевірка редуктора.....	80
3.8 Перевірка зубчатої муфти.....	80
3.9 Визначення навантажень на колеса крана.....	81
3.9.1 Навантаження на колеса крана при пересуванні крана.....	81
3.9.1.1 Навантаження на колеса крана при пересуванні з вантажем.....	81
3.9.1.2 Навантаження на колеса крана при пересуванні без вантажу.....	82
3.9.1.3 Визначення опорів пересуванню крана в робочому стані без вантажу.....	83
3.9.2 Максимальні навантаження на колеса крана при підйомі затвора.....	84
3.9.2.1 Максимальні навантаження на колеса крана при підйомі вантажу.....	84

3.9.2.2 Номінальні навантаження на колеса крана при підйомі затвора.....	86
3.10 Розрахунок запаса зчеплення.....	87
3.10.1 Запас зчеплення при розгоні крана з вантажем.....	87
3.10.2 Запас зчеплення при розгоні крана без вантажу.....	88
3.11 Розрахунок колеса.....	88
3.12 Розрахунок вала привідного колеса.....	89
3.12.1 Розрахунок вала привідного колеса на міцність по максимальному навантаженню.....	90
3.12.2 Розрахунок вала привідного колеса на витривалість по еквівалентному навантаженню.....	93
3.13 Розрахунок шпонок вала привідного колеса.....	94
3.14 Розрахунок підшипників привідного колеса крана.....	96
4. РОЗРАХУНОК ПРИВОДА КАБЕЛЬНОГО БАРАБАНА.....	98
5. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА.....	101
5.1 Визначення допустимих напружень.....	101
5.2 Визначення розрахункових напружень.....	101
5.3 Складання розрахункової схеми.....	102
5.4 Визначення внутрішніх силових факторів.....	103
5.5 Визначення геометричних параметрів перетину балки.....	104
5.6 Перевірочний розрахунок балки.....	105
5.7 Визначення перетину стійок.....	105
5.8 Розрахунок стійкості при стиску.....	106
6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУ.....	107
7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	112
7.1 Заходи з охорони праці.....	112
7.2 Заходи з цивільної оборони.....	117
Висновок.....	121
Перелік використаної літератури.....	122
Додатки.....	123

ВСТУП

Метою даного проекту є проектування козлового крана $Q = 2 \times 16\text{т}$, який за допомогою захватної балки здійснює маневрування ремонтними затворами. Кран працює на нижньому б'єфі водозливної плотини Гродненської ГЕС.

Металоконструкція крана уявляє собою тверду зварену конструкцію, що складається з марок, об'єднаних у портал крана. Елементи металоконструкції крана мають коробчастий перетин.

Візок складається з рами, механізму підйому, двох підвісок в.п.16т кожна й механізму пересування візка.

Механізм підйому складається із двох канатних барабанів $\varnothing 560\text{мм}$ і привода.

Механізм пересування візка складається із центрального привода, двох приводних і двох холостих коліс $\varnothing 400\text{мм}$. Привод механізму пересування візка розташований на рамі візка.

Механізм пересування крана складається із двох окремих приводів, двох приводних і двох холостих коліс $\varnothing 560\text{мм}$. Кожен привод механізму пересування крана складається з електродвигуна, вертикального редуктора й гальма.

Керування краном ведеться з кабіни кранівника, розташованої на ходовій балці металоконструкції крана. Для підведення живлення до крана на іншій ходовій балці встановлений кабельний барабан.

Реле перевантаження й ослаблення каната уявляє собою тензодатчик, встановлений на осі урівнюючого блоку.

Для запобігання від уgonу вітром неробочого стану на ходових балках металоконструкції крану встановлені два напівавтоматичних захвати кліщового типу.

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

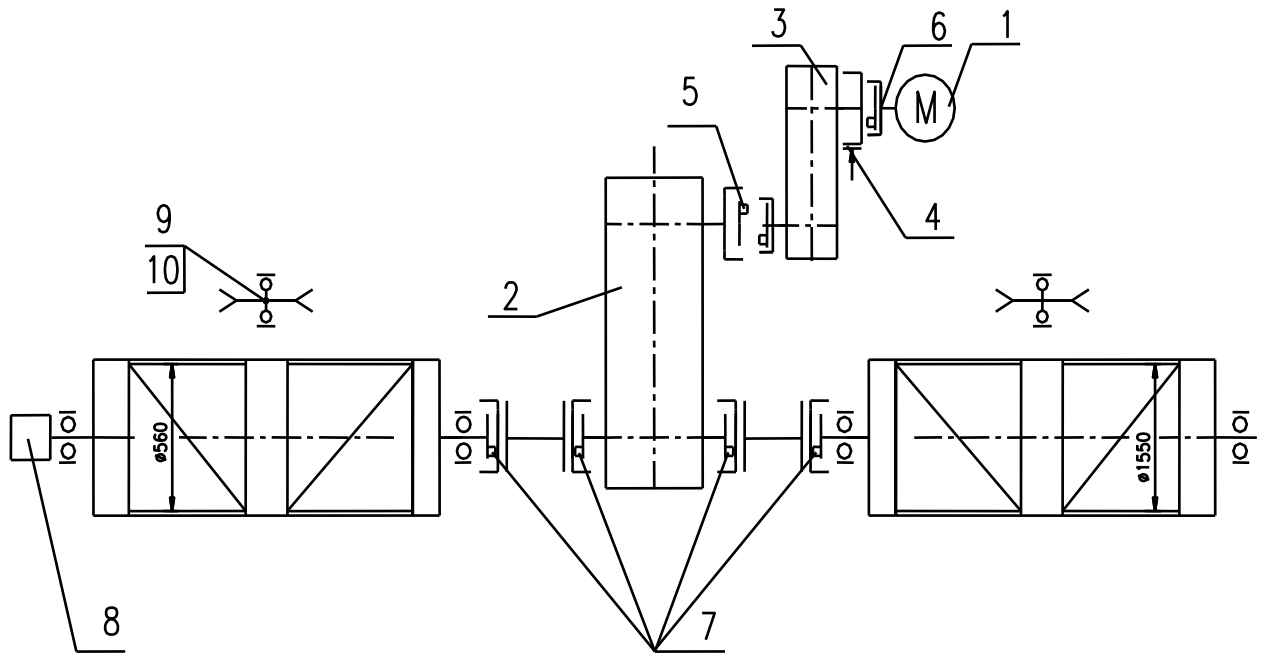


Рисунок 1.1 – Кінематична схема механізму підйому.

- | | |
|---------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| 1. Електродвигун 4МТМ 225L8У2
N=37 кВт; n=725 об/хв. | 6. Півмуфта зубчата -10000 |
| 2. Редуктор Ц2-650МР3-31.5-23У2 | 7. Півмуфта зубчата -40000 |
| 3. Редуктор 1ЦУ-250-4-21У2 | 8. Вимикач ВУ-250А |
| 4. Гальмо ТКГ-300 У2 | 9. Урівнюючий блок |
| 5. Муфта зубчата -10000 | 10. Датчик обмежувача
вантажепідйомності |

Таблиця 1.1 – Вихідні данні

Параметри	Позначення	Величина
Клас механізма по ISO 4301/1		M2
Вантажопідйомність механізма, т (кН)	2Q	2x16 (2x157)
Вантажопідйомність однієї підвіски, т (кН)	Q	20 (196.2)
Вага підвіски, т (кН)	G _п	0.34(3.34)
Швидкість підйому максимально задана, м/мин (м/с)	V	5 (0.083)
Сумарна висота підйому, м	H	20
Кратність поліспасти	i _п	2

1.1 Вибір схеми та кратності поліспасти

Визначаємо кратність поліспасти:

$$i_n = \frac{n}{a} = \frac{4}{2} = 2 \quad (1.1)$$

де, n – кількість гілок каната, що утримують вантаж;

a – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

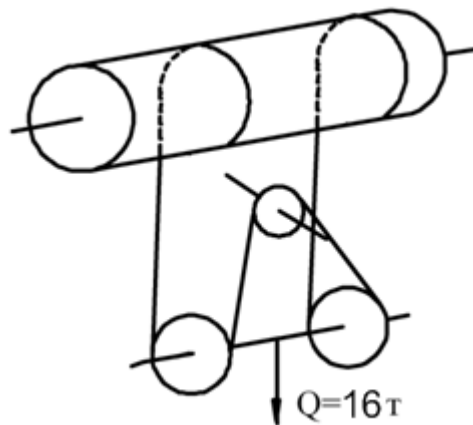


Рисунок 1.2 – Схема запасовки каната однієї підвіски механізму підйому.

Визначаємо ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} \quad (1.2)$$

де, $\eta = 0,96$ – ККД блоку на підшипниках ковзання:

$$\eta_i = \frac{1 + 0,96}{2} = 0,98$$

1.2 Вибір вантажного каната

Канат обирають за розривним зусиллям $F_{розр.}$:

$$F_{розр.} = Z_p \cdot S \leq [F]_{розр.} \quad (1.3)$$

де, Z_p – коефіцієнт використання каната;

S – найбільше зусилля в канаті, Н;

$Z_p=3,35$ - згідно групі режимів роботи М2 [Л.1,табл.2];

$$S = \frac{10^4(Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} \quad (1.4)$$

де, Q – маса вантажу, т;

G_n – маса підвіски, т;

a – кількість гілок каната, що намотуються на барабан;

m – кількість відхиляючих блоків;

$$G_n = (0.02 \dots 0.03) \cdot Q = (0.02 \dots 0.03) \cdot 16 = 0.4 \dots 0.6 \text{ т} \quad (1.5)$$

Приймаємо $G_n = 0,34 \text{ т}$.

$$S = \frac{10^4 (16 + 0,34)}{2 \cdot 2 \cdot 0,98 \cdot 0,96^1} = 40900 \text{ І}$$

$$F_{\text{дiсд.}} = 3,35 \cdot 40900 = 137015 \text{ І}$$

Обираємо канат подвійної звивки конструкції $6 \times 36 + 1 \text{ о.с.}$ типу 16.5-Г-В-С-Н-Р-1670 ГОСТ 7668-80 (табл.1.2).

Таблиця 1.2 – Характеристика канату

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	16.5
Маркувальна група за тимчасовим опором розриву дротів, МПа	1670
Розрахункова площа перетину всіх дротів, мм ²	105.73
Орієнтовна маса 1000 м змащеного канату, кг	1045
Розривне зусилля канату у цілому, Н	144000

Фактичний коефіцієнт запаса міцності каната:

$$Z_{\delta} = \frac{[F]_{\text{дiсд.}}}{S} > Z_p \quad (1.6)$$

$$Z_{\delta} = \frac{144000}{40900} = 3.52 > Z_p$$

1.3 Розрахунок діаметрів барабана, канатного і урівнюючого блоків:

Мінімальний діаметр барабана по середній лінії навитого каната, мм:

$$D_1^{\text{min}} = h_1 \cdot d = 12.5 \cdot 16.5 = 206 \text{ мм} \quad (1.7)$$

де, $h_1 = 12.5$ – коефіцієнт вибору діаметра барабана [Л.1,табл.3]

d – діаметр каната, мм;

Конструктивно приймаємо діаметри барабана, мм:

по дну канавки $D_1 = 560$ мм;

по середній лінії каната $D_{cp} = 576.5$ мм;

Мінімальний діаметр блоків підвіски по середній лінії навитого каната, мм:

$$D_2^{\min} = h_2 \cdot d = 14 \cdot 16.5 = 231 \text{ мм} \quad (1.8)$$

де, $h_2 = 14$ – коефіцієнт вибору діаметра блока [Л.1,табл.3]

Конструктивно приймаємо діаметер блоків $D_2 = 450$ мм;

Мінімальний діаметр урівнюючого блоку по середній лінії навитого каната, мм:

$$D_3^{\min} = h_3 \cdot d = 12.5 \cdot 14 = 206 \text{ мм} \quad (1.9)$$

де, $h_3 = 12.5$ – коефіцієнт вибору діаметра урівнюючого блока [Л.1,табл.3]

Конструктивно приймаємо діаметр блока $D_3 = 400$ мм;

1.4 Вибір електродвигуна

Визначаємо ККД механізму підйома:

$$\eta_i = \eta_6 \cdot \eta_a \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_m \quad (1.10)$$

де, $\eta_6 = 0.98$ – ККД барабана;

$\eta_1 = 0.98$ – ККД редуктора Ц2-650MP3-31.5-23У2 ;

$\eta_2 = 0.99$ – ККД редуктора 1ЦУ-250-4-21У2;

$\eta_m = 0.99$ – ККД зубчатої муфти;

$$\eta_i = 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.99 = 0.904$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{\text{ндо}} = \frac{2(Q + G_n) \cdot V}{\eta_i} \quad (1.11)$$

де, Q – вантажопідйомність однієї підвіски, Н;

G_n – вага підвіски, Н;

V – швидкість підйому вантажу;

$$P_{\dot{n}\delta} = \frac{2(157000 + 3.34) \cdot 0.083}{0.904} = 29.4 \text{ кВт}$$

По каталогу обираємо двигун типу 4МТМ 225L8У2 з фазним ротором (таблиця 1.3).

Таблиця 1.3 – Характеристика двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	37
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	725
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	1.27
Максимальний момент M_{\max} , Н·м	1500
Номінальний момент електродвигуна $M_{\text{ном}}$, Н·м	488

1.5 Вибір механічної передачі механізму підйому

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_i = \frac{\pi \cdot D_{\dot{n}\delta} \cdot n_{\dot{a}\dot{a}}}{60 \cdot i_i \cdot V} \quad (1.12)$$

де, $D_{\text{ср}}$ – діаметр барабана по середній лінії каната, м;

$n_{\text{дв}}$ – частота обертання двигуна, хв.⁻¹;

$i_{\text{п}}$ – кратність поліспасти;

$$i_i = \frac{3.14 \cdot 0.5765 \cdot 725}{60 \cdot 2 \cdot 0.083} = 132$$

Обираємо редуктор Ц2-650МР3-31.5-23У2, який з'єднаний з валом барабана (таблиця 1.4).

Таблиця 1.4 – Характеристика редуктора Ц2-650МРЗ-31.5-23У2.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	1000
Номінальне передаточне відношення	31.5
Фактичне передаточне відношення	32.42
Максимальний момент M_{max} , Н·м	52000
Маса, кг	1170

Необхідне передаточне відношення другого редуктора:

$$i_2 = \frac{z_3}{z_1} = \frac{132}{31.5} = 4.1 \quad (1.13)$$

Обираємо редуктор 1ЦУ-250-4-21У2 (таблиця 1.5), який передає крутний момент від вала двигуна на швидкохідний вал редуктора Ц2-650МРЗ-31.5-23У2.

Таблиця 1.5 – Характеристика редуктора 1ЦУ-250-4-21 У2 .

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	750
Номінальне передаточне відношення	4
Фактичне передаточне відношення	4.05
Максимальний момент M_{max} , Н·м	5000
Маса, кг	250

Спільне передаточне відношення механізму:

$$i'_0 = z'_1 \cdot z'_2 = 32.42 \cdot 4.05 = 131.38 \quad (1.14)$$

Фактична швидкість підйому, м/с:

$$V_{\delta} = \frac{\pi \cdot D_{\bar{n}\delta} \cdot n_{\bar{a}\bar{a}}}{60 \cdot i'_o \cdot z_i} = \frac{3.14 \cdot 0.5765 \cdot 725}{60 \cdot 131.38 \cdot 2} = 0.083 \text{ м/с} \quad (1.15)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої, %:

$$\Delta V = \frac{|V_{\bar{a}\bar{a}i} - V_{\delta}|}{V_{\bar{a}\bar{a}i}} \cdot 100\% = \frac{|0.083 - 0.083|}{0.083} \cdot 100\% = 0.1\%,$$

що допустимо, $[\Delta V] = \pm 5\%$.

1.6 Вибір гальм

Гальма механізму підйому обирають по необхідному гальмівному моменту, Н·м:

$$M_{\delta}^i = k_{\delta} \cdot \frac{1000 \cdot 2(Q + G_i) \cdot D_{\bar{n}\delta}}{2 \cdot z_i \cdot i'_o} \cdot \eta_{\max} \quad (1.16)$$

де, k_{δ} – коефіцієнт запасу гальмування;

η_{\max} – максимальний ККД гальма;

$$\eta_{\max} = \frac{1 + \eta_o}{2} = \frac{1 + 0.904}{2} = 0.952 \quad (1.17)$$

$$M_{\delta}^i = 1.5 \cdot \frac{1000 \cdot 2(157000 + 3.34) \cdot 0.5765}{2 \cdot 2 \cdot 131.38} \cdot 0.952 = 502 \text{ Н·м}$$

Обираємо гальмо ТКГ – 300 У2 (таблиця 1.8).

Таблиця 1.8- Характеристика гальма ТКГ- 300 У2.

Гальмівний момент M_{Γ} , Н·м	800
Діаметр гальмівного шківa, мм	300
Ширина гальмівної колодки, мм	140
Тип гідроштовхача	Т-45
Маса, кг	100

1.7 Розрахунок крутних моментів на валах механізму підйома

Визначення крутного моменту на барабані, Н·м:

$$M_B = \frac{S \cdot D_{CP}}{\eta_B} \quad (1.18)$$

де, S – найбільше зусилля в канаті, Н;

η_B – ККД барабана;

D_{CP} - діаметр барабана по середній лінії каната, м;

$$M_A = \frac{40900 \cdot 0.5765}{0.98} = 24060 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-650МР3-31.5-23У2, Н·м:

$$M_{1T} = \frac{2M_B}{\eta_M} \quad (1.19)$$

де, η_M – ККД зубчатої муфти;

$$M_{1O} = \frac{2 \cdot 24060}{0.99} = 48606 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора Ц2-650МР3-31.5-23У2, Н·м:

$$M_{1B} = \frac{M_{1T}}{i_1 \cdot \eta_1} \quad (1.20)$$

де, i_1 – передаточне відношення редуктора;

η_1 – ККД редуктора;

$$M_{1A} = \frac{48606}{31.5 \cdot 0.98} = 1575 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора 1ЦУ-250-4-21У2, Н·м:

$$M_{2T} = \frac{M_{1B}}{\eta_M} \quad (1.21)$$

$$M_{2T} = \frac{1575}{0.99} = 1591 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора 1ЦУ-250-4-21У2,
Н·м

$$M_{2Б} = \frac{M_{2Т}}{i_2 \cdot \eta_2} \quad (1.22)$$

$$M_{2А} = \frac{1591}{4 \cdot 0.98} = 402 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на валу електродвигуна від номінального навантаження, Н·м:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{2Б}}{\eta_M} < M_{НОМ} \quad (1.23)$$

$$M_{АА} = \frac{402}{0.99} = 406 \text{ Н} \cdot \text{м} < 488 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

1.8 Перевірка редукторів

Швидкість обертання вхідного (швидкохідного) вала редуктора РК-500-40-23М, об/хв.:

$$n_{1Б} = \frac{n_{ДВ}}{i_2} \quad (1.24)$$

$$n_{1А} = \frac{725}{4} = 181 \text{ об/хв}$$

Потужність, яка передається редуктором Ц2-650МР3-31.5-23У2, кВт:

$$N_1 = \frac{[M_{1Т}] \cdot n_{1А}}{9550 \cdot i_1 \cdot \eta_1} > P_{ст} \quad (1.25)$$

де, $[M_{1Т}]$ – номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-650МР3-31.5-23У2,кВт;

$P_{ст}$ – розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт;

$$N_1 = \frac{52000 \cdot 181}{9550 \cdot 31.5 \cdot 0.98} = 31.9 \text{ кВт} > 29.4 \text{ кВт}$$

Потужність, яка передається редуктором 1ЦУ-250-4-21У2, кВт:

$$N_2 = \frac{[M_{2Т}] \cdot n_{ДВ}}{9550 \cdot i_2 \cdot \eta_2} > P_{см} \quad (1.26)$$

де, $[M_{2Т}]$ – номінальний крутний момент на вихідному валу редуктора 1ЦУ-250-4-21 У2, кВт;

$$N_2 = \frac{5000 \cdot 725}{9550 \cdot 4 \cdot 0.98} = 47.9 \text{ кВт} > 29.4 \text{ кВт}$$

1.9 Перевірка зубчатих муфт

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності півмуфти:

$$k_1 = \frac{[M_B]}{M_{\max}} > [k_{II}] \quad (1.27)$$

де, $[M_B]$ – крутний момент втулки обраної пів муфти, Н·м;

M_{\max} – максимальний момент, яким може бути навантажена зубчата пів муфта, яка з'єднує електродвигун з редуктором 1ЦУ-250-4-21У2, дорівнює максимальному моменту електродвигуна, Н·м;

$[k_{II}]$ – коефіцієнт запасу міцності зубчатої муфти;

$$[k] = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (1.28)$$

де, $k_1 = 1.2$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності передачі [Л.2, додаток А, табл.А1];

$k_2 = 1$ – коефіцієнт, що враховує умови праці [Л.2, додаток А, табл.А2];

$k_3 = 1$ – коефіцієнт кутового переміщення [Л.2, додаток А, табл.А3];

$$[k] = 1.2 \cdot 1 \cdot 1 = 1.2$$

$$k_1 = \frac{2280}{1500} = 1.52 > 1.2$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності муфти, яка з'єднує редуктори:

$$k_2 = \frac{[M_M]}{M_{2r}} > [k_{II}] \quad (1.29)$$

$$k_2 = \frac{2280}{1591} = 1.43 > 1.2$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності муфти, яка з'єднує редуктор Ц2-650MP3-31.5-23У2 з валом барабану:

$$k_3 = \frac{[M_M]}{M_B} > [k_{II}] \quad (1.30)$$

$$k_3 = \frac{50000}{24060} = 2.1 > 1.2$$

1.10 Розрахунок барабана

Довжина однієї гілки канату, намотує мого на барабан при підйомі вантажу на задану висоту $H = 20\text{м}$, при прийнятій схемі запасовки, м:

$$L_k = H \cdot i_i = 20 \cdot 2 = 40\text{м} \quad (1.31)$$

Кількість робочих витків нарізки барабана:

$$Z_p = \frac{L_k}{\pi \cdot D_{CP}} \quad (1.32)$$

$$Z_p = \frac{40}{3.14 \cdot 0.578} = 22$$

Загальна кількість витків нарізки барабана:

$$Z = Z_p + Z_1 + Z_2 \quad (1.33)$$

де, $Z_1 = 3$ – кількість додаткових (розвантажуючих) витків нарізки барабана, на яких повинен залишатись канат після опускання підвіски у крайнє нижнє положення;

$Z_2 = 2$ – кількість запасних витків нарізки, які повинні залишатися пустими після підйому підвіски в крайнє верхнє положення (на случай витягування каната);

$$Z = 22 + 3 + 2 = 27$$

Довжина нарізки барабана для однієї гілки каната, мм:

$$L_p = Z \cdot t \quad (1.34)$$

де, $t \geq 1.1 \cdot d$ - крок нарізки на барабані, мм;

$$t = 1.1 \cdot 18 = 19.8\text{мм}$$

Приймаємо $t=20\text{мм}$.

$$L_p = 27 \cdot 20 = 540\text{мм}$$

Загальна довжина барабана, мм:

$$L = 2L_p + 2b + c \quad (1.35)$$

де, $b = 3 \cdot t$ – довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$c = 70 \dots 120$ мм – довжина гладкої частини між нарізками;

$$L = 2 \cdot 540 + 2 \cdot 60 + 100 = 1300\text{мм}$$

Прийнята товщина стінки барабана $\delta = 20\text{мм}$.

Найменший внутрішній діаметр обичайки барабана $D_{\text{вн}} = 520\text{мм}$.

Обираємо заготовку для барабана – ентр обіжно – лита товстостінна труба 585x520x1500 ТУ14-3-1747-90. Матеріал труби 25Л ГОСТ 977-89.

Допустима напруга стиску матеріалу барабана, МПа:

$$[\sigma_{\text{сò}}] = \frac{\sigma_{\text{ò}} \cdot \gamma_{\text{с}}}{\gamma_{\text{м}} \cdot \gamma_{\text{н}}} \quad (1.36)$$

де, $\sigma_{\text{т}} = 235\text{ МПа}$ – межа текучості матеріалу барабана;

$\gamma_{\text{с}} = 1$ - коефіцієнт умов роботи [Л.4, табл.11];

$\gamma_{\text{м}} = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [Л.4, табл.10];

$\gamma_{\text{н}} = 1.75$ – коефіцієнт надійності за призначенням [Л.4, табл.41];

$$[\sigma_{\text{сò}}] = \frac{235 \cdot 1}{1.15 \cdot 1.75} = 117\text{ МПа}$$

Напруження стиску стінки барабана, МПа;

$$\sigma_{\text{нò}} = \frac{S}{t \cdot \delta} < [\sigma_{\text{сж}}] \quad (1.37)$$

$$\sigma_{\text{нò}} = \frac{40900}{20 \cdot 20} = 102\text{ МПа} < 117\text{ МПа}$$

1.11 Кріплення каната до барабана

Розрахункове натяжіння каната в місці кріплення, Н:

$$S' = \frac{k_s \cdot S}{e^{f\alpha}} \quad (1.38)$$

де, $\alpha = 4\pi$ – кут обхвата барабана розвантажуючими витками;

$f = 0.1$ – мінімальний коефіцієнт тертя між канатом і поверхню барабана;

$e = 2.72$ – основа натурального логарифму;

$$S' = \frac{1.25 \cdot 40900}{2.72^{0.1 \cdot 4 \cdot 3.14}} = 14607\text{ Н}$$

Необхідний затиск усіх болтів кріплення, Н:

$$P = \frac{0.65 \cdot K \cdot S'}{W} \quad (1.39)$$

де, $K = 1.25$ – коефіцієнт надійності кріплення;

$W = 0.35$ – коефіцієнт опору руху каната при зажимі його планками;

$$P = \frac{0.65 \cdot 1.25 \cdot 14607}{0.35} = 33909 \text{ Н}$$

Обираємо болти кріплення каната М16 (сталь20) по ГОСТ 7796-70.

Межа текучості матеріалу болтів $\sigma_T = 240$ МПа;

Межа міцності матеріалу болтів $\sigma_H = 400$ МПа;

Напруження розтягнення болтів, МПа:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.40)$$

де, $\gamma_c = 0.4$ - коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1.05$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$\gamma_n = 1.5$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$$[\sigma_p] = \frac{240 \cdot 0.4}{1.05 \cdot 1.5} = 60 \text{ МПа}$$

Приймаємо кількість болтів кріплення $Z_6 = 4$;

Напруження розтягнення болта, МПа:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_{in}^2 \cdot Z_6} < [\sigma_p] \quad (1.41)$$

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 33909}{3.14 \cdot 13.835^2 \cdot 4} = 56 \text{ МПа} < 60 \text{ МПа}$$

1.12 Розрахунок навантажень на опори барабана

Розрахунок проводимо для двох випадків навантаження:

1 – натягнення каната від номінального навантаження $S = 40900$ Н.

2 – максимальне натягнення каната $S_{\max} = 1.25 \cdot 40900 = 51125$ Н.

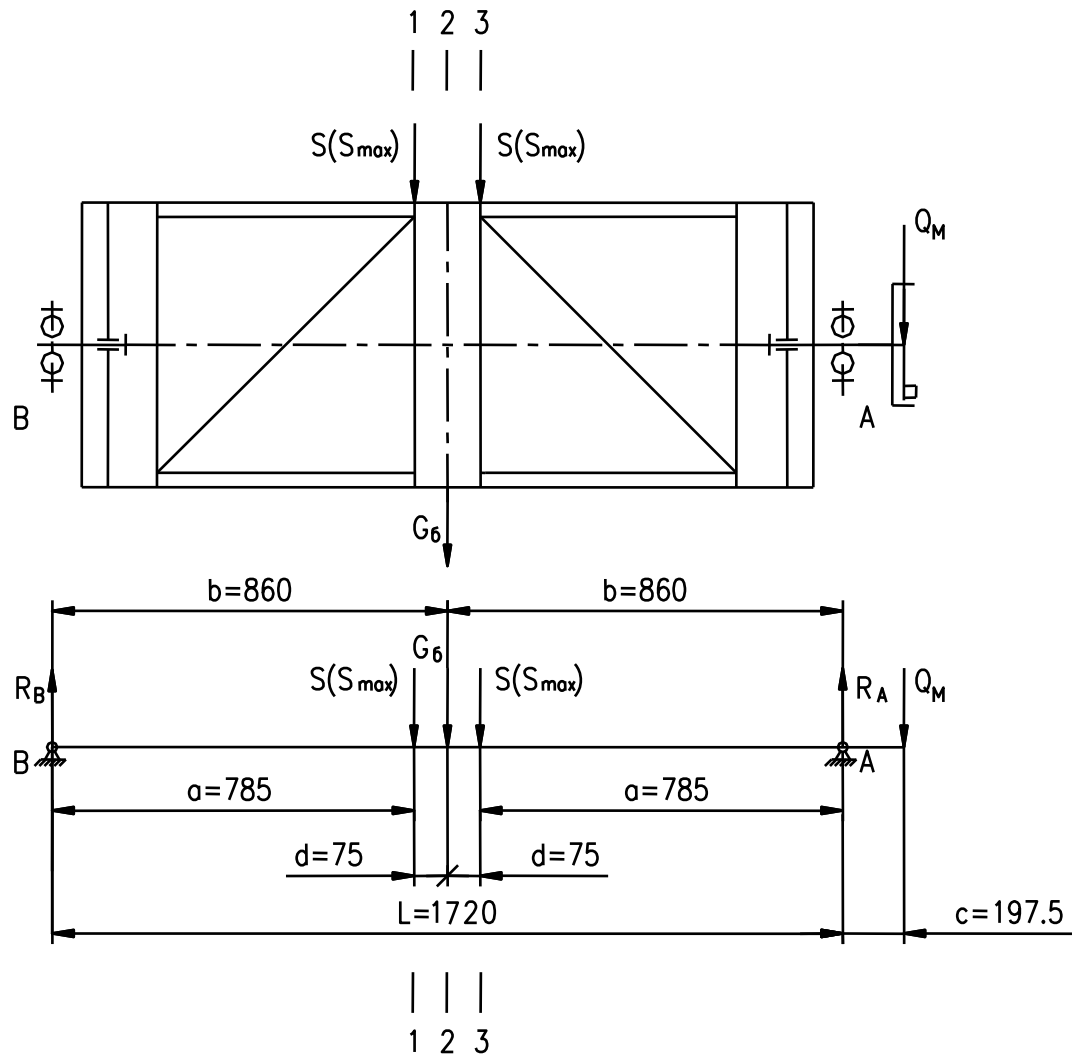


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема барабана.

1.12.1 Реакції опор барабана для 1-го випадку навантаження

Реакція опори підшипника А, Н:

$$R_A = \frac{Q_M(L+c) + S \cdot L + G_B \cdot b}{L} \quad (1.42)$$

де, $G_6 = 7000$ Н – навантаження від ваги барабана (з віссю і валом);

Зубчата півмуфта при співвісних валах створює на валу додатковий вплив у вигляді невірноваженого згинаючого зусилля.

Невірноважене згинаюче зусилля, яке діє перпендикулярно вісі півмуфти та виникаючі неточності в зачепленні, Н:

$$Q_M = 0,1P + G_i \quad (1.43)$$

де, $G_M = 1364$ Н – навантаження від ваги зубчатої півмуфти і половини вала з фланцями;

Окружне зусилля, яке передається зубчатою півмуфтою, м:

$$P = \frac{2M_B}{d_q} \quad (1.44)$$

де, $d_q = 0.276$ м - діаметр поділяючої окружності півмуфти;

M_B – крутний момент на барабані, Н;

$$P = \frac{2 \cdot 24060}{0.276} = 174348 \text{ Н}$$

$$Q_M = 0,1 \cdot 174348 + 1364 = 18800 \text{ Н}$$

$$R_A = \frac{18800 \cdot (1720 + 197.5) + 40900 \cdot 1720 + 7000 \cdot 860}{1720} = 65860 \text{ Н}$$

Реакція опори підшипника В, Н:

$$R_B = \frac{S \cdot L + G_B \cdot b - Q_M \cdot c}{L} \quad (1.45)$$

$$R_B = \frac{40900 \cdot 1720 + 7000 \cdot 860 - 18800 \cdot 197.5}{1720} = 42740 \text{ Н}$$

1.12.2 Реакції опор барабана для 2-го випадку навантаження

Реакція опори підшипника А, Н:

$$R_A^{\max} = \frac{Q_M^{\max} (L + c) + S_{\max} \cdot L + G_B \cdot b}{L} \quad (1.46)$$

Неврівноважене згинаюче зусилля від зубчатої півмуфти, Н:

$$Q_M^{\max} = 0,1 P_{\max} + G_i \quad (1.47)$$

Окружне зусилля, яке передається зубчатою півмуфтою, м:

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot 1.25 M_A}{d_q} \quad (1.48)$$

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot 1.25 \cdot 24060}{0.276} = 217935 \text{ Н}$$

$$Q_M^{\max} = 0,1 \cdot 217935 + 1364 = 23158 \text{ Н}$$

$$R_A^{\max} = \frac{23158 \cdot (1720 + 197.5) + 51125 \cdot 1720 + 7000 \cdot 860}{1720} = 80942 \text{ Н}$$

Реакція опори підшипника В, Н:

$$R_B^{\max} = \frac{S_{\max} \cdot L + G_B \cdot b - Q_M^{\max} \cdot c}{L} \quad (1.49)$$

$$R_B^{\max} = \frac{51125 \cdot 1720 + 7000 \cdot 860 - 23158 \cdot 197.5}{1720} = 52466 \text{ Н}$$

1.12.3 Згинаючі моменти в безпечних перерізах барабана для 1-го випадку навантаження

$$\text{Переріз 1-1: } M_1 = R_B \cdot a = 42740 \cdot 785 = 33550900 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.50)$$

$$\text{Переріз 2-2: } M_2 = R_B \cdot b - S \cdot d = 42740 \cdot 860 - 40900 \cdot 75 = 33688900 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.51)$$

$$\text{Переріз 3-3: } M_3 = R_B(b+d) - S \cdot 2d - G_A \cdot d \quad (1.52)$$

$$M_3 = 42740 \cdot (860 + 75) - 40900 \cdot 2 \cdot 75 - 7000 \cdot 75 = 33229100 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

1.12.4 Розрахунок барабана на сумісну дію згину, стиску і кручення

Результуюча напруга для сталюого барабана, МПа:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_p] \quad (1.53)$$

$$\sigma_{\text{н\ddot{o}i}} = \sqrt{(21 + 102)^2 + 3 \cdot 8^2} = 124 \text{ МПа} \leq 140 \text{ МПа}$$

Напруження згину в найбільш навантаженому перерізі, МПа:

$$\sigma_H = \frac{M_2 \cdot D_1}{0.1(D_1^4 - D_{BH}^4)} \quad (1.54)$$

де, D_1 – прийнятий діаметр барабана, мм;

D_{BH} - внутрішній діаметр барабана, мм;

$$\sigma_{\dot{e}} = \frac{33688900 \cdot 560}{0.1(560^4 - 520^4)} = 21 \text{ МПа}$$

Напруження стиску стінки барабана, $\sigma_{\text{ст}} = 102$ МПа;

Напруження кручення барабана, МПа:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_B \cdot D_1}{0.2(D_1^4 - D_{BH}^4)} \quad (1.55)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{24060 \cdot 560}{0.2(560^4 - 520^4)} = 8 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження матеріалу барабана, МПа:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.56)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу від основних до похідних опорам матеріалу;

$\gamma_c = 1$ - коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$\gamma_n = 1.75$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$\sigma_T = 235$ МПа – межа текучості матеріалу барабана;

$$[\sigma_p] = \frac{235 \cdot 1.2 \cdot 1}{1.15 \cdot 1.75} = 140 \text{ МПа}$$

1.13 Перевірка підшипників

Підшипник 3528 ГОСТ 5721-75 (опори А).

$X_0 = 1, X = 1$.

Статична вантажопідйомність $C_0 = 465000$ Н.

Динамічна вантажопідйомність $C = 585000$ Н.

Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н:

$$P_0 = X_0 \cdot R_A^{\max} = R_A^{\max} = 80942 \text{ Н} < C_0 \quad (1.57)$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н:

$$P = X \cdot R_A = R_A = 65860 \text{ Н}$$

Довговічність підшипника, год:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (1.58)$$

де, $n = 10$ - швидкість обертів барабана, об/хв.;

$\delta = \frac{10}{3}$ - показник ступіні для роликових підшипників;

$L = 1000$ – довговічність підшипників для легкого режиму роботи [Л.7, стр.234], год;

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{585000}{65860} \right)^{\frac{10}{3}} = 2417222 \text{ год}$$

1.14 Розрахунок вала барабана

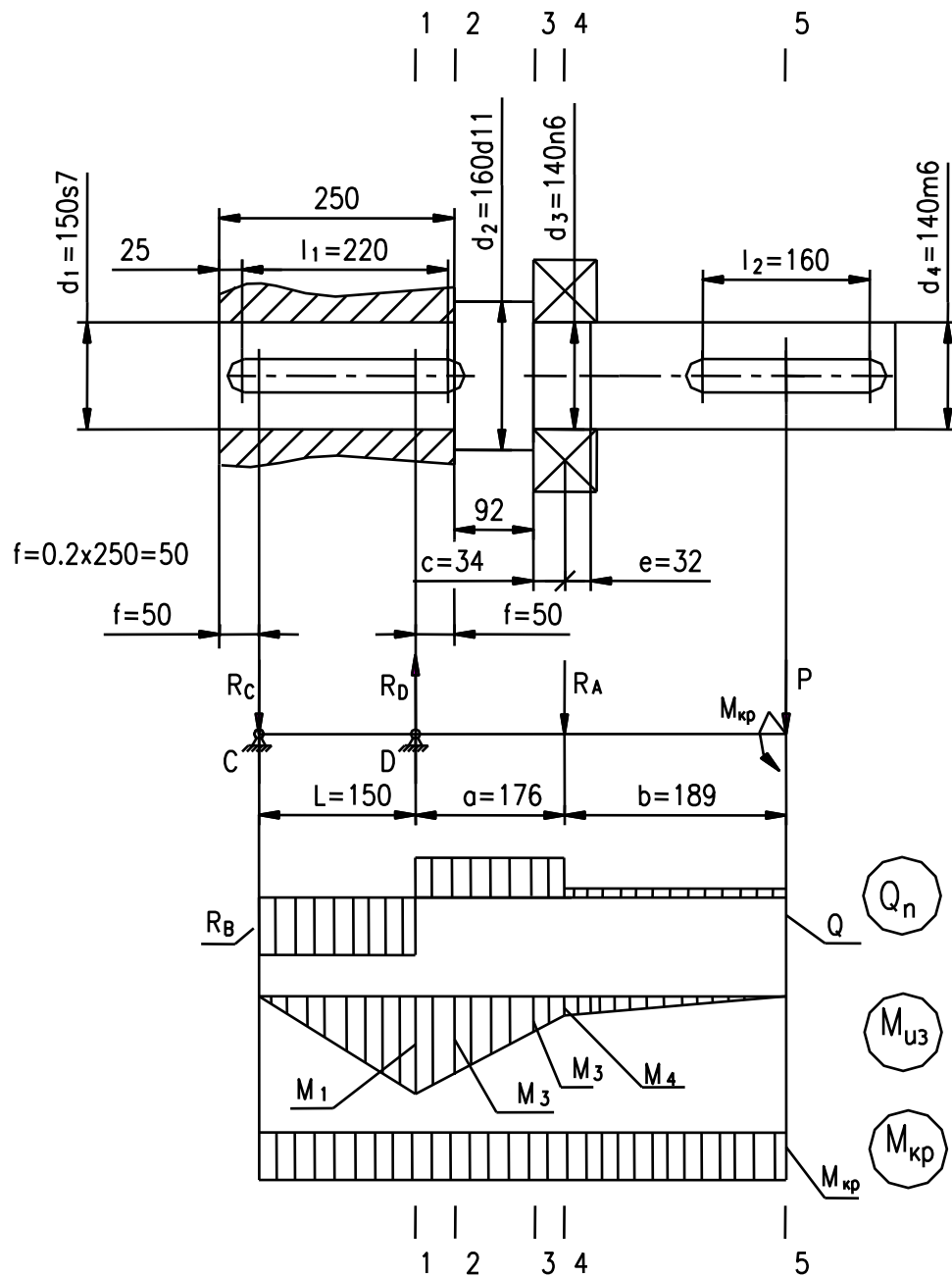


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема вала барабана.

1.14.1 Розрахунок вала барабана на міцність по максимальному навантаженню

Матеріал вала: Сталь 40Х-2 ГОСТ 4543-71.

Межа текучості: $\sigma_T = 315$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 570$ МПа;

Допустимі напруження згину [Л.4,лист 7], МПа:

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.59)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу від основних до похідних опорам матеріалу;

$\gamma_c = 0.8$ - коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$\gamma_n = 1.75$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$$[\sigma_n] = \frac{315 \cdot 1.2 \cdot 0.8}{1.15 \cdot 1.75} = 150 \text{ МПа}$$

Допустимі дотичні напруження [Л.4,лист 27], МПа:

$$[\tau] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.60)$$

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу від основних до производних опорам матеріалу;

$$[\tau] = \frac{315 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.15 \cdot 1.15} = 75 \text{ МПа}$$

Визначаємо опорні реакції, Н:

$$R_C = \frac{R_A \cdot a + Q_M (a+b)}{L} \quad (1.61)$$

де, R_A – реакція опори підшипника А, Н;

Q_M - неврівноважене згинаюче зусилля, яке діє перпендикулярно вісі півмуфти та виникаючі неточності в зачепленні, Н;

$$R_C = \frac{65860 \cdot 176 + 18800 \cdot (176 + 189)}{150} = 123022 \text{ Н}$$

$$R_C^{\max} = \frac{R_A^{\max} \cdot a + Q_M^{\max} (a+b)}{L} \quad (1.62)$$

$$R_C^{\max} = \frac{R_A^{\max} \cdot a + Q_M^{\max} (a+b)}{L} = \frac{80942 \cdot 176 + 23158 \cdot (176 + 189)}{150} = 151323 \text{ Н}$$

$$R_D = \frac{R_A (L+a) + Q_M (L+a+b)}{L} \quad (1.63)$$

$$R_D = \frac{65860 \cdot (150 + 176) + 18800 \cdot (150 + 176 + 189)}{150} = 207243 \text{ Н}$$

$$R_D^{\max} = \frac{R_A^{\max} (L + a) + Q_{\max} (L + a + b)}{L} \quad (1.64)$$

$$R_D^{\max} = \frac{80942 \cdot (150 + 176) + 23158 \cdot (150 + 176 + 189)}{150} = 254864 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Визначаємо згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_1 = R_C \cdot L = 123022 \cdot 150 = 18453300 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.65)$$

$$M_1^{\max} = R_C^{\max} \cdot L = 151323 \cdot 150 = 22698450 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{Перетин 2-2: } M_2 = R_C (L + f) - R_D \cdot f \quad (1.66)$$

$$M_2 = 123022 \cdot (150 + 50) - 207243 \cdot 50 = 14242250 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_2^{\max} = R_C^{\max} (L + f) - R_D^{\max} \cdot f \quad (1.67)$$

$$M_2^{\max} = 151323 \cdot (150 + 50) - 254864 \cdot 50 = 17521400 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_3 = R_C (L + a - c) - R_D (a - c) \quad (1.68)$$

$$M_3 = 123022 \cdot (150 + 176 - 34) - 207243 \cdot (176 - 34) = 6493918 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_3^{\max} = R_C^{\max} (L + a - c) - R_D^{\max} (a - c) \quad (1.69)$$

$$M_3^{\max} = 151323 \cdot (150 + 176 - 34) - 254864 \cdot (176 - 34) = 7995628 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_4 = Q_M \cdot b = 18800 \cdot 189 = 3553200 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.70)$$

$$M_4^{\max} = Q_M^{\max} \cdot b = 23158 \cdot 189 = 4376862 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.71)$$

Визначаємо напруження згину в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_1^{\max} = \frac{M_1^{\max}}{0.1 \cdot d_1^3 \cdot e_1'} < [\sigma_{\text{и}}] \quad (1.72)$$

де, $e_1' = 0.92$ – коефіцієнт для перетину з однією шпонкою, який входить в момент опору кручення, [Л.8, табл 71];

$$\sigma_1^{\max} = \frac{22698450}{0.1 \cdot 150^3 \cdot 0.92} = 73 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_2^{\max} = \frac{M_2^{\max}}{0.1 \cdot d_1^3 \cdot e_1'} < [\sigma_{\text{и}}] \quad (1.73)$$

$$\sigma_2^{\max} = \frac{17521400}{0.1 \cdot 150^3 \cdot 0.92} = 47 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]$$

$$\text{Перетин 3-3: } \sigma_3^{\max} = \frac{M_3^{\max}}{0.1 \cdot d_3^3} < [\sigma_{\text{и}}] \quad (1.74)$$

$$\sigma_3^{\max} = \frac{17995628}{0.1 \cdot 140^3} = 29 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}]$$

$$\text{Перетин 4-4: } \sigma_4^{\max} = \frac{M_4^{\max}}{0.1 \cdot d_3^3} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (1.75)$$

$$\sigma_4^{\max} = \frac{4376862}{0.1 \cdot 140^3} = 16 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}]$$

Визначаємо дотичні напруження в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \tau_1^{\max} = \frac{M_a^{\max}}{0.2 \cdot d_1^3 \cdot e'_{k1}} + \frac{4 \cdot R_D^{\max}}{3 \cdot 0.785 \cdot d_1^2 \cdot e'_{F1}} < [\tau] \quad (1.76)$$

де, e'_{k1} , e'_{k2} – коефіцієнти для перетину з однією шпонкою, які входять в момент опору кручення [Л.8, табл 71];

$$e'_{k1} = 0.96;$$

$$e'_{k2} = 0.95;$$

e'_{f1} , e'_{f2} - коефіцієнти для перетину з однією шпонкою, які входять в зачеплення площі перетину [Л.8, табл 71];

$$e'_{f1} = 0.98;$$

$$e'_{f2} = 0.97;$$

$$\tau_1^{\max} = \frac{24060000}{0.2 \cdot 150^3 \cdot 0.96} + \frac{4 \cdot 254864}{3 \cdot 0.785 \cdot 150^2 \cdot 0.98} = 66 \text{ МПа}$$

$$\text{Перетин 2-2: } \tau_2^{\max} = \frac{M_a^{\max}}{0.2 \cdot d_1^3 \cdot e'_{k1}} + \frac{4 \cdot (R_D^{\max} - R_C^{\max})}{3 \cdot 0.785 \cdot d_1^2 \cdot e'_{F1}} < [\tau] \quad (1.77)$$

$$\tau_2^{\max} = \frac{24060000}{0.2 \cdot 150^3 \cdot 0.96} + \frac{4 \cdot (254864 - 151323)}{3 \cdot 0.785 \cdot 150^2 \cdot 0.98} = 55 \text{ МПа}$$

$$\text{Перетин 3-3, 4-4: } \tau_3^{\max} = \tau_4^{\max} = \frac{M_a^{\max}}{0.2 \cdot d_3^3} + \frac{4 \cdot (R_D^{\max} - R_C^{\max})}{3 \cdot 0.785 \cdot d_3^2} < [\tau] \quad (1.78)$$

$$\tau_3^{\max} = \tau_4^{\max} = \frac{24060000}{0.2 \cdot 140^3} + \frac{4 \cdot (254864 - 151323)}{3 \cdot 0.785 \cdot 140^2} = 67 \text{ МПа}$$

$$\text{Перетин 5-5: } \tau_5^{\max} = \frac{M_a^{\max}}{0.2 \cdot d_4^3 \cdot e'_{k3}} + \frac{4 \cdot (R_D^{\max} - R_C^{\max})}{3 \cdot 0.785 \cdot d_4^2 \cdot e'_{F3}} < [\tau] \quad (1.79)$$

$$\tau_5^{\max} = \frac{24060000}{0.2 \cdot 140^3 \cdot 0.95} + \frac{4 \cdot (254864 - 151323)}{3 \cdot 0.785 \cdot 140^2 \cdot 0.97} = 67 \text{ МПа}$$

Визначаємо приведені сумарні напруження в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{np1} = \sqrt{(\sigma_1^{\max})^2 + 3(\tau_1^{\max})^2} = \sqrt{73^2 + 3 \cdot 66^2} = 136 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (1.80)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{np2} = \sqrt{(\sigma_2^{\max})^2 + 3(\tau_2^{\max})^2} = \sqrt{47^2 + 3 \cdot 55^2} = 106 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (1.81)$$

$$\text{Перетин 3-3: } \sigma_{np3} = \sqrt{(\sigma_3^{\max})^2 + 3(\tau_3^{\max})^2} = \sqrt{29^2 + 3 \cdot 67^2} = 120 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (1.82)$$

$$\text{Перетин 4-4: } \sigma_{np4} = \sqrt{(\sigma_4^{\max})^2 + 3(\tau_4^{\max})^2} = \sqrt{16^2 + 3 \cdot 67^2} = 117 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (1.83)$$

$$\text{Перетин 5-5: } \sigma_{np5} = \tau_5^{\max} = 67 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (1.84)$$

1.14.2 Розрахунок вала на опір втоми за еквівалентним

навантаженням

Допустиме навантаження при сумарному циклі згину для легованої сталі при розрахунку на опір втоми [Л.7, табл.V.1.58], МПа:

$$[\sigma_u]' = \frac{\sigma_{-1}}{k} \cdot \frac{1}{n} \quad (1.85)$$

де, $\sigma_{-1} = 0.43\sigma_B = 228$ МПа – межа витривалості при згині;

k – коефіцієнт зниження межі витривалості;

$k = 2.3$ – для перехідної посадки (перетин 5-5) [Л.7, табл.V.1.62];

$k = 2.7$ – для посадки з натягом (перетини 1-1, 2-2, 3-3, 4-4)

[Л.9, табл.V.1.62];

$n = 1.6$ – запас міцності поковки механізму підйому;

Для перетинів 1-1, 2-2, 3-3, 4-4: $[\sigma_{\text{н}}]' = 67$ МПа;

Для перетину 5-5: $[\sigma_{\text{н}}]' = 57$ МПа;

Еквівалентний згинаючий момент в перетинах вала, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_{\text{éâ1}} = M_1 \cdot k_q = 18453300 \cdot 0.75 = 13839975 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.86)$$

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності [Л.10, табл.14];

$$\text{Перетин 2-2: } M_{\text{éâ2}} = M_2 \cdot k_q = 14242250 \cdot 0.75 = 10681688 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.87)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_{\text{éâ3}} = M_3 \cdot k_q = 6493918 \cdot 0.75 = 4870440 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.88)$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_{\text{éâ4}} = M_4 \cdot k_q = 3553200 \cdot 0.75 = 2664900 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.89)$$

Напруження згону в перетинах вала, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{\text{éâ1}} = \frac{M_{\text{éâ1}}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{13839975}{0.1 \cdot 150^3} = 41 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}]' \quad (1.90)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{\text{y}\acute{\text{e}}\acute{\text{a}}2} = \frac{M_{\text{y}\acute{\text{e}}\acute{\text{a}}2}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{10681688}{0.1 \cdot 150^3} = 32\text{МПа} < [\sigma_{\text{н}}]' \quad (1.91)$$

$$\text{Перетин 3-3: } \sigma_{\text{y}\acute{\text{e}}\acute{\text{a}}3} = \frac{M_{\text{y}\acute{\text{e}}\acute{\text{a}}3}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{4870440}{0.1 \cdot 140^3} = 18\text{МПа} < [\sigma_{\text{н}}]' \quad (1.92)$$

$$\text{Перетин 4-4: } \sigma_{\text{y}\acute{\text{e}}\acute{\text{a}}4} = \frac{M_{\text{y}\acute{\text{e}}\acute{\text{a}}4}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{2664900}{0.1 \cdot 140^3} = 10\text{МПа} < [\sigma_{\text{н}}]' \quad (1.93)$$

1.15 Розрахунок шпонок вала барабана

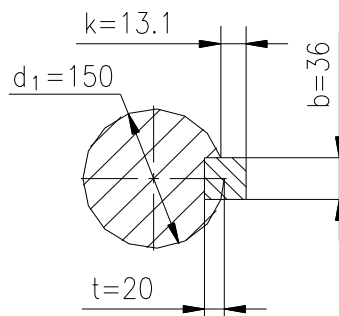


Рисунок 1.5 – Вал барабана зі шпонкою під втулкою ступиці.

На валу барабана під втулкою ступиці встановлена шпонка 2-36×32×220 ГОСТ 10748-79.

Матеріал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_{\text{T}} = 355$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_{\text{В}} = 600$ МПа;

Матеріал втулки ступиці барабана – сталь 20-2ГП ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_{\text{T}} = 215$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_{\text{В}} = 430$ МПа;

Матеріал вала – сталь 40Х-2 ГОСТ 4543-71.

Межа текучості: $\sigma_{\text{T}} = 315$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_{\text{В}} = 570$ МПа;

Розрахунок проводимо по матеріалу втулки ступиці.

Допустиме напруження зминання: $[\sigma_{\text{зм}}] = 0.65 \cdot \sigma_{\text{T}} = 0.65 \cdot 215 = 140$ МПа;

Допустиме напруження зрізу: $[\tau_{\text{ср}}] = 0.5 \cdot \sigma_{\text{T}} = 0.5 \cdot 215 = 108$ МПа;

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{\bar{n}i} = \frac{2 \cdot M_{\dot{a}}}{d_1 \cdot l \cdot k} < [\sigma_{\text{см}}] \quad (1.94)$$

де, $M_{\dot{a}} = 24060000$ Н·мм – крутний момент на барабані при номінальному навантаженні;

$$\sigma_{\bar{n}i} = \frac{2 \cdot 24060000}{150 \cdot 220 \cdot 13.1} = 111 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Діюче напруження зрізу, МПа

$$\tau_{\bar{n}d} = \frac{2 \cdot M_{\dot{a}}}{d_1 \cdot b \cdot l} < [\tau_{\text{см}}] \quad (1.95)$$

$$\tau_{\bar{n}d} = \frac{2 \cdot 24060000}{150 \cdot 36 \cdot 220} = 40 \text{ МПа} < [\tau_{\text{см}}]$$

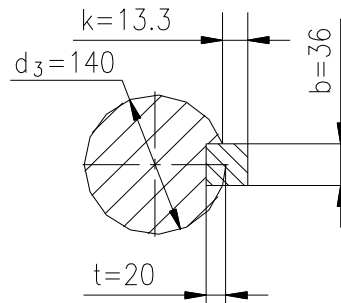


Рисунок 1.6 – Вал барабана зі шпонкою під зубчатою втулкою.

На валу барабана під зубчатою втулкою встановлена шпонка

2-36×32×160 ГОСТ 10748-79.

Матеріал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_T = 355$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 600$ МПа;

Матеріал втулки ступиці барабана – сталь 40Х-2 ГОСТ 4543-71.

Межа текучості: $\sigma_T = 315$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 570$ МПа;

Матеріал вала – сталь 40Х-2 ГОСТ 4543-71.

Межа текучості: $\sigma_T = 315$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 570$ МПа;

Розрахунок проводимо по матеріалу вала.

Допустиме напруження зминання: $[\sigma_{\text{зм}}] = 0.65 \cdot \sigma_T = 0.65 \cdot 315 = 205$ МПа;

Допустиме напруження зрізу: $[\tau_{cp}] = 0.5 \cdot \sigma_T = 0.5 \cdot 315 = 158 \text{ МПа}$;

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{\bar{n}\bar{n}} = \frac{2 \cdot M_{\bar{a}}}{d_1 \cdot l \cdot k} < [\sigma_{cm}] \quad (1.96)$$

де, $M_{\bar{a}} = 24060000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – крутний момент на барабані при номінальному навантаженні;

$$\sigma_{\bar{n}\bar{n}} = \frac{2 \cdot 24060000}{140 \cdot 160 \cdot 13.3} = 162 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}]$$

Діюче напруження зрізу, МПа

$$\tau_{\bar{n}\bar{d}} = \frac{2 \cdot M_{\bar{a}}}{d_1 \cdot b \cdot l} < [\tau_{cm}] \quad (1.97)$$

$$\tau_{\bar{n}\bar{d}} = \frac{2 \cdot 24060000}{140 \cdot 36 \cdot 160} = 60 \text{ МПа} < [\tau_{cm}]$$

1.16 Розрахунок валу з фланцями

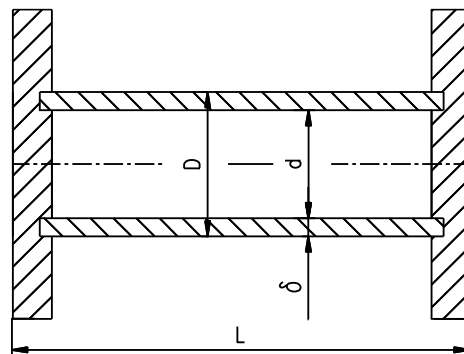


Рисунок 1.7 – Розрахункова схема валу з фланцями.

Матеріал вала – сталь 20 ГОСТ 1050-88.

Труба 219×8 ГОСТ 8731-74.

Межа текучості: $\sigma_T = 245 \text{ МПа}$;

Межа міцності: $\sigma_B = 420 \text{ МПа}$;

Допустиме напруження при розрахунку вала на кручення, МПа:

$$[\tau_t] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.98)$$

де, $c = 0.63$ – коефіцієнт переходу від основних до похідних опорів матеріалу;

$\gamma_c = 0.8$ - коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$\gamma_n = 1.5$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$$[\tau_t] = \frac{245 \cdot 0.63 \cdot 0.8}{1.15 \cdot 1.5} = 72 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження кручення в перетині вала, МПа:

$$\tau_t = \frac{M_B}{W_k} < [\tau_t] \quad (1.99)$$

$$\tau_t = \frac{24060000}{549840} = 44 \text{ МПа} < [\tau_t]$$

Момент опору крученню перетину труби, мм⁴:

$$W_k = \frac{0.2(D^4 - d^4)}{D} \quad (1.100)$$

де, D – зовнішній діаметр вала, мм;

d – внутрішній діаметр вала, мм;

$$W_k = \frac{0.2(219^4 - 203^4)}{219} = 549840 \text{ мм}^4$$

Кут закручення вала довжиною $L = 1225$ мм, хв.:

$$\varphi = \frac{M_A \cdot L}{G \cdot J_p} < [\varphi_L] \quad (1.101)$$

$$\varphi = \frac{24060000 \cdot 1225}{8 \cdot 10^4 \cdot 144062800} = 0.0004572 \approx 2' < [\varphi_L]$$

де, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа - модуль здвигу для сталі;

Момент інерції перетину вала при крученні, мм⁴:

$$J_p = 0.1(D^4 - d^4) = 0.1 \cdot (219^4 - 203^4) = 144062800 \text{ мм}^4 \quad (1.102)$$

Допустимий кут закручення для довжини вала $L = 1,225$ м, хв.:

$$[\varphi_L] = 15' \cdot 1.225 = 19' \quad (1.103)$$

де, $[\varphi] = 15' \dots 20'$ – допустимий кут закручення на 1 м довжини авла, хв.;

1.17 Розрахунок вісі блоків підвіски

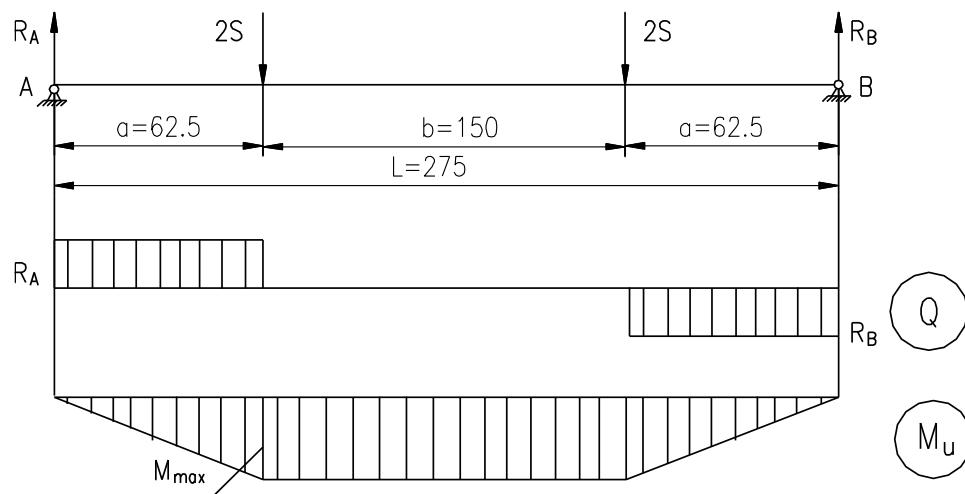


Рисунок 1.8 – Розрахункова схема вісі підвіски.

1.17.1 Розрахунок вісі блоків підвіски на міцність по максимальному навантаженню

Матеріал вісі – сталь 20Х13 ГОСТ 5632-72.

Діаметр вісі: $d = 100\text{мм}$.

Межа текучості: $\sigma_T = 440\text{ МПа}$;

Межа міцності: $\sigma_B = 645\text{ МПа}$;

Допустиме напруження згину, МПа:

$$[\sigma_{\dot{E}}] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.104)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу від основних до похідних опорів матеріалу;

$\gamma_c = 0.8$ – коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1.2$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [Л.4, табл.10];

$\gamma_n = 1.75$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$$[\sigma_{\dot{E}}] = \frac{440 \cdot 1.2 \cdot 0.8}{1.2 \cdot 1.75} = 202 \text{ МПа}$$

Допустимі дотичні напруження, МПа:

$$[\tau_{\varphi\delta}] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.105)$$

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу від основних до похідних опорів матеріалу;

$$[\tau_{\varphi\delta}] = \frac{440 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.2 \cdot 1.75} = 101 \text{ МПа}$$

Максимальні опорні реакції, Н:

$$R_A^{\max} = R_B^{\max} = 2S_{\max} = 2 \cdot 51125 = 102250 \text{ Н} \quad (1.106)$$

де, S_{\max} - максимальне натягіння каната, Н;

Максимальний згинаючий момент, Н·мм:

$$M_{\varphi}^{\max} = R_A^{\max} \cdot a = 102250 \cdot 62.5 = 6390625 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.107)$$

Максимальне напруження згину, МПа:

$$\sigma_{\varphi}^{\max} = \frac{M_{\varphi}^{\max}}{0.1 \cdot d^3} = \frac{6390625}{0.1 \cdot 100^3} = 64 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (1.108)$$

Максимальне напруження зрізу, МПа:

$$\tau_{\text{н}\delta}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_A^{\max}}{\pi \cdot d^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 102250}{3.14 \cdot 100^2} = 17 \text{ МПа} < [\tau_{\text{сп}}] \quad (1.109)$$

Приведенні напруження, МПа:

$$\sigma_{\text{нр}} = \sqrt{(\sigma_{\varphi}^{\max})^2 + 3(\tau_{\text{н}\delta}^{\max})^2} = \sqrt{64^2 + 3 \cdot 17^2} = 70 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (1.110)$$

1.17.2 Розрахунок вісі блоків підвіски на опір втоми

Номінальні опорні реакції, Н:

$$R_A = R_B = 2S = 2 \cdot 40900 = 81800 \text{ Н} \quad (1.111)$$

де, S - натягіння каната від номінального навантаження, Н;

Еквівалентний максимальний згинаючий момент, Н·мм:

$$M_{\text{ЭКВ}}^{\max} = R_A^x \cdot a \cdot k_q \quad (1.112)$$

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності [Л.10, табл.14];

$$M_{\text{ЭЭА}}^{\max} = 81800 \cdot 62.5 \cdot 0.75 = 3834375 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Еквівалентні максимальні напруження згину, МПа:

$$\sigma_{\dot{\epsilon}}^{\max} = \frac{M_{\dot{\epsilon}}^{\max}}{0.1 \cdot d^3} = \frac{6390625}{0.1 \cdot 100^3} = 64 \text{ МПа} < [\sigma_H'] \quad (1.113)$$

Допускаємо напруження для високолегованих сталей при розрахунку на опір втомі, МПа:

$$[\sigma_H]' = \frac{\sigma_{-1}}{k} \cdot \frac{1}{n} \quad (1.114)$$

де, $\sigma_{-1} = 0.43\sigma_B = 278$ МПа – межа витривалості при згині;

$k = 2.3$ – коефіцієнт зниження межі витривалості [Л.7, табл.V.1.62];

$n = 1.6$ – запас міцності для поковки механізму підйому [Л.7, табл.V.1.63];

$$[\sigma_E]' = \frac{278}{2.3} \cdot \frac{1}{1.6} = 76 \text{ МПа}$$

1.18 Розрахунок провущини підвіски

Матеріал провущини – сталь 20-2ГП ГОСТ 8479-70.

Межа текучості: $\sigma_T = 175$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 355$ МПа;

Розміри провущини повинні влаштовувати наступні умови:

$$d \leq 0.6 \cdot b = 0.6 \cdot 200 = 120 \text{ мм} \quad (1.115)$$

$$b \leq 20 \cdot \delta = 20 \cdot 100 = 2000 \text{ мм} \quad (1.116)$$

$$a \geq \eta \cdot e = 1.5 \cdot 35 = 52.5 \text{ мм} \quad (1.117)$$

де, $\eta = 1.5$ – при відношенні $\frac{d}{b} = 0.47$ [Л.11, лист 4];

Напруження розтягнення в перетині А-А [Л.11, лист 2], МПа:

$$\sigma_{\delta} = \alpha \cdot \frac{1.25Q}{b \cdot \delta} < [\sigma_p] \quad (1.118)$$

де, $\alpha_1 = 3.3$ – коефіцієнт, який залежить від відношення $\frac{d}{b}$ [Л.11, лист.3];

$$\sigma_{\delta} = 3.3 \cdot \frac{1.25 \cdot 157000}{200 \cdot 100} = 32 \text{ МПа} < [\sigma_p]$$

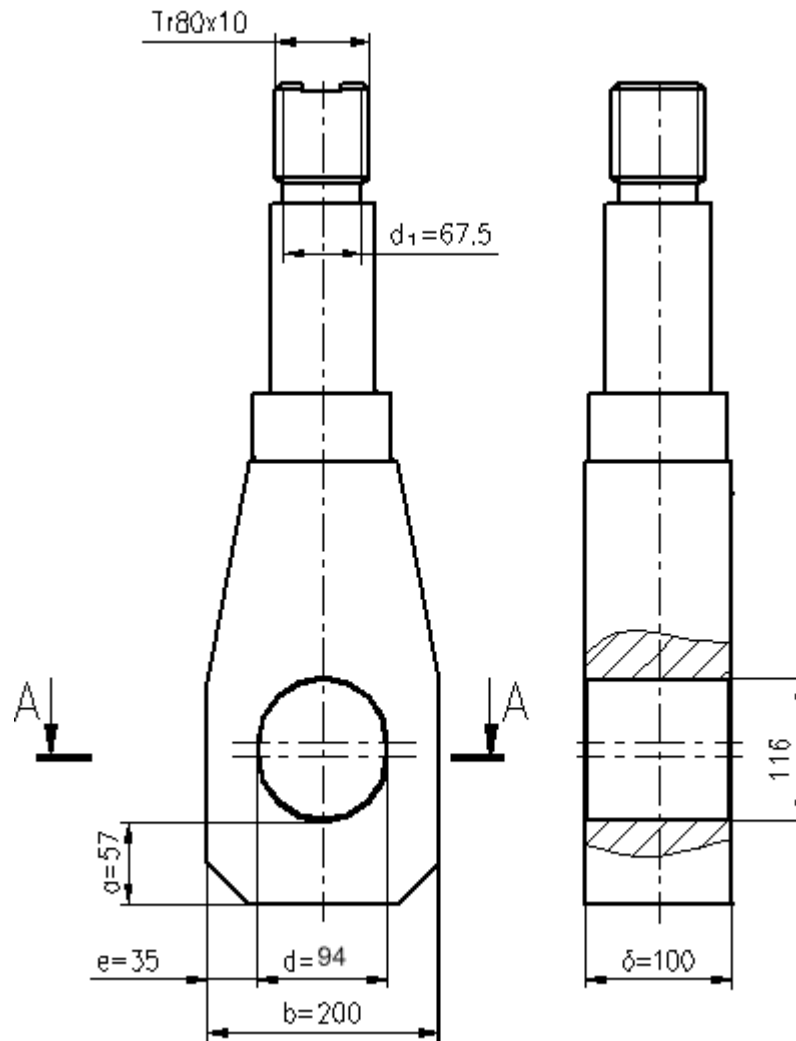


Рисунок 1.9 – Ескіз провущини підвіски.

Допустимі напруження розтягнення, МПа:

$$[\sigma_{\delta}] = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_C}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.119)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу [Л.11, лист 6];

$\gamma_C = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [Л.11, лист 6];

$\gamma_n = 1.15$ – коефіцієнт надійності по призначенню [Л.11, лист 6];

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [Л.4, лист 38];

$$[\sigma_{\delta}] = \frac{175 \cdot 1.2 \cdot 1}{1.15 \cdot 1.15} = 159 \text{ МПа}$$

Напруження зминання по діаметральній площині, МПа:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{1.25Q}{d \cdot \delta} = \frac{1.25 \cdot 157000}{94 \cdot 100} = 211 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{зм}}] \quad (1.120)$$

Допустиме напруження зминання, МПа:

$$[\sigma]_{\text{зм}} = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.121)$$

де, $c = 0.4$ – коефіцієнт переходу [Л.11, лист 7];

$\gamma_c = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [Л.11, лист 7];

$\gamma_n = 1.0$ – коефіцієнт надійності по призначенню [Л.11, лист 7];

$\gamma_m = 1.0$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [Л.4, лист 38];

$$[\sigma]_{\text{зм}} = \frac{175 \cdot 0.4 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 70 \text{ МПа}$$

1.19 Розрахунок траверси підвіски

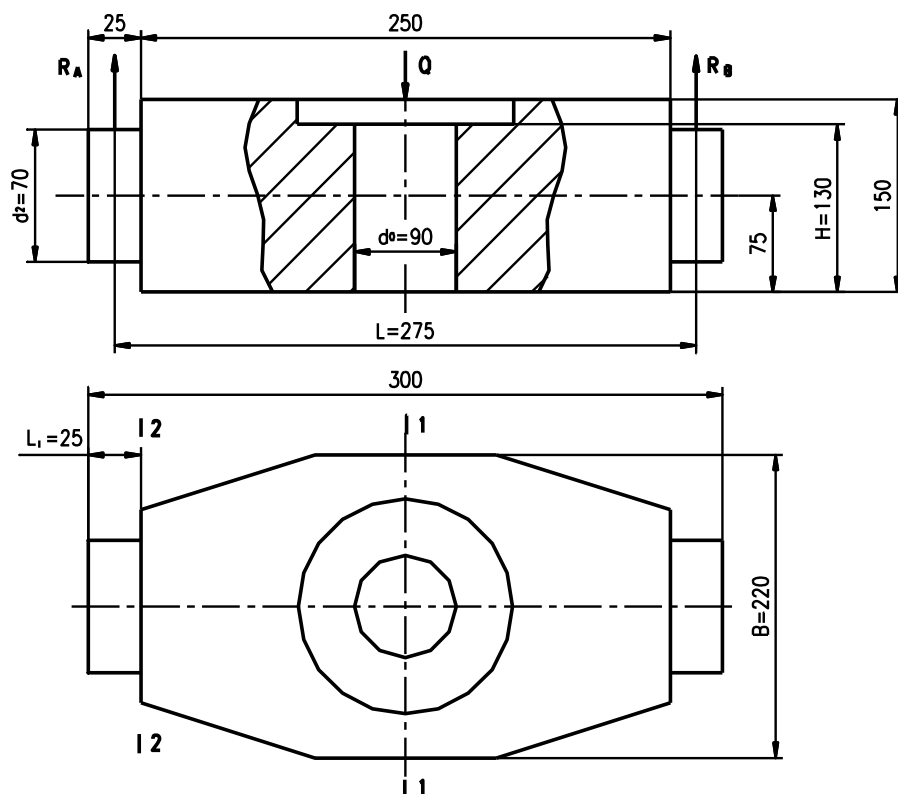


Рисунок 1.10 – Ескіз траверси підвіски.

Матеріал траверси – сталь 45-2ГП ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_T = 245$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 470$ МПа;

Знаходимо реакції опор, Н:

$$R_A = R_B = \frac{1.25Q}{2} = \frac{1.25 \cdot 157000}{2} = 98125 \text{ Н} \quad (1.122)$$

Згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } \dot{M}_1 = R_A \cdot 0.5 \cdot L = 98125 \cdot 0.5 \cdot 275 = 13492190 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.123)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \dot{M}_2 = R_A \cdot 0.5 \cdot L_1 = 98125 \cdot 0.5 \cdot 25 = 1226563 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.124)$$

Моменти опору в перетинах, мм³:

$$\text{Перетин 1-1: } W_1 = \frac{(B - d_0)H^2}{6} = \frac{(220 - 90) \cdot 130^2}{6} = 366166 \text{ мм}^3 \quad (1.125)$$

$$\text{Перетин 1-1: } W_2 = 0.1 \cdot d_2^3 = 0.1 \cdot 70^3 = 34300 \text{ мм}^3 \quad (1.126)$$

Напруження згину в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} = \frac{13492190}{366166} = 37 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}} \quad (1.127)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_2 = \frac{M_2}{W_2} = \frac{1226563}{34300} = 36 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}} \quad (1.128)$$

Напруження зрізу в перетині 2-2, МПа:

$$\tau_2 = \frac{4 \cdot 4 \cdot R_A}{3 \cdot \pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 4 \cdot 98125}{3 \cdot 3.14 \cdot 70^2} = 34 \text{ МПа} < [\tau]_{\text{сп}} \quad (1.129)$$

Приведене напруження в перетині 2-2, МПа:

$$\sigma_{\text{пр2}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + 3(\tau_2)^2} = \sqrt{36^2 + 3 \cdot 34^2} = 70 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}} \quad (1.130)$$

Допустиме напруження згину в перетинах, МПа:

$$[\sigma]_{\text{д}} = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.131)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу;

$\gamma_c = 0.65$ – Коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_n = 1.75$ – коефіцієнт надійності по призначенню;

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$$[\sigma]_{\text{д}} = \frac{245 \cdot 1.2 \cdot 0.65}{1.75 \cdot 1.15} = 95 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження зрізу в перетинах, МПа:

$$[\tau]_{\text{д}} = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.132)$$

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу;

$$[\tau]_{\varphi\theta} = \frac{245 \cdot 0.6 \cdot 0.65}{1.75 \cdot 1.15} = 47 \text{ МПа}$$

1.20 Розрахунок щоки підвіски

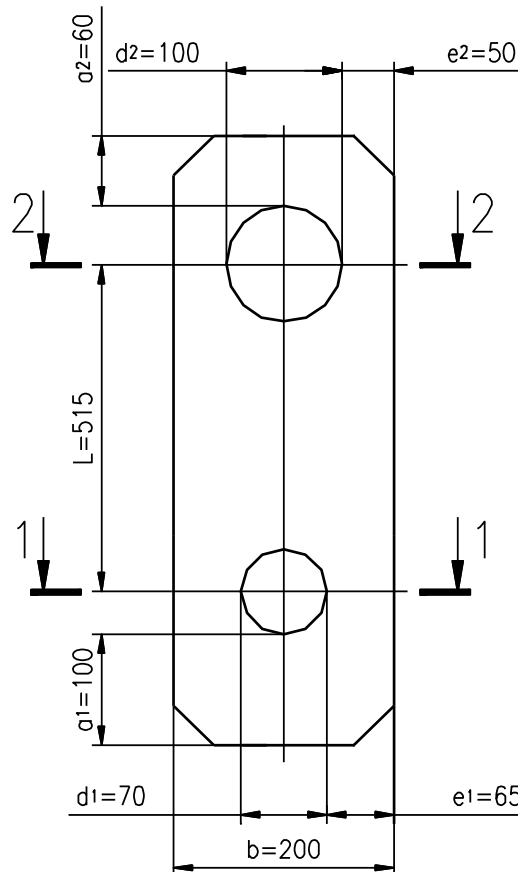


Рисунок 1.11 – Ескіз щоки підвіски.

Матеріал щоки - $\text{Лист} \frac{25 \text{ГОСТ} 19903 - 74}{295 - 09 \text{Г} 2 \text{С} - 12 \text{ГОСТ} 19281 - 89}$

Межа текучості: $\sigma_T = 295$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 430$ МПа;

Розміри щоки повинні влаштовувати наступні умови [Л.11, лист 4]:

$$d \leq 0.6 \cdot b = 0.6 \cdot 200 = 120 \text{ мм} \quad (1.133)$$

$$b \leq 20 \cdot \delta = 20 \cdot 25 = 500 \text{ мм} \quad (1.134)$$

$$a_1 \geq \eta_1 \cdot e_1 = 1.5 \cdot 65 = 98 \text{ мм} \quad (1.135)$$

де, $\eta_1 = 1.5$ – при відношенні $\frac{d}{b} = 0,35$;

$$a_2 \geq \eta_2 \cdot e_2 = 1.2 \cdot 50 = 60 \text{ мм} \quad (1.136)$$

де, $\eta_2 = 1.2$ – при відношенні $\frac{d}{b} = 0,5$;

Напруження розтягнення в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{\delta 1} = \alpha_1 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot b \cdot \delta} = 4.33 \cdot \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 200 \cdot 25} = 85 \text{ МПа} < [\sigma]_p \quad (1.137)$$

де, α_1, α_2 – коефіцієнти, які залежать від відношення $\frac{d}{b}$ [Л.11, лист.3];

$$\alpha_1 = 4.33;$$

$$\alpha_2 = 3.53;$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{\delta 2} = \alpha_2 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot b \cdot \delta} = 3.53 \cdot \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 200 \cdot 25} = 69 \text{ МПа} < [\sigma]_p \quad (1.138)$$

Напруження зминання по діаметральній площині в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{\delta 1} = \frac{1.25Q}{2 \cdot d_1 \cdot \delta} = \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 70 \cdot 25} = 39 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зм}} \quad (1.139)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{\delta 2} = \frac{1.25Q}{2 \cdot d_2 \cdot \delta} = \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 100 \cdot 25} = 56 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зм}} \quad (1.140)$$

Допустиме напруження розтягнення, МПа:

$$[\sigma]_{\delta} = \frac{\sigma_{\delta} \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_{\tilde{n}}}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.141)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу [Л.11, лист 6];

$\gamma_c = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [Л.11, лист 6];

$\gamma_n = 1.15$ – коефіцієнт надійності по призначенню [Л.11, лист 6];

$\gamma_m = 1.05$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [Л.4, лист 38];

$$[\sigma]_{\delta} = \frac{295 \cdot 1.2 \cdot 1}{1.15 \cdot 1.05} = 293 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження зминання, МПа:

$$[\sigma]_{\delta i} = \frac{\sigma_{\delta} \cdot \tilde{N} \cdot \gamma_{\tilde{n}}}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.142)$$

де, $c = 0.4$ – коефіцієнт переходу [Л.11, лист 7];

$\gamma_c = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [Л.11, лист 7];

$$[\sigma]_{\text{цв}} = \frac{295 \cdot 0.4 \cdot 1}{1.15 \cdot 1.05} = 103 \text{ МПа}$$

1.21 Розрахунок втулки блока

Матеріал втулки – відливка Бр05Ц5С5 ГОСТ 613-79.

Розрахунковий питомий тиск, кгс/см²:

$$q = \frac{1.25Q}{2 \cdot n \cdot d \cdot l_p} = \frac{1.25 \cdot 16000}{2 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 4.55} = 110 \text{ кгс/см}^2 < [q] \quad (1.43)$$

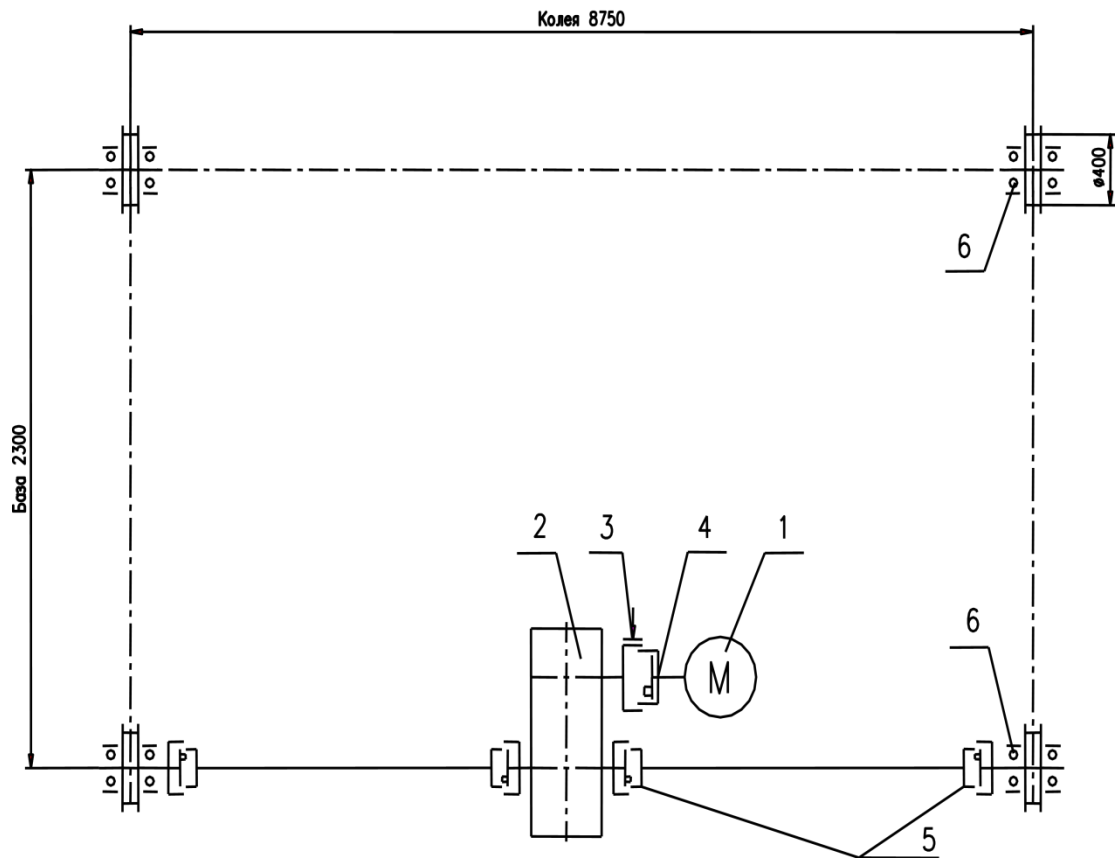
де, $[q] = 150 \text{ кгс/см}^2$ – допустимий питомий тиск;

$n = 2$ – кількість блоків;

$d = 10 \text{ см}$ - внутрішній діаметр втулки;

$l_p = 4.55 \text{ см}$ – розрахункова довжина втулки без ширини фаски;

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА



1 . Електродвигун ДМТН 112-6 У1

$N=4.5$ кВт; $n=900$ об/хв.

2 . Редуктор ВКУ-610М1-112-23 У2

3 . Гальмо ТКГ-160 У2

4 . Півмуфта зубчата-1600

5 . Півмуфта зубчата-10000

Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму пересування візка.

Таблиця 2.1 – Вихідні данні

Параметри	Позначення	Величина
Клас механізма по ISO 4301/1		M2
Маса візка (прийнята для розрахунку) , кг	m_T	17000
Вага візка, Н	$G_T = g m_T$	166770
Маса перевозимого вантажу (захватної балки і затвора), кг	$m_{гр}$	32000
Вага перевозимого вантажу, Н	$G_{гр} = g m_{гр}$	313920
Маса захватної балки (прийнята для розрахунку), кг	$m_{зб}$	3000
Вага захватної балки, Н	$G_{зб} = g m_{зб}$	29430
Швидкість пересування візка максимально задана, м/хв (м/с)	V	10 (0.167)
Діаметр ходового колеса, мм	D_k	400
Загальна кількість колес	n_T	4
Кількість привідних колес	n'_B	2
Тип привода		центральний

2.1 Визначення опору пересування візка в робочому стані з

вантажем

Повний статичний опір пересуванню, Н:

$$W = W_{\delta\delta} + W_{\delta} + W_{\dot{a}} \quad (2.1)$$

$$W = 6130 + 961 + 15323 = 22414 \text{ Н}$$

Опір пересування візка від сил тертя, Н:

$$W_{\delta\delta} = (G_{\dot{a}} + G_{\dot{a}\delta}) \cdot \frac{\mu_{\delta} \cdot d_{\delta} + 2 \cdot f}{D_{\delta}} \cdot k_{\delta} \quad (2.2)$$

де, $\mu_{\delta} = 0.015$ – коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса;

$d_{\delta} = 90$ мм – діаметр цапфи колеса;

$f = 0.6$ мм – важіль тертя кочення;

$k_p = 2$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса о рейку;

G_B – вага візка, Н;

$G_{гр}$ – вага вантажу, Н;

$$W_{\delta\delta} = (166770 + 313920) \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 2 = 6130 \text{ Н}$$

Опір від нахилу підвізкових рейок, Н:

$$W_{\delta} = i_y \cdot (G_{\delta} + G_{\dot{a}\delta}) \quad (2.3)$$

де, $i_y = 0.002$ – нахил під візкових рейок;

$$W_{\delta} = 0.002 \cdot (166770 + 392400) = 961 \text{ Н}$$

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

$$W_{\dot{a}} = W_1 + W_2 + W_3 \quad (2.4)$$

Вітрове навантаження, яке діє на елементи конструкції візка і вантаж [Л 12]:

$$W_{\dot{a}} = A_i \cdot w \cdot k \cdot c \cdot n \quad (2.5)$$

де, A_i – навітряна площа елемента конструкції візка;

$w_p = 250$ Па – динамічний тиск вітру робочого стану;

k – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску вітру;

c – коефіцієнт аеродинамічної сили;

$n = 1$ – коефіцієнт перевантаження;

$$W_a = 248 + 5175 + 9900 = 15323 \text{ Ї}$$

Таблиця 2.2 – Визначення опору від вітрового навантаження робочого стану.

Навітряний елемент	h_i , м	b_i , м	A_i , м ²	ω_p , Па	k	c	n	$W_B = A \cdot w \cdot k \cdot c \cdot n$, Н
Підвіски	1.223	0.36	$0.44 \times 2 = 0.88$	250	1.25	1.9	1	$W_1 = 248$
Захватна балка	1	20			1.15	0.9	1	$W_2 = 5175$
Затвор	2	20	40		1.1	0.9	1	$W_3 = 9900$

2.2 Визначення опору пересування візка в робочому стані без вантажу

Повний статичний опір пересування візка, Н:

$$W^{A.A} = W_{\dot{O}D}^{A.A} + W_{\dot{O}}^{A.A} + W_{\dot{A}}^{A.A} \quad (2.6)$$

Опір пересування візка від сил тертя, Н:

$$W_{\dot{O}D}^{A.A} = (G_{\dot{A}} + G_{\dot{A}}) \cdot \frac{\mu_{\dot{O}} \cdot d_{\dot{O}} + 2 \cdot f}{D_{\dot{E}}} \cdot k_D \quad (2.7)$$

де, $\mu_{\dot{O}} = 0.015$ – коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса;

$d_{\dot{O}} = 90$ мм – діаметр цапфи колеса;

$f = 0.6$ мм – важіль тертя кочення;

$k_p = 2$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса о рейку;

G_B – вага візка, Н;

$G_{\dot{O}}$ – вага захватної балки, Н;

$$W_{\dot{O}D}^{A.A} = (166770 + 29430) \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 2 = 2502 \text{ Ї}$$

Опір від нахилу підвізкових рейок, Н:

$$W_{\delta} = i_y \cdot (G_{\delta} + G_{\dot{A}}) \quad (2.8)$$

де, $i_y = 0.002$ – нахил підвізкових рейок;

$$W_{\delta} = 0.002 \cdot (166770 + 29430) = 392 \text{ Н}$$

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

$$W_{\dot{a}} = W_1 + W_2 = 248 + 5175 = 5423 \text{ Н} \quad (2.9)$$

$$W^{\dot{A}, \dot{A}} = 2502 + 392 + 5423 = 8317 \text{ Н}$$

2.3 Вибір електродвигуна

ККД механізму пересування візка:

$$\eta_0 = \eta_e \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_i^2 \quad (2.10)$$

де, $\eta_k = 0.98$ – ККД підшипників кочення ходового колеса;

$\eta_p = 0.97$ – ККД редуктора ВКУ-610М1-112-23У2;

$\eta_m = 0.99$ – ККД зубчатої муфти;

$$\eta_0 = 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.99^2 = 0.932$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{cm} = \frac{W' \cdot V}{1000 \cdot z \cdot \eta_o} \quad (2.11)$$

де, $z = 1$ – кількість приводів пересування;

V – швидкість пересування візка, м/с;

$$P_{\dot{a}\delta} = \frac{17817 \cdot 0.167}{1000 \cdot 1 \cdot 0.932} = 3.2 \text{ кВт}$$

Опір пересування візка, необхідний для вибору електродвигуна, Н:

$$W' = W_{mp} + W_{\delta} + 0.7 \cdot W_B \quad (2.12)$$

$$W' = 6130 + 961 + 0.7 \cdot 15323 = 17817 \text{ Н}$$

З каталогу обираємо двигун типу ДМТН 112-6 У1 з фазним ротором (таблиця 2.3).

Таблиця 2.3 – Характеристика двигуна ДМТН 112-6 У1.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	4.5
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	900
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	0.068
Максимальний момент M_{max} , Н·м	118
Номінальний момент електродвигуна $M_{ном}$, Н·м	48

2.4 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{дв}}{60 \cdot V} \quad (2.13)$$

де, D_k – діаметр колеса візка, м;

$n_{дв}$ – частота обертання двигуна, хв.⁻¹;

V – швидкість пересування візка, м/с;

$$i_i = \frac{3.14 \cdot 0.4 \cdot 900}{60 \cdot 0.167} = 112.8$$

Обираємо редуктор ВКУ- 610М1-112-23У2 (таблиця 2.4).

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_{\delta} = \frac{\pi \cdot D_{\delta} \cdot n_{\delta}}{60 \cdot i_{\delta}} = \frac{3.14 \cdot 0.4 \cdot 900}{60 \cdot 115.39} = 0.163 \text{ м/с} \quad (2.14)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої, %:

$$\Delta V = \frac{|V_{\delta} - V_{\delta}|}{V_{\delta}} \cdot 100\% = \frac{|0.167 - 0.163|}{0.167} \cdot 100\% = 2.4\% \quad (2.15)$$

що допустимо, $[\Delta V] = \pm 5\%$.

Таблиця 2.4 – Характеристика редуктора ВКУ-610М1-112-23У2.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	1000
Номінальне передаточне відношення	112
Фактичне передаточне відношення	115.39
Максимальний момент M_{max} , Н·м	9000
Маса, кг	450

2.5 Вибір гальма

Час гальмування, с:

$$t_T = \frac{V_\delta}{[a_T]} = \frac{0.163}{0.15} = 1.1\tilde{n} \quad (2.16)$$

де, $[a_T] = 0.15 \text{ м/с}^2$ - допустиме прискорення при гальмуванні візка;

Необхідний гальмівний момент одного гальма при пересуванні під нахилом, Н·мм:

$$M_T = \left\{ \left(W_B + W_y - \frac{W_{mp}}{k_p} \right) \cdot \frac{D_\kappa \cdot \eta_0}{n_T \cdot 2 \cdot i_p} + \frac{n_{\delta\delta}}{9.55 \cdot t_T} \cdot \left[1.2 \cdot (I_p + I_M) + \frac{(m_m + m_{ep}) \cdot D_\kappa^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_p^2} \right] \right\} \quad (2.17)$$

де, $I_M = 0.0275 \text{ кг/м}^2$ - момент інерції гальмівного шківів з муфтою;

$I_p = 0.068 \text{ кг/м}^2$ - момент інерції ротора двигуна;

$n_T = 1$ – кількість гальм на приводі;

i_p – номінальне передаточне відношення редуктора;

$k_p = 2$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса о рейку;

$\eta_0 = 0.932$ – ККД механізму пересування візка;

$$M_T = \left(15323 + 961 - \frac{6130}{2} \right) \cdot \frac{0.4 \cdot 0.932}{1.2 \cdot 112} + \frac{900}{9.55 \cdot 1.1} \cdot \left[1.2 \cdot (0.068 + 0.0275) + \frac{(17000 + 32000) \cdot 0.4^2 \cdot 0.932}{4 \cdot 112^2} \right] = 45\tilde{I} \cdot i$$

Обираємо гальмо ТКГ – 160 У2 (таблиця 2.5).

Таблиця 2.5- Характеристика гальма ТКГ- 160 У2.

Гальмівний момент M_T , Н·м	100
Діаметр гальмівного шківa, мм	160
Ширина гальмівної колодки, мм	70
Тип гідроштовхача	T-16
Маса, кг	21

Розрахункове прискорення гальмування візка з вантажем, m/c^2 :

$$a = \frac{V_{\delta}}{t_{\delta}} = \frac{0.163}{1.1} = 0.148i / \tilde{n}^2 \quad (2.18)$$

Шлях гальмування візка з вантажем, м:

$$S = \frac{V_{\delta}^2}{2 \cdot a} = \frac{0.163^2}{2 \cdot 0.148} = 0.089i \quad (2.19)$$

Приймаємо шлях гальмування $S = 0.1$ м.

2.6 Розрахунок крутних моментів на валах

Крутний момент на валу приводного колеса, Н·м:

$$\dot{i}_{\hat{e}} = \frac{W \cdot D_{\hat{e}}}{2 \cdot n_{i\delta} \cdot \eta_k} = \frac{22414 \cdot 0.4}{2 \cdot 1.9 \cdot 0.98} = 2408i \cdot i \quad (2.20)$$

де, W – повний статичний опір руху, Н;

η_k – ККД підшипників кочення ходового колеса;

Крутний момент на тихохідному валу редуктора, Н·м:

$$\dot{i}_{\delta.D} = \frac{2M_{\hat{e}}}{\eta_l} = \frac{2 \cdot 2408}{0.99} = 4865i \cdot i \quad (2.21)$$

де, η_m – ККД зубчатої муфти;

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора, , Н·м:

$$\dot{i}_{\phi.D} = \frac{M_{\delta.D}}{i_p \cdot \eta_D} = \frac{4865}{112 \cdot 0.97} = 45i \cdot i \quad (2.22)$$

де, η_p – ККД редуктора;

Крутний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$\dot{i}_{\lambda\hat{A}} = \frac{M_{\phi.D}}{\eta_i} = \frac{45}{0.99} = 46\dot{i} \cdot \dot{i} \quad (2.23)$$

2.7 Перевірка редуктора

Найбільша потужність, яку може передати редуктор, кВт:

$$N_p = \frac{[M_{T.P}] \cdot n_{ДВ}}{9550 \cdot i_p \cdot \eta_p} > P_{cm} \quad (2.24)$$

де, $[M_{T.P}] = 9000$ Н·м – номінальний крутний момент на вихідному (тихохідному) валу редуктора;

$$N_p = \frac{9000 \cdot 900}{9550 \cdot 112 \cdot 0.97} = 7.8\hat{A}\hat{\delta} > 4.5\hat{A}\hat{\delta}$$

2.8 Перевірка зубчатих муфт

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності півмуфти:

$$k_1 = \frac{[M_B]}{M_{max}} > [k_{II}] \quad (2.25)$$

де, $[M_B]$ – крутний момент втулки обраної півмуфти, Н·м;

M_{max} – максимальний момент, яким може бути навантажена зубчата півмуфта, яка з'єднує електродвигун з редуктором ВКУ-610М1-112-23У2, дорівнює максимальному моменту електродвигуна, Н·м;

$[k_{II}]$ – коефіцієнт запасу міцності зубчатої муфти;

$$[k] = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (2.26)$$

де, $k_1 = 1.2$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності передачі [Л.2, додаток А, табл.А1];

$k_2 = 1$ – коефіцієнт, що враховує умови праці [Л.2, додаток А, табл.А2];

$k_3 = 1$ – коефіцієнт кутового переміщення [Л.2, додаток А, табл.А3];

$$[k] = 1.2 \cdot 1 \cdot 1 = 1.2$$

$$k_1 = \frac{810}{118} = 6.8 > 1.2$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності півмуфти, яка розташована на тихохідному валу редуктора:

$$k_2 = \frac{[M_A]}{M_E} > [k_f] \quad (2.27)$$

де, M_k – крутний момент на валу приводного колеса, Н·м;

$$k_2 = \frac{5580}{2408} = 2.3 > 1.2$$

2.9 Визначення навантажень на колеса візка

2.9.1 Навантаження на колеса візка при пересуванні з вантажем

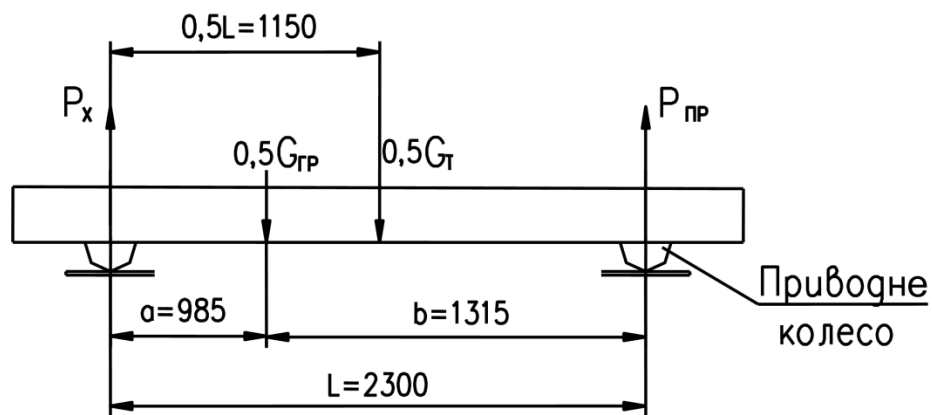


Рисунок 2.2 – Схема навантажень на кінцеву балку візка при пересуванні з вантажем.

Навантаження на привідне колесо візка, Н:

$$P_{ПР} = \frac{0.5G_{ГР} \cdot a}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{М.П})}{2} + \frac{(G_{М.П} - 2G_X)}{2} \quad (2.28)$$

де, $G_{ГР} = 313920$ Н – вага перевозимого вантажу;

$G_T = 166770$ Н – вага візка;

$G_{М.П} = 15814$ Н – вага механізму пересування візка;

$G_X = 1510$ Н – вага установки холостого колеса візка;

$$P_{ПР} = \frac{0.5 \cdot 313920 \cdot 985}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + \frac{(15814 - 2 \cdot 1510)}{2} = 111356 \text{ Н}$$

Навантаження на холосте колесо візка, Н:

$$P_X = \frac{0.5G_{ГР} \cdot b}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{М.П})}{2} + G_X \quad (2.29)$$

$$P_x = \frac{0.5 \cdot 313920 \cdot 1315}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + 1510 = 128989 \text{ Н}$$

2.9.2 Навантаження на колесо візка при пересуванні без вантажу

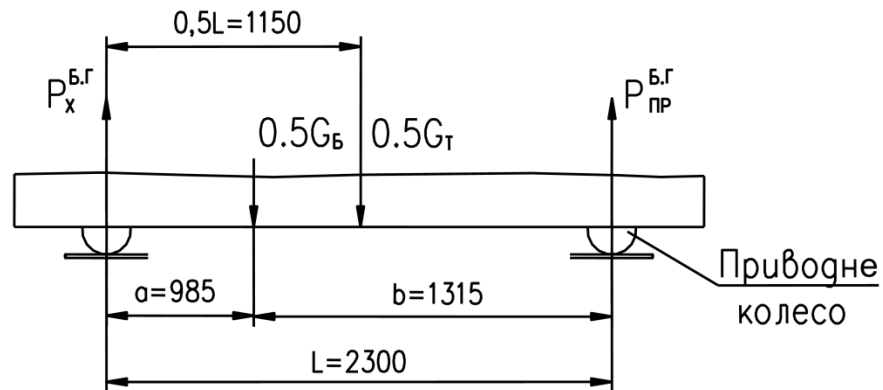


Рисунок 2.3 - Схема навантажень на кінцеву балку візка при пересуванні без вантажу.

Навантаження на привідне колесо візка, Н:

$$P_{пр}^{Б.Г} = \frac{0.5G_B \cdot a}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{М.П})}{2} + \frac{(G_{М.П} - 2G_x)}{2} \quad (2.30)$$

де, $G_B = 29430$ Н – вага захватної балки;

$$P_{пр}^{Б.Г} = \frac{0.5 \cdot 29430 \cdot 985}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + \frac{(15814 - 2 \cdot 1510)}{2} = 50438 \text{ Н}$$

Навантаження на холосте колесо візка, Н:

$$P_x^{Б.Г} = \frac{0.5G_B \cdot b}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{М.П})}{2} + G_x \quad (2.31)$$

$$P_x^{Б.Г} = \frac{0.5 \cdot 29430 \cdot 1315}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + 1510 = 47662 \text{ Н}$$

2.10 Розрахунок запасу зчеплення

2.10.1 Запас зчеплення при розгоні з вантажем

Запас зчеплення ходових коліс з рейками при розгоні на підйом:

$$k_{цл} = \frac{N_{пр} \cdot (\mu_0 + \omega_{\min})}{F_H + W} \geq [k_{цл}] \quad (2.32)$$

$[k_{цл}] = 1.2$ – допустимий коефіцієнт запасу зчеплення;

де, $\mu_0 = 0.2$ – коефіцієнт зчеплення привідних коліс з рейкою при роботі візка під шатром [Л.7, стор. 425];

W – повний статичний опір пересуванню, Н;

$$k_{N\dot{O}} = \frac{222712 \cdot (0.2 + 0.006375)}{1597 + 22414} = 1.9 \geq 1.2$$

Навантаження на приводні колеса, Н:

$$N_{iD} = 2P_{iD} = 2 \cdot 111356 = 222712 \text{ Ї} \quad (2.33)$$

де, $P_{пр}$ – навантаження на привідне колесо візка з вантажем, Н;

Мінімальне значення коефіцієнта опору пересуванню при $k_p = 1$:

$$\omega_{\min} = \frac{\mu_{\dot{O}} \cdot d_{\dot{O}} + 2 \cdot f}{D_{\dot{E}}} \cdot k_D = \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 1 = 0.006375 \quad (2.34)$$

Сила інерції мас візка з вантажем, Н:

$$F_{\dot{E}} = \frac{(m_{\dot{O}} + m_{\dot{A}D}) \cdot V_{\dot{O}}}{t_I} \quad (2.35)$$

де, $t_{п} = 5\text{с}$ – час розгону механізму до номінальної швидкості;

$$F_{\dot{E}} = \frac{(17000 + 32000) \cdot 0.163}{5} = 1597 \text{ Ї}$$

2.10.2 Запас зчеплення при розгоні без вантажу

Запас зчеплення ходових коліс з рейками при розгоні на підйом:

$$k_{CI}^{B.G} = \frac{N_{IP}^{B.G} \cdot (\mu_0 + \omega_{\min})}{F_H^{B.G} + W^{B.G}} \geq [k_{CI}] \quad (2.36)$$

де, $W^{B.G}$ – повний статичний опір пересуванню візка баз вантажу, Н;

Навантаження на приводні колеса, Н:

$$N_{iD}^{A.\bar{A}} = 2P_{iD}^{A.\bar{A}} = 2 \cdot 50438 = 100876 \text{ Ї} \quad (2.37)$$

де, $P_{пр}^{B.G}$ – навантаження на привідне колесо візка без вантажу, Н;

Сила інерції мас візка без вантажу, Н:

$$F_{\dot{E}}^{A.\bar{A}} = \frac{(m_{\dot{O}} + m_{\bar{A}}) \cdot V_{\dot{O}}}{t_I} = \frac{(17000 + 3000) \cdot 0.163}{5} = 652 \text{ Ї} \quad (2.38)$$

$$k_{N\dot{O}}^{A.\bar{A}} = \frac{100876 \cdot (0.2 + 0.006375)}{652 + 8317} = 2.3 \geq 1.2$$

2.11 Розрахунок колеса

Контактні напруження в ободі колеса при точеному контакті колеса візка і рейки, $\text{кг}/\text{см}^2$:

$$\sigma_{CM} = 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{r^2}} \leq [\sigma_{CM}] \quad (2.39)$$

де, $P = 128989 \text{ Н}$ – максимальний розрахунковий тиск колеса на рейку;

$r = 40 \text{ см}$ – радіус округлення головки рейки КР70А ГОСТ 4121-96;

$R = 20 \text{ см}$ – радіус ходового колеса;

$m = 0.49$ – коефіцієнт, який залежить від відношення найменшого радіуса до найбільшого з двох радіусів дотичних поверхонь ($\frac{R}{r} = \frac{20}{40} = 0.5$)

[Л.8, табл. 138];

$[\sigma_{\text{CM}}] = 22000 \text{ кг/см}^2$ – допустиме контактне напруження при точеному контакті для колеса зі сталі 65Г при твердості поверхні катання $\text{HB} > 300$;

$$\sigma_{\tilde{m}} = 16500 \cdot 0.49 \cdot \sqrt[3]{\frac{128989}{9.81 \cdot 40^2}} = 16316 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \leq 22000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$$

2.12 Розрахунок вала привідного колеса

Матеріал вала – сталь 40Х-2 ГОСТ 4543-71.

Межа текучості: $\sigma_T = 395 \text{ МПа}$;

Межа міцності: $\sigma_B = 615 \text{ МПа}$;

Допустиме напруження згину, МПа:

$$[\sigma]_{\tilde{e}} = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.40)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу;

$\gamma_c = 0.8$ – Коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_n = 1.75$ – коефіцієнт надійності по призначенню;

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$$[\sigma]_{\tilde{e}} = \frac{395 \cdot 1.2 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 188 \frac{\text{МПа}}{\text{см}^2}$$

Допустиме напруження зрізу, МПа:

$$[\tau]_{\tilde{e}\tilde{d}} = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.41)$$

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу;

$$[\tau]_{\tilde{e}\tilde{d}} = \frac{395 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 94 \frac{\text{МПа}}{\text{см}^2}$$

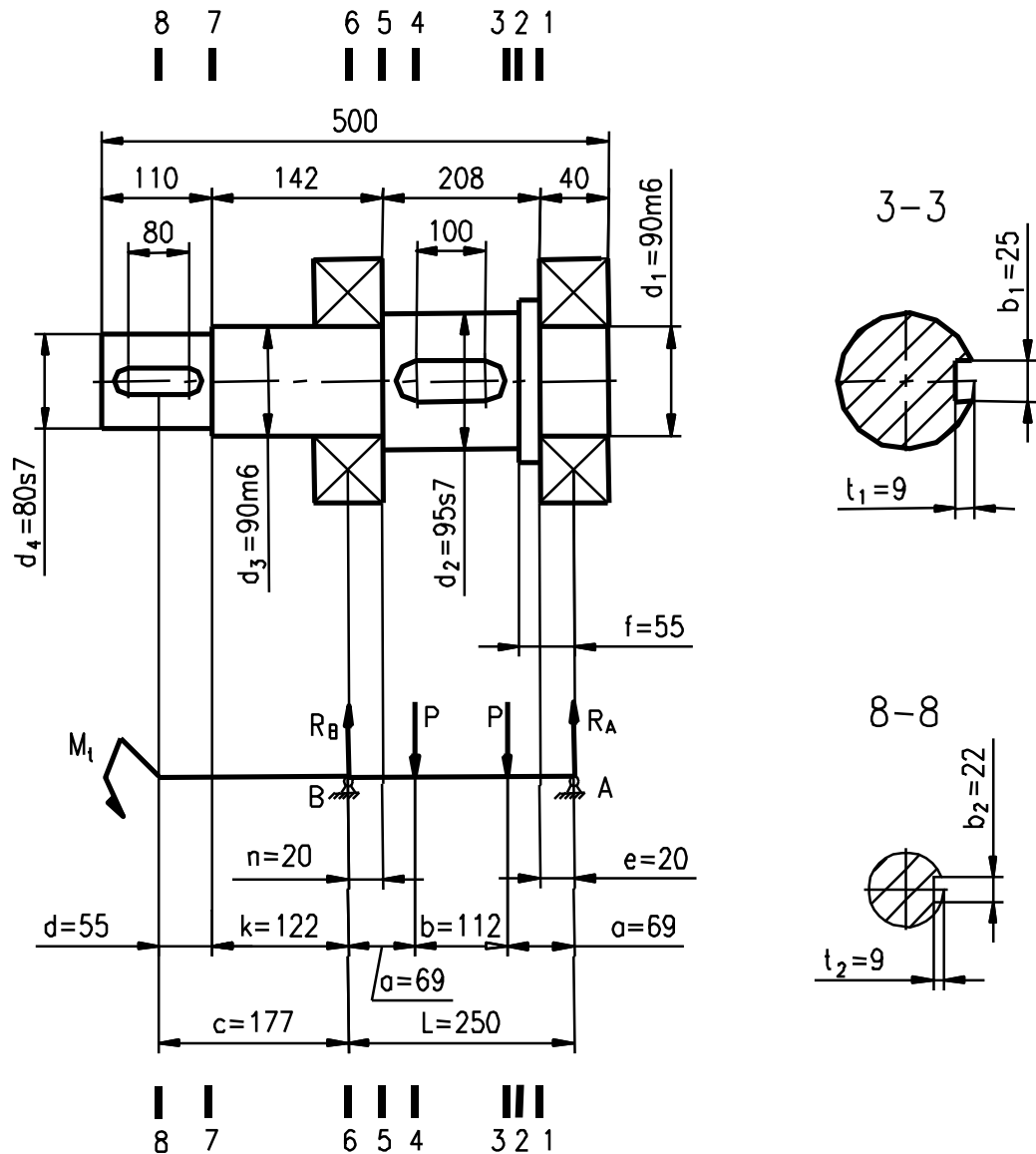


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема вала привідного колеса візка.

2.12.1 Розрахунок вала привідного колеса на міцність

Навантаження на вал від колеса візка прикладена на відстані $0.2B$ від торців колеса, мм:

$$b = B - 0.2 \cdot B = 140 - 0.2 \cdot 140 = 112 \text{ мм} \quad (2.42)$$

де, $B = 140$ мм – ширина колеса;

Навантаження, яке діє на вал, Н:

$$D = 0.5 \cdot D_{пр} = 0.5 \cdot 111356 = 55678 \text{ Н} \quad (2.43)$$

де, $D_{пр}$ – навантаження на привідне колесо візка, Н;

Знаходимо опорні реакції, Н:

$$R_A = R_A = P = 55678 \text{ Н} \quad (2.44)$$

Згинаючі моменти в небезпечних перерізах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } \dot{M}_1 = R_A \cdot a = 55678 \cdot 20 = 1113560 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.45)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \dot{M}_2 = R_A \cdot f = 55678 \cdot 55 = 3062290 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.46)$$

$$\text{Перетин 3-3: } \dot{M}_3 = R_A \cdot a = 55678 \cdot 69 = 3841782 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.47)$$

$$\text{Перетин 4-4: } \dot{M}_4 = R_A \cdot a = 55678 \cdot 69 = 3841782 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.48)$$

$$\text{Перетин 5-5: } \dot{M}_5 = R_A \cdot n = 55678 \cdot 20 = 1113560 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.49)$$

Діючі напруження в небезпечних перерізах, МПа:

Перетин 1-1:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}1} = \frac{M_1}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{1113560}{0.1 \cdot 90^3} = 15 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.50)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\dot{N}D1} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_A}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 55678}{3.14 \cdot 90^2} = 12 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.51)$$

Перетин 2-2:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}2} = \frac{M_2}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{3062290}{0.1 \cdot 95^3} = 36 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.52)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\dot{N}D2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_B}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 55678}{3.14 \cdot 95^2} = 11 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.53)$$

Перетин 3-3:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}3} = \frac{M_3}{W_3} = \frac{3841782}{75372} = 51 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.54)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\dot{N}D3} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A}{F_3} = \frac{4}{3} \cdot \frac{55678}{6860} = 11 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.55)$$

$$\text{Кручення: } \tau_{\dot{E}D3} = \frac{M_{\dot{E}}}{W_{\dot{E}D3}} = \frac{2408000}{159501} = 15 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.56)$$

Приведені напруження:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{\dot{E}3}^2 + 3 \cdot \tau_{\dot{E}D3}^2} = \sqrt{51^2 + 3 \cdot 15^2} = 57 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.57)$$

$$\tau_3 = \tau_{\dot{N}D3} + \tau_{\dot{E}D3} = 11 + 15 = 26 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.57)$$

Момент опору перетину вала зі шпонкою, мм^3 :

$$W_3 = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} - \frac{b_1 \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)^2}{2 \cdot d_2} = \frac{3.14 \cdot 95^3}{32} - \frac{25 \cdot 9 \cdot (95 - 9)^2}{2 \cdot 95} = 75372 \text{ мм}^3 \quad (2.58)$$

Площа перетину валу зі шпонкою, мм^2 :

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} - b_1 \cdot t_1 = \frac{3.14 \cdot 95^2}{4} - 25 \cdot 9 = 6860 \text{ мм}^2 \quad (2.59)$$

Момент опору перетину валу зі шпонкою при крученні, мм^3 :

$$W_{\hat{E}D3} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} - \frac{b_1 \cdot t_1 \cdot (d_2 - t_1)^2}{2 \cdot d_2} = \frac{3.14 \cdot 95^3}{16} - \frac{95 \cdot 9 \cdot (95 - 9)^2}{2 \cdot 95} = 159501 \text{ мм}^3 \quad (2.60)$$

Перетин 6-6:

$$\text{Кручення: } \tau_{\hat{E}D6} = \frac{M_{\hat{E}D}}{0.2 \cdot d_4^3} = \frac{2408000}{0.2 \cdot 80^3} = 24 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.61)$$

Перетин 7-7:

$$\text{Кручення: } \tau_{\hat{E}D7} = \frac{M_{\hat{E}D}}{W_{\hat{E}D7}} = \frac{2408000}{94242} = 26 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.62)$$

Момент опору перетину вала зі шпонкою при крученні, мм^3 :

$$W_{\hat{E}D7} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{16} - \frac{b_2 \cdot t_2 \cdot (d_4 - t_2)^2}{2 \cdot d_4} = \frac{3.14 \cdot 80^3}{16} - \frac{22 \cdot 9 \cdot (80 - 9)^2}{2 \cdot 80} = 94242 \text{ мм}^3 \quad (2.63)$$

2.12.2 Розрахунок вала привідного колеса на витривалості по еквівалентному навантаженню

Перевіряємо перетини вала 2-2 та 6-6 на виносливість.

Еквівалентний згинаючий момент в перетині 2-2 вала, Н·мм:

$$M_{\hat{y}e\hat{a}2} = M_2 \cdot k_q = 3062290 \cdot 0.75 = 2296718 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.64)$$

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності;

Напруження згину в перетині 2-2 вала, МПа:

$$\sigma_{\hat{y}e\hat{a}2} = \frac{M_{\hat{y}e\hat{a}2}}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{2296718}{0.1 \cdot 95^3} = 27 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (2.65)$$

Еквівалентний згинаючий момент в перетині 6-6 вала, Н·мм:

$$M_{\hat{y}e\hat{a}6} = M_{\hat{E}D} \cdot k_q = 2408000 \cdot 0.75 = 1806000 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.66)$$

Напруження згину в перетині 6-6 вала, МПа:

$$\tau_{\text{y\u0177\u0177\u0177}} = \frac{M_{\text{\u0177\u0177}}}{0.2 \cdot d_3^3} = \frac{2408000}{0.2 \cdot 90^3} = 17 \text{ МПа} < [\tau_{\text{кр}}] \quad (2.67)$$

Допустиме напруження згину по симетричному циклу, МПа:

$$[\sigma_{\text{z}}]' = \frac{\sigma_{-1}}{k} \cdot \frac{1}{n} = \frac{264}{3.6} \cdot \frac{1}{1.4} = 52 \text{ МПа} \quad (2.68)$$

де, $\sigma_{-1} = 0.43 \cdot \sigma_B = 0.43 \cdot 615 = 264 \text{ МПа}$ – межа витривалості при згині;

$k = 3.6$ – коефіцієнт зниження межі витривалості для посадок з натягом [Л.7, табл.V.1.62];

$n = 1.4$ – запас міцності для поковки механізму пересування [Л.7, табл.V.1.63];

Допустиме напруження кручення по симетричному циклу, МПа:

$$[\tau_{\text{z\u0177}}] = \frac{\tau_{-1}}{k} \cdot \frac{1}{n} = \frac{135}{2.3} \cdot \frac{1}{1.4} = 42 \text{ МПа} \quad (2.69)$$

де, $\tau_{-1} = 0.22 \cdot \sigma_B = 0.22 \cdot 615 = 135 \text{ МПа}$ – межа витривалості при крученні;

$k = 3.6$ – коефіцієнт зниження межі витривалості для вала зі шпонковим пазом [Л.7, табл.V.1.62];

2.13 Підйом затвора

2.13.1 Навантаження на колесо візка при підйомі номінального

вантажу

Навантаження на привідне колесо візка, Н:

$$P_{\text{пр}}^H = \frac{0.5 \cdot 2Q \cdot a}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{\text{м.п}})}{2} + \frac{(G_{\text{м.п}} - 2G_X)}{2} \quad (2.70)$$

де, $G_T = 166770 \text{ Н}$ – вага візка;

$G_{\text{м.п}} = 15814 \text{ Н}$ – вага механізму пересування візка;

$G_X = 1510 \text{ Н}$ – вага установки холостого колеса візка;

$$P_{\text{пр}}^H = \frac{0.5 \cdot 2 \cdot 157000 \cdot 985}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + \frac{(15814 - 2 \cdot 1510)}{2} = 111373 \text{ Н}$$

Навантаження на холосте колесо візка, Н:

$$P_X^H = \frac{0.5 \cdot 2Q \cdot b}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{\text{м.п}})}{2} + G_X \quad (2.71)$$

$$P_x^H = \frac{0.5 \cdot 2 \cdot 157000 \cdot 1315}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + 1510 = 129012 \text{ Ї}$$

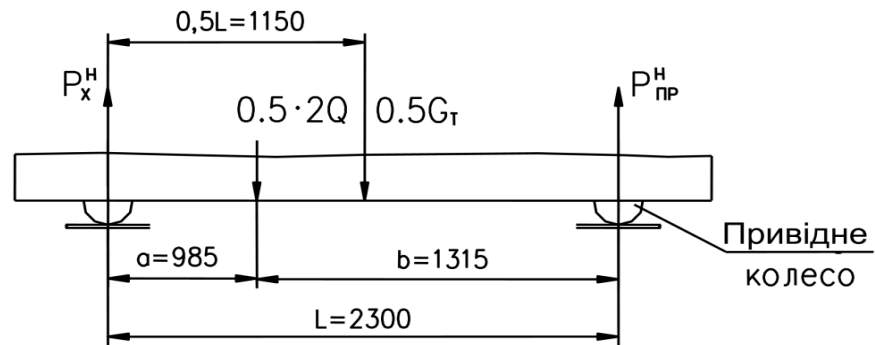


Рисунок 2.6 – Схема навантажень на кінцеву балку візка при підйомі номінального вантажу.

2.13.2 Навантаження на колеса візка при підйомі випробного вантажу

Навантаження на привідне колесо візка, Н:

$$P'_{пр} = \frac{1.25 \cdot 0.5 \cdot 2Q \cdot a}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{м.п.})}{2} + \frac{(G_{м.п.} - 2G_x)}{2} \quad (2.72)$$

$$P'_{пр} = \frac{1.25 \cdot 0.5 \cdot 2 \cdot 157000 \cdot 985}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + \frac{(15814 - 2 \cdot 1510)}{2} = 128182 \text{ Ї}$$

де, $G_T = 166770 \text{ Н}$ – вага візка;

$G_{м.п.} = 15814 \text{ Н}$ – вага механізму пересування візка;

$G_x = 1510 \text{ Н}$ – вага установки холостого колеса візка;

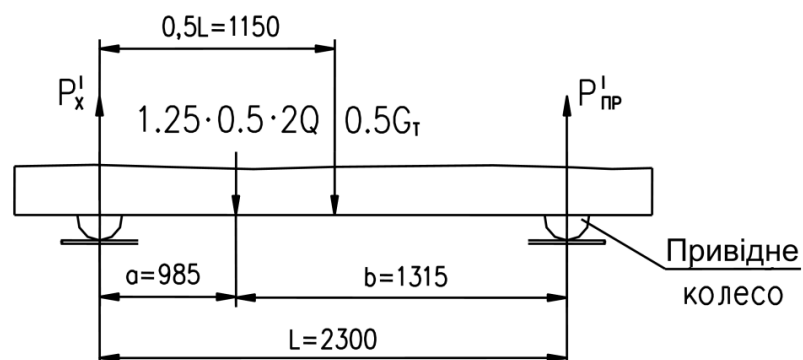


Рисунок 2.7 – Схема навантажень на кінцеву балку візка при пересуванні з вантажем.

Навантаження на холосте колесо візка, Н:

$$P'_x = \frac{1.25 \cdot 0.5 \cdot 2Q \cdot b}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{M.II})}{2} + G_x \quad (2.73)$$

$$P'_x = \frac{1.25 \cdot 0.5 \cdot 2 \cdot 157000 \cdot 1315}{2300} + \frac{0.5 \cdot (166770 - 15814)}{2} + 1510 = 151453 \text{ Н}$$

2.14 Розрахунок вала привідного колеса на міцність по максимальному навантаженню

Визначення опорних реакцій, Н:

$$R_A^{\max} = R_B^{\max} = 0.5P'_{IB} = 0.5 \cdot 128182 = 64091 \text{ Н} \quad (2.74)$$

Згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_1^{\max} = R_A^{\max} \cdot e = 64091 \cdot 20 = 1281820 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.75)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_3^{\max} = R_A^{\max} \cdot a = 64091 \cdot 69 = 4422279 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.76)$$

Діючі напруження в перетинах, МПа:

Перетин 1-1:

$$\text{Згин: } \sigma_{E1}^{\max} = \frac{M_1^{\max}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{1281820}{0.1 \cdot 90^3} = 18 \text{ МПа} < [\sigma_{II}] \quad (2.77)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{CP1}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_A^{\max}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 64091}{3.14 \cdot 90^2} = 13 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.78)$$

Перетин 3-3:

$$\text{Згин: } \sigma_{E3}^{\max} = \frac{M_3^{\max}}{W_3} = \frac{4422279}{75372} = 59 \text{ МПа} < [\sigma_{II}] \quad (2.79)$$

$$\text{Зріз: } \tau_3^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A^{\max}}{F_3} = \frac{4}{3} \cdot \frac{64091}{6860} = 13 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.80)$$

де, $W_3 = 75372 \text{ мм}^3$ - момент опору перетину вала зі шпонкою;

$F_3 = 6860 \text{ мм}^2$ - площа перетину вала зі шпонкою;

2.15 Розрахунок шпонок вала привідного колеса

Розрахунок шпонки вала привідного колеса перетину 3-3:

В перетині 3-3 вала прийнята шпонка 2-25×14×100 ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_T = 355 \text{ МПа}$;

Межа міцності: $\sigma_B = 600$ МПа;

Матеріал колеса – сталь 65Г ГОСТ 14959-79.

Межа текучості: $\sigma_T = 450$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 635$ МПа;

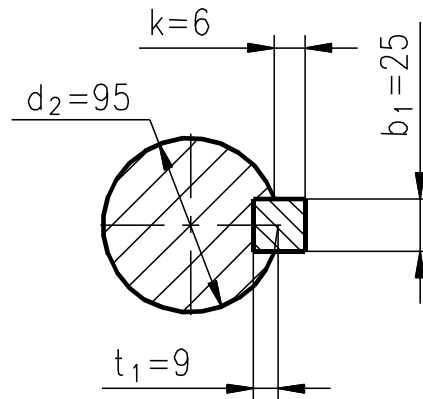


Рисунок 2.8 – Ескіз перетину 3-3 вала зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

Допустиме напруження зминання: $[\sigma_{зм}] = 0.65 \cdot \sigma_T = 0.65 \cdot 355 = 230$ МПа;

Допустиме напруження зрізу: $[\tau_{зр}] = 0.5 \cdot \sigma_T = 0.5 \cdot 355 = 178$ МПа;

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{\bar{H}} = \frac{2 \cdot M_{\hat{E}}}{d_2 \cdot L \cdot k} = \frac{2 \cdot 2408000}{95 \cdot 100 \cdot 6} = 85 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{CM}}] \quad (2.81)$$

де, $M_K = 2408000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – крутний момент при номінальному навантаженні;

$L = 100 \text{ мм}$ – довжина шпонки;

Діюче напруження зрізу, МПа:

$$\tau_{\text{CP}} = \frac{2 \cdot M_K}{d_2 \cdot b_1 \cdot L} = \frac{2 \cdot 2408000}{95 \cdot 25 \cdot 100} = 20 \text{ МПа} < [\tau_{\text{CP}}] \quad (2.82)$$

Розрахунок шпонки вала привідного колеса перетину 8-8:

Матеріал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_T = 355$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 600$ МПа;

Матеріал колеса – сталь 65Г ГОСТ 14959-79.

Межа текучості: $\sigma_T = 450$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 635$ МПа;

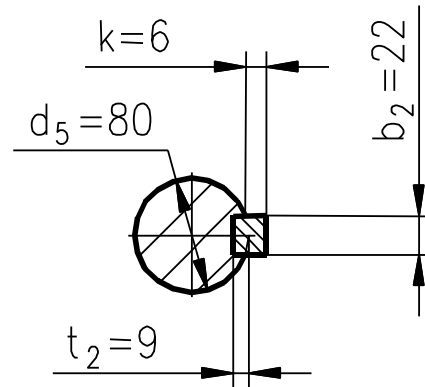


Рисунок 2.9 – Ескіз перетину 8-8 вала зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

Допустиме напруження зминання: $[\sigma_{зм}] = 0.65 \cdot \sigma_T = 0.65 \cdot 355 = 230$ МПа;

Допустиме напруження зрізу: $[\tau_{сп}] = 0.5 \cdot \sigma_T = 0.5 \cdot 355 = 178$ МПа;

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{\bar{N}} = \frac{2 \cdot M_k}{d_5 \cdot L \cdot k} = \frac{2 \cdot 2408000}{80 \cdot 80 \cdot 6} = 125 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] \quad (2.83)$$

де, $M_k = 2408000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – крутний момент при номінальному навантаженні;

$L = 80 \text{ мм}$ – довжина шпонки;

Діюче напруження зрізу, МПа:

$$\tau_{сп} = \frac{2 \cdot M_k}{d_5 \cdot b_2 \cdot L} = \frac{2 \cdot 2408000}{80 \cdot 22 \cdot 80} = 34 \text{ МПа} < [\tau_{сп}] \quad (2.84)$$

2.16 Розрахунок підшипників привідного колеса візка

По максимальному навантаженню на підшипник колеса візка ($0.5 D_0 = 0.5 \cdot 151453 = 75727$ Н) перевіряємо підшипник на статичне навантаження, а по навантаженням, які виникають при переміщенні візка з номінальним перевозимим вантажем ($0.5 P_x = 0.5 \cdot 128989 = 64495$ Н) перевіряємо підшипник на довговічність по еквівалентному динамічному навантаженню. В

останньому випадку підшипники розраховуються з урахуванням горизонтальних поперечних тисках R на колеса. При відстані між підшипниками L додаткове радіальне навантаження на підшипник від дії

сили R складає $\Delta N = \frac{R \cdot D_w}{2 \cdot L}$.

Додаткове радіальне навантаження на підшипник, Н:

$$\Delta N = \frac{R \cdot D_w}{2 \cdot L} = \frac{6450 \cdot 400}{2 \cdot 250} = 5160 \text{ Н} \quad (2.85)$$

Горизонтальний поперечний тиск на колесо, Н:

$$R = \frac{0.1 P_x}{2} = \frac{0.1 \cdot 128989}{2} = 6450 \text{ Н} \quad (2.86)$$

Навантаження на підшипник, Н:

$$N = R_b + \Delta N = 55678 + 5160 = 60838 \text{ Н} \quad (2.87)$$

Обираємо підшипник 3518 ГОСТ 5721-75.

$X = 1$, $Y = 2.54$, $Y_0 = 2.48$

Статична вантажопідйомність: $C_0 = 159000 \text{ Н}$.

Динамічна вантажопідйомність: $C = 216000 \text{ Н}$.

Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н:

$$P_0 = X_0 \cdot R_A^{\max} = R_B^{\max} = 0.5 P'_x = 0.5 \cdot 151453 = 75727 \text{ Н} < C_0 \quad (2.88)$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н:

$$P = (X \cdot N + Y \cdot R) \cdot k_b \cdot k_t \quad (2.89)$$

де, $k_b = 1.5$ – коефіцієнт умов роботи для ходових колес механізма пересування візка;

$k_t = 1$ - температурний коефіцієнт;

$$P = (1 \cdot 60838 + 2.54 \cdot 6450) \cdot 1.5 \cdot 1 = 115832 \text{ Н}$$

Довговічність підшипника, год:

$$L_{II} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p > L \quad (2.90)$$

де, $n = 10 \text{ об/хв}$ – швидкість обертання колеса;

$p = \frac{10}{3}$ - показник ступені для роликових підшипників;

$L = 1000$ год – довговічність підшипника для легкого режиму роботи;

$$L_f = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{216000}{115832} \right)^{\frac{10}{3}} = 13302 \text{ год} > L$$

2.17 Розрахунок тихохідного трансмісійного вала

Тихохідний трансмісійний вал механізму пересування візка з'єднує привідне колесо з тихохідним ступенем редуктора ВКУ-610М-112. Вал виготовлений з труби $\varnothing 133 \times 8$ ГОСТ 8732-78.

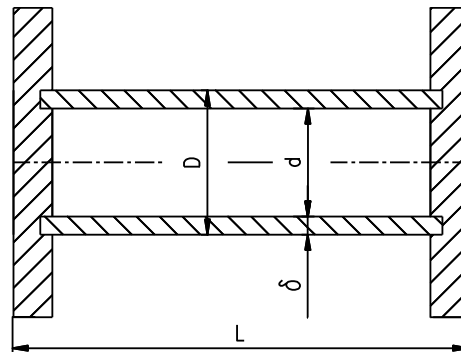


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема вала з фланцями.

Матеріал вала – сталь 20 ГОСТ 1050-88.

Труба 133×8 ГОСТ 8731-74

Межа текучості: $\sigma_T = 355$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 600$ МПа;

Допустиме напруження при розрахунку вала на кручення, МПа:

$$[\tau_t] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.91)$$

де, $c = 0.63$ – коефіцієнт переходу від основних до производних опорам матеріалу;

$\gamma_c = 0.8$ – коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$\gamma_n = 1.5$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$$[\tau_t] = \frac{355 \cdot 0.63 \cdot 0.8}{1.15 \cdot 1.5} = 73 \text{ МПа}$$

Крутний момент на трансмісійному валу, Н·мм:

$$M_A = \frac{M_k}{\eta_i} = \frac{2408000}{0.99} = 2432323 \text{ Н·мм} \quad (2.92)$$

Дотичні напруження кручення в перетині вала, МПа:

$$\tau_t = \frac{M_A}{W_k} < [\tau_t] \quad (2.93)$$

$$\tau_t = \frac{2432323}{188740} = 13 \text{ МПа} < [\tau_t]$$

Момент опору крученню перетину труби, мм⁴:

$$W_k = \frac{0.2(D^4 - d^4)}{D} \quad (2.94)$$

де, D – зовнішній діаметр вала, мм;

d – внутрішній діаметр вала, мм;

$$W_k = \frac{0.2(133^4 - 117^4)}{133} = 188740 \text{ мм}^4$$

Кут закручення вала довжиною L = 3575 мм, хв.:

$$\varphi = \frac{M_A \cdot L}{G \cdot J_p} < [\varphi_L] \quad (2.95)$$

$$\varphi = \frac{2432323 \cdot 3575}{8 \cdot 10^4 \cdot 12551200} = 0.0087 \text{ рад} \approx 10' < [\varphi_L]$$

де, G = 8·10⁴ МПа - модуль здвигу для сталі;

Момент інерції перетину вала при крученні, мм⁴:

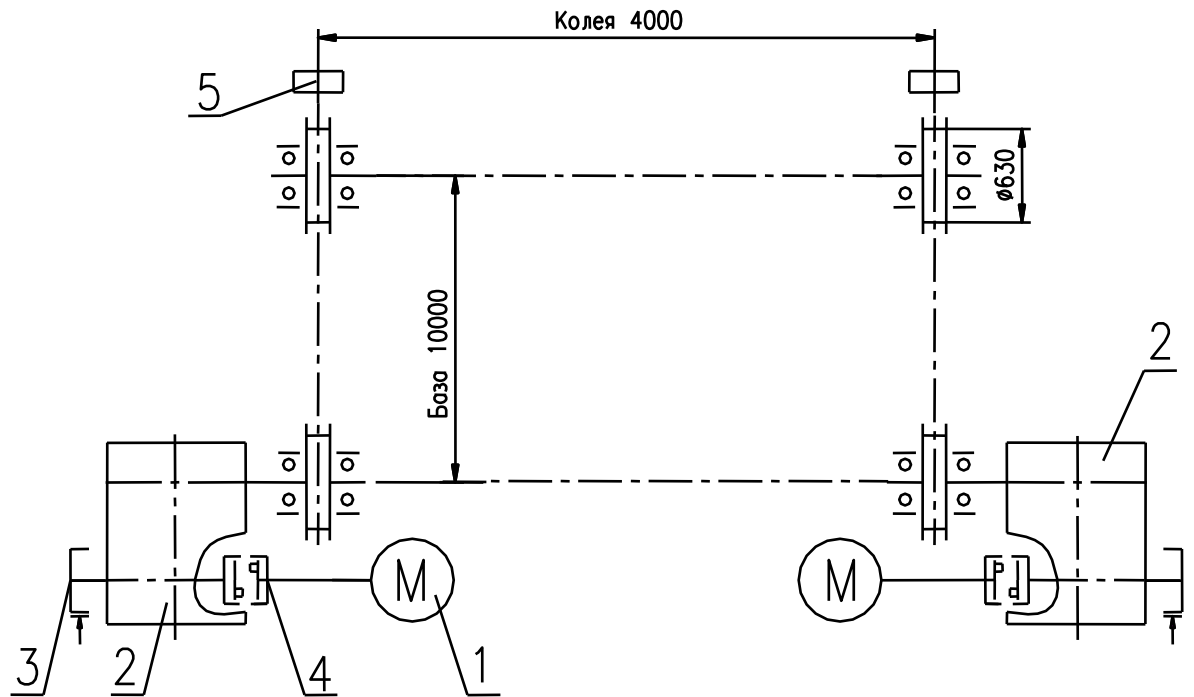
$$J_p = 0.1(D^4 - d^4) = 0.1 \cdot (133^4 - 117^4) = 12551200 \text{ мм}^4 \quad (2.96)$$

Допустимий кут закручення для довжини вала L = 3.575 м, хв.:

$$[\varphi_L] = 15' \cdot 3.575 = 54' \quad (2.97)$$

де, [φ] = 15'...20' – допустимий кут закручення на 1 м довжини авла, хв.;

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА



1. Електродвигун ДМТН 112-6 У1 N=4.5кВт, n=900об/мин;
2. Редуктор 3ЦЗвкф-250-100-37ПшпУ1;
3. Гальмо ТКГ-160У2;
4. Півмуфта зубчата;
5. Захват протиугінний напівавтоматичний;

Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму пересування крана.

Таблиця 3.1 – Вихідні данні

Параметри	Позначення	Величина
Клас механізму по ISO 4301/1		M2
Маса крана, кг (прийнята для розрахунку)	$m_{кр}$	50000
Вага крана, Н	$G_{кр} = g m_{кр}$	490500
Маса перевозимого вантажу (затвор і захватна балка), кг	$m_{гр}$	32000
Вага перевозимого вантажу, Н	$G_{гр} = g m_{гр}$	313920
Маса захватної балки, кг	m_6	3000
Вага захватної балки, Н	$G_6 = g m_6$	29430
Швидкість пересування крана максимально задана м/хв, (м/с).	V	18 (0.3)
Діаметр ходового колеса, мм	D_k	630
Загальна кількість колес	n	4
Кількість приводних колес	$n_{пр}$	2
Тип привода		окремий

3.1 Визначення опорів пересування крана в робочому стані з вантажем

Сумарний статичний опір пересуванню, Н:

$$W = W_{од} + W_о + W_A = 4424 + 2413 + 17013 = 23850 \text{ Н} \quad (3.1)$$

Опір пересуванню крана від сил тертя, Н:

$$W_{TP} = (G_{кр} + G_{гр}) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_k} \cdot k_p \quad (3.2)$$

де, $\mu_{ц} = 0.015$ – коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса;

$d_{ц} = 130 \text{ мм}$ – діаметр цапфи колеса;

$f = 0.6 \text{ мм}$ – важіль тертя кочення;

$k_p = 1.1$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса о рейку;

$G_{кр}$ – вага крана, Н;

$G_{гр}$ – вага вантажу, Н;

$$W_{TP} = (490500 + 313920) \cdot \frac{0.015 \cdot 130 + 2 \cdot 0.6}{630} \cdot 1.1 = 4424 \text{ Н}$$

Опір від уклону підкранових рейок, Н:

$$W_{\delta} = i_y \cdot (G_{\hat{E}D} + G_{\hat{A}D}) = 0.003 \cdot (490500 + 313920) = 2413 \text{ Н} \quad (3.3)$$

де, $i_y = 0.003$ – нахил підкранових рейок;

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

$$W_{\hat{A}} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8 + W_9 \quad (3.4)$$

де, $W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_6, W_7, W_8, W_9$ – опори від вітрового навантаження (див. табл.3.2).

$$W_{\hat{A}} = 4758 + 1342 + 6434 + 886 + 566 + 413 + 925 + 231 + 1458 = 17013 \text{ Н}$$

Вітрове навантаження, яке діє на елементи конструкції крана і вантаж

[Л 12]:

$$W_{\hat{a}} = \hat{A}_i \cdot w \cdot k \cdot c \cdot n \quad (3.5)$$

де, A_i – навітряна площа елемента конструкції крана;

$w_p = 250$ Па – динамічний тиск вітру робочого стану;

k – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску вітру;

c – коефіцієнт аеродинамічної сили;

$n = 1$ – коефіцієнт перевантаження;

Таблиця 3.2 – Визначення опорів від вітрового навантаження робочого стану з вантажем.

Навітряний елемент	Кіл- -ть	h, м	a, м	A, м ²	w _p , Па	k	c	n	W _B =A·w·k·c· n, Н
Шатер		2.68	6.1	15.86	250	1	1.2	1	W ₁ =4758

Металоконструкція крана:									
ходові балки	2	1.3	1.25	3.25	1	1.65	1	$W_2 = 1342$	
опори крана	4	7.02	0.5	14.04	1	1.85	1	$W_3 = 6434$	
гол. балки моста	2	0.6	3.28	3.936	1	0.9	1	$W_4 = 886$	
Підвіски	2	1.223	0.5	1.223	1	1.85	1	$W_5 = 566$	
Захватна балка	1	1	1	1	1	165	1	$W_6 = 413$	
Затвор	1	2	1	2	1	185	1	$W_7 = 925$	
Кабельний барабан	1	2.5	0.2	0.5	1	1.85	1	$W_8 = 231$	
Кабіна	1	2.18	2.23	4.86	1	1.2	1	$W_9 = 1458$	

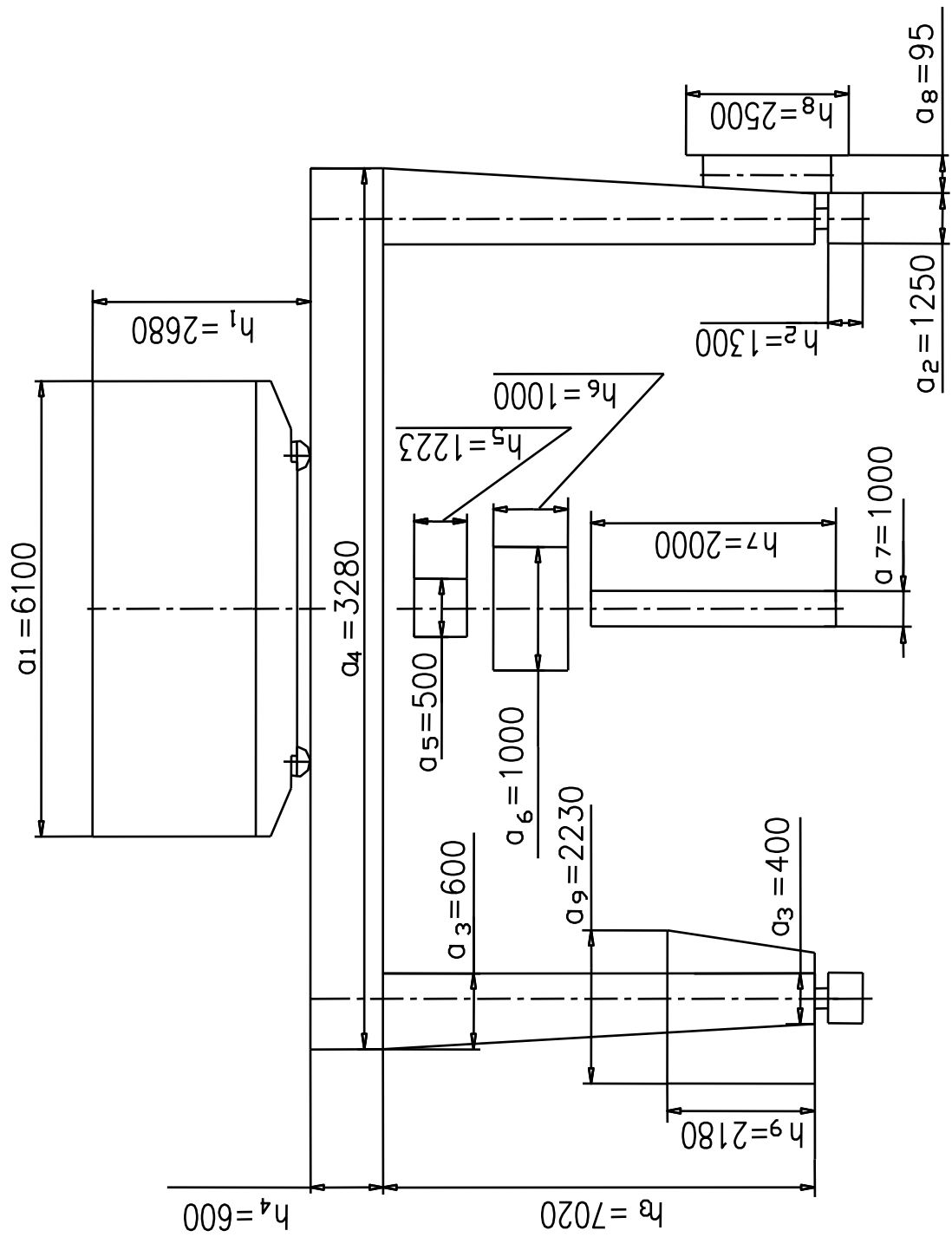


Рисунок 3.2 – Схема навітряних площ крана і вантажу, який переміщують вздовж рейок.

3.2 Вибір електродвигуна

Розрахункова статична вантажопідйомність, кВт:

$$P_{ст} = \frac{W' \cdot V}{z \cdot \eta_0} \quad (3.6)$$

де, $z = 2$ – кількість приводів пересування крана;

ККД механізму пересування крана:

$$\eta_0 = \eta_k \cdot \eta_\delta \cdot \eta_i \quad (3.7)$$

де, $\eta_k = 0.98$ – ККД підшипників кочення ходового колеса;

$\eta_p = 0.97$ – ККД редуктора;

$\eta_m = 0.99$ – ККД зубчастої муфти;

$$\eta_0 = 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 0.94$$

Опір пересуванню крана, необхідний для вибору електродвигуна, кН:

$$W' = W_{\delta D} + W_\delta + 0.7 \cdot W_A = 4424 + 2413 + 0.7 \cdot 17013 = 18.75 \text{ кН} \quad (3.8)$$

$$P_{с\delta} = \frac{18.75 \cdot 0.3}{2 \cdot 0.94} = 3.0 \text{ кВт}$$

З каталогу обираємо двигун типу ДМТН 112-6 У1 з фазним ротором (таблиця 3.3).

Таблиця 3.3 – Характеристика двигуна ДМТН 112-6 У1.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	4.5
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	900
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	0.068
Максимальний момент M_{max} , Н·м	118
Номінальний момент електродвигуна $M_{ном}$, Н·м	
$i_{\text{н\ddot{o}m}} = 9550 \cdot \frac{N}{n_{\text{н\ddot{o}m}}}$	48

3.3 Вибір редуктора механізму пересування крана

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_n = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{дв}}{60 \cdot V} \quad (3.9)$$

де, D_k – діаметр колеса крана, м;

$n_{дв}$ – частота обертання двигуна, хв.⁻¹;

V – швидкість пересування крана, м/с;

$$i_i = \frac{3.14 \cdot 0.63 \cdot 900}{60 \cdot 0.3} = 98.9$$

Обираємо редуктор ЗЦЗ-250-100-37У1(таблиця 3.4).

Таблиця 3.4 – Характеристика редуктора ЗЦЗ-250-100-37У1.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Частота обертання $n_{дв}$, хв. ⁻¹	1000
Номінальне передаточне відношення	100
Максимальний момент $M_{мах}$, Н·м	12000
Маса, кг	360

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_{\delta} = \frac{\pi \cdot D_e \cdot n_{\delta\delta}}{60 \cdot i_{\delta}} = \frac{3.14 \cdot 0.63 \cdot 900}{60 \cdot 100} = 0.297 \text{ м/с} \quad (3.10)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої, %:

$$\Delta V = \frac{|V_{\delta} - V_{\delta}|}{V_{\delta}} \cdot 100\% = \frac{|0.3 - 0.297|}{0.3} \cdot 100\% = 1\% \quad (3.11)$$

що допустимо, $[\Delta V] = \pm 5\%$.

3.4 Вибір гальм

Час гальмування, с:

$$t_T = \frac{V_{\delta}}{[a_T]} = \frac{0.297}{0.15} = 2 \text{ с} \quad (3.12)$$

де, $[a_T] = 0.15 \text{ м/с}^2$ - допустиме прискорення при гальмуванні візка;

Необхідний гальмівний момент одного гальма при пересуванні під нахилом, Н·м:

$$M_T = \left\{ \left(W_B + W_y - \frac{W_{mp}}{k_p} \right) \cdot \frac{D_k \cdot \eta_0}{n_T \cdot 2 \cdot i_p} + \frac{n_{\text{дв}}}{9.55 n_T \cdot t_T} \cdot \left[z \cdot 1.2 \cdot (I_P + I_M) + \frac{(m_{KP} + m_{TP}) \cdot D_k^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_p^2} \right] \right\} \quad (3.13)$$

де, $I_M = 0.0275 \text{ кг/м}^2$ - момент інерції гальмівного шківів з муфтою;

$I_P = 0.068 \text{ кг/м}^2$ - момент інерції ротора двигуна;

$n_T = 2$ – кількість гальм на приводі;

i_p – номінальне передаточне відношення редуктора;

$k_p = 1.1$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса о рейку;

$\eta_0 = 0.932$ – ККД механізму пересування крана;

$$M_T = \left(17013 + 2413 - \frac{4424}{1.1} \right) \cdot \frac{0.63 \cdot 0.94}{2 \cdot 2 \cdot 100} + \frac{900}{9.55 \cdot 2 \cdot 2} \cdot \left[2 \cdot 1.2 \cdot (0.068 + 0.0275) + \frac{(50000 + 32000) \cdot 0.63^2 \cdot 0.94}{4 \cdot 100^2} \right] = 47 \text{ І} \cdot \text{і}$$

Обираємо гальмо ТКГ – 160 У2 (таблиця 3.5).

Таблиця 2.5- Характеристика гальма ТКГ- 160 У2.

Гальмівний момент M_T , Н·м	100
Діаметр гальмівного шківів, мм	160
Ширина гальмівної колодки, мм	70
Тип гідроштовхача	Т-16
Маса, кг	21

Розрахункове прискорення гальмування візка з вантажем, м/с^2 :

$$a = \frac{V_{\delta}}{t_{\delta}} = \frac{0.297}{2} = 0.148 \text{ і} / \text{і}^2 \quad (3.14)$$

Шлях гальмування візка з вантажем, м:

$$S = \frac{V_{\delta}^2}{2 \cdot a} = \frac{0.297^2}{2 \cdot 0.148} = 0.298i \quad (3.15)$$

Приймаємо шлях гальмування $S = 0.3\text{м}$.

3.5 Визначення зусилля уgonу крана

Найбільше зусилля уgonу, Н:

$$W_{\dot{O}\dot{A}} = W_{\dot{A}\dot{B}} + W_{\dot{O}}^{\dot{A}\dot{A}} - W_{\dot{N}\dot{A}} = 22604 + 1560 - 17825 = 6339\dot{I} \quad (3.16)$$

Сумарне вітрове навантаження, яке діє на кран при вітрі неробочого стану, Н:

$$W_{\dot{A}\dot{B}} = W'_1 + W'_2 + W'_3 + W'_4 + W'_5 + W'_6 + W'_8 + W'_9 \quad (3.17)$$

де, $W'_1, W'_2, W'_3, W'_4, W'_5, W'_6, W'_8, W'_9$ - опори від вітрового навантаження неробочого стану (див. табл. 3.6);

$$W_{\dot{A}\dot{B}} = 6661 + 1877 + 9091 + 1240 + 792 + 578 + 324 + 2041 = 22604\dot{I}$$

Опір від уклону підкранових рейок при роботі без вантажу, Н:

$$W_{\dot{O}}^{\dot{A}\dot{A}} = i_y \cdot (G_{\dot{E}\dot{B}} + G_{\dot{A}}) = 0.03 \cdot (490500 + 29430) = 1560\dot{I} \quad (3.18)$$

де, $i_y = 0.003$ – нахил підкранових рейок;

Опір зрушення крана, Н:

$$W_{\dot{N}\dot{A}} = W_{\dot{O}\dot{B}}^{\dot{A}\dot{A}} + W_{\dot{O}\dot{I}} = 2600 + 15225 = 17825\dot{I} \quad (3.19)$$

Опір пересування крана від сил тертя без вантажу, Н:

$$W_{\dot{T}\dot{P}}^{\dot{B}\dot{T}} = (G_{\dot{K}\dot{P}} + G_{\dot{B}}) \cdot \frac{\mu_y \cdot d_y + 2 \cdot f}{D_{\kappa}} \quad (3.20)$$

де, $\mu_{\text{ц}} = 0.015$ – коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса;

$d_{\text{ц}} = 130\text{мм}$ – діаметр цапфи колеса;

$f = 0.6\text{мм}$ – важіль тертя кочення;

$G_{\dot{K}\dot{P}}$ – вага крана, Н;

$G_{\dot{B}}$ – вага захватної балки, Н;

$$W_{\dot{O}\dot{B}}^{\dot{A}\dot{A}} = (490500 + 29430) \cdot \frac{0.015 \cdot 130 + 2 \cdot 0.6}{630} = 2600\dot{I}$$

Сила гальмування крана, яка приведена до поверхні кочення колеса, Н:

$$W_{\dot{\sigma}} = \frac{2\dot{I}_{\dot{\sigma}} \cdot i_P}{D_{\dot{E}} \cdot \eta_{\dot{E}}} = \frac{2 \cdot 47 \cdot 100}{0.63 \cdot 0.98} = 15225 \text{ f} \quad (3.21)$$

Щоб уникнути уgonу крана вітром неробочого стану, необхідно на кран встановити протиугінні напівавтоматичні захвати. Конструктивно на кожен з сторін крана встановлюємо по одному захвату.

Таблиця 3.6 – Визначення опорів від вітрового навантаження неробочого стану крана.

Навітряний елемент	Кіл-ть	h, м	a, м	A, м ²	W _{HP} , Па	k	c	n	W _{B.HP=A·w·k_{HP}·c·n} , Н
Шатер	1	2.68	6.1	15.86	350	1	1.2	1	W ₁ = 6661
Металоконструкція крана: ходові балки опори крана гол. Балки моста	2	1.3	1.25	3.25		1	1.65	1	W ₂ = 1877
	4	7.02	0.5	14.04		1	1.85	1	W ₃ = 9091
	2	0.6	3.28	3.936		1	0.9	1	W ₄ = 1240
	Підвіски	2	1.223	0.5		1.223	1	1.85	1
Захватна балка	1	1	1	1		1	1.65	1	W ₆ = 578
Кабельний барабан	1	2.5	0.2	0.5		1	1.85	1	W ₈ = 324
Кабіна	1	2.18	2.23	4.86		1	1.2	1	W ₉ = 2041

Вітрове навантаження, яке діє на елементи конструкції крана і вантаж:

$$W_a = A_i \cdot w \cdot k \cdot c \cdot n \quad (3.18)$$

де, A_i – навітряна площа елемента конструкції крана;

w_p = 250 Па – динамічний тиск вітру робочого стану;

k – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску вітру;

c – коефіцієнт аеродинамічної сили;

n = 1 – коефіцієнт перевантаження;

3.6 Визначасмо крутні моменти на валах

Крутний момент на валу привідного колеса і на тихохідному валу редуктора 3ЦЗ-250-100-37У1, Н·м:

$$\dot{i}_{\text{Е}} = \dot{i}_{\text{О.Д}} = \frac{W \cdot D\hat{e}}{2 \cdot n_{i\hat{D}} \cdot \eta_k} = \frac{23850 \cdot 0.63}{2 \cdot 1.9 \cdot 0.98} = 4035 \dot{i} \quad (3.19)$$

де, W – сумарний статичний опір пересування крана з вантажем, Н;

Крутний момент на бистрохідному валу редуктора 3ЦЗ-250-100-37У1, Н·м:

$$\dot{i}_{\text{А.Д}} = \frac{M_{\text{О.Д}}}{i_p \cdot \eta_D} = \frac{4035}{100 \cdot 0.97} = 42 \dot{i} \quad (3.20)$$

Крутний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$\dot{i}_{\text{АА}} = \frac{M_{\text{А.Д}}}{\eta_i} = \frac{42}{0.99} = 43 \dot{i} \quad (3.21)$$

3.7 Перевірка редуктора

Редуктор 3ЦЗ-250-100-37У1 може передати найбільшу потужність, кВт:

$$N_p = \frac{[M_{\text{т.р}}] \cdot n_{\text{ДВ}}}{9550 \cdot i_p \cdot \eta_p} > P_{\text{см}} \quad (3.22)$$

де, $[M_{\text{т.р}}] = 12000 \text{ Н·м}$ – номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора 3ЦЗ-250-100-37У1, Н·м;

$$N_p = \frac{12000 \cdot 900}{9550 \cdot 100 \cdot 0.97} = 11.6 \hat{\Delta} > 4.5 \hat{\Delta}$$

3.8 Перевірка зубчатої муфти

$$k_1 = \frac{[M_B]}{M_{\text{max}}} > [k_{\text{II}}] \quad (3.23)$$

де, $[M_B]$ – крутний момент втулки обраної півмуфти, Н·м;

M_{max} – максимальний момент, яким може бути навантажена зубчата муфта, яка з'єднує електродвигун з редуктором 3ЦЗ-250-100-37У1, дорівнює максимальному моменту електродвигуна, Н·м;

$[k_{\text{II}}]$ – коефіцієнт запасу міцності зубчатої муфти;

$$[k] = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (3.24)$$

де, $k_1 = 1.2$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності передачі [Л.2, додаток А, табл.А1];

$k_2 = 1$ – коефіцієнт, що враховує умови праці [Л.2, додаток А, табл.А2];

$k_3 = 1$ – коефіцієнт кутового переміщення [Л.2, додаток А, табл.А3];

$$[k] = 1.2 \cdot 1 \cdot 1 = 1.2$$

$$k_1 = \frac{745}{118} = 6.3 > 1.2$$

3.9 Визначення навантажень на колеса крана

3.9.1 Навантаження на колеса крана при пересуванні крана

Максимальне навантаження на колеса крана при пересуванні крана з номінальним перевозимим вантажем буде при вітрі робочого стану, який спрямований поперек, зі сторони верхнього б'єфа при розташуванні візка на мінімальному приближенні зі сторони нижнього б'єфа.

3.9.1.1 Навантаження на колеса крана при пересуванні з вантажем

Навантаження на колеса крана сторони С, Н:

$$R_C = \frac{2P_{iD} \cdot a + 2P_X (c + a) + 0.5G'_{KP} \cdot b}{L} \quad (3.25)$$

де, $P_{пр} = 111356\text{Н}$ – навантаження на привідне колесо візка;

$P_X = 128989\text{Н}$ – навантаження на холосте колесо візка;

$G'_{кр} = 280026\text{Н}$ – вага крана без візка і ваги механізму пересування

крана;

$$R_C = \frac{2 \cdot 111356 \cdot 200 + 2 \cdot 128989 \cdot (2300 + 200) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 242378\text{Н}$$

Навантаження на колеса крана сторони D, Н:

$$R_D = \frac{2P_X \cdot d + 2P_{iD} (c + d) + 0.5G'_{KP} \cdot b}{L} \quad (3.26)$$

$$R_D = \frac{2 \cdot 128989 \cdot 1500 + 2 \cdot 111356 \cdot (2300 + 1500) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 378325\text{Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони С, Н:

$$P_C = 0.5R_C + G_{iD} + G_{iD.E} \quad (2.27)$$

де, $G_{пр} = 5621\text{Н}$ – вага привода механізму пересування крана;

$G_{\text{пр.к}} = 4807\text{Н}$ – вага установки привідного колеса;

$$P_C = 0.5 \cdot 242378 + 5621 + 4807 = 131617\text{І}$$

Навантаження на привідне колесо сторони D, Н:

$$P_D = 0.5R_D + G_{iD} + G_{iD} \cdot \dot{\epsilon} = 0.5 \cdot 378325 + 5621 + 4807 = 199591\text{І} \quad (2.28)$$

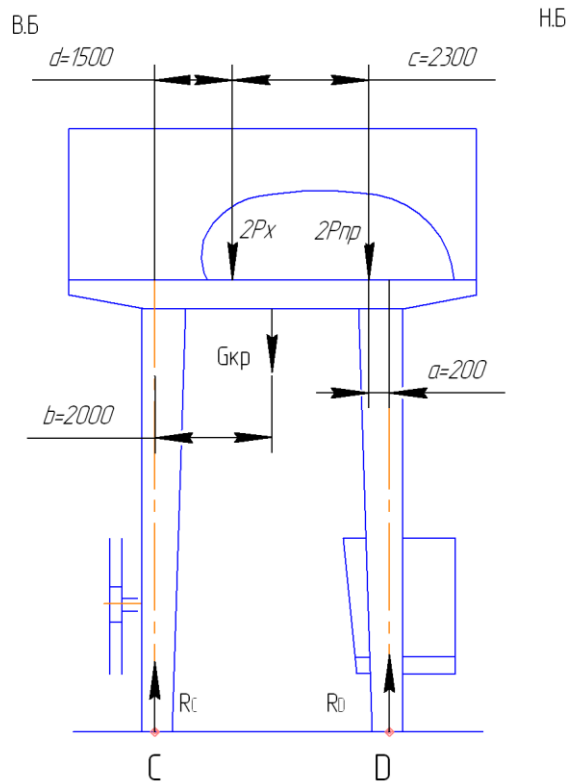


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема крана при переміщенні вантажу.

3.9.1.2 Навантаження на колеса крана при пересуванні без вантажу

Навантаження на колеса крана сторони C, Н:

$$R_C^{A.\bar{A}} = \frac{2P_{iD}^{A.\bar{A}} \cdot a + 2P_o^{A.\bar{A}} (c + a) + 0.5G'_{кр} \cdot b}{L} \quad (2.29)$$

де, $P_{\text{пр}}^{B.\Gamma} = 50438\text{Н}$ – навантаження на привідне колесо візка;

$P_X^{B.\Gamma} = 47662\text{Н}$ – навантаження на холосте колесо візка;

$G'_{кр} = 280026\text{Н}$ – вага крана без візка і ваги механізму пересування

крана;

$$R_C^{A.\bar{A}} = \frac{2 \cdot 50438 \cdot 200 + 2 \cdot 47662 \cdot (2300 + 200) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 134628\text{І}$$

Навантаження на колеса крана сторони D, Н:

$$R_D^{A.\bar{A}} = \frac{2P_X^{A.\bar{A}} \cdot d + 2P_{iD}^{A.\bar{A}} (c + d) + 0.5G'_{кр} \cdot b}{L} \quad (2.30)$$

$$R_D^{A.\bar{A}} = \frac{2 \cdot 47662 \cdot 1500 + 2 \cdot 50438 \cdot (2300 + 1500) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 201585 \text{ } \dot{I}$$

Навантаження на привідне колесо сторони С, Н:

$$P_C^{B.\Gamma} = 0.5R_C^{B.\Gamma} + G_{\text{пр}} + G_{\text{пр.к}} \quad (2.31)$$

де, $G_{\text{пр}} = 5621 \text{ Н}$ – вага привода механізму пересування крана;

$G_{\text{пр.к}} = 4807 \text{ Н}$ – вага установки привідного колеса;

$$P_C^{A.\bar{A}} = 0.5 \cdot 134628 + 5621 + 4807 = 77742 \dot{I}$$

Навантаження на привідне колесо сторони D, Н:

$$P_D^{B.\Gamma} = 0.5R_D^{B.\Gamma} + G_{\text{пр}} + G_{\text{пр.к}} \quad (2.32)$$

$$P_D^{A.\bar{A}} = 0.5 \cdot 201585 + 5621 + 4807 = 111221 \dot{I}$$

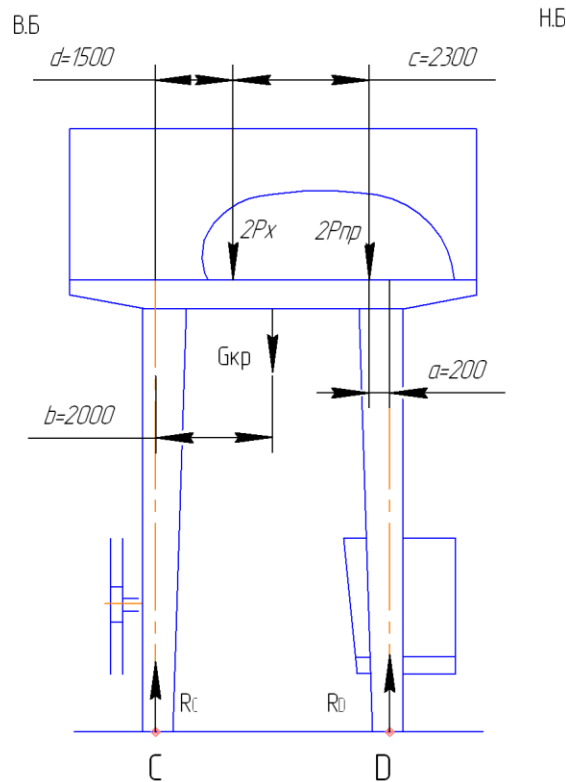


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема крана при роботі без вантажу.

3.9.1.3 Визначення опорів пересуванню крана в робочому стані без вантажу

Сумарний статичний опір пересуванню, Н:

$$W^{A.\bar{A}} = W_{TP}^{A.\bar{A}} + W_O^{A.\bar{A}} + W_B^{A.\bar{A}} = 2860 + 1560 + 16088 = 20508 \dot{I} \quad (2.33)$$

Опір пересуванню крана від сил тертя, Н:

$$W_{TP}^{E.F} = (G_{KP} + G_B) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_k} \cdot k_p \quad (2.34)$$

де, $\mu_{ц} = 0.015$ – коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса;

$d_{ц} = 130$ мм – діаметр цапфи колеса;

$f = 0.6$ мм – важіль тертя кочення;

G_{KP} – вага крана, Н;

G_B – вага захватної балки, Н;

$k_p = 1.1$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса о рейку;

$$W_{OB}^{A.A} = (490500 + 29430) \cdot \frac{0.015 \cdot 130 + 2 \cdot 0.6}{630} \cdot 1.1 = 2860 \text{ Н}$$

Опір від уклону підкранових рейок, Н:

$$W_O^{A.A} = i \cdot (G_{EB} + G_A) = 0.003 \cdot (490500 + 29430) = 1560 \text{ Н} \quad (2.35)$$

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

$$W_A^{A.A} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_8 + W_9 \quad (3.36)$$

де, $W_1, W_2, W_3, W_4, W_5, W_6, W_8, W_9$ - опори від вітрового навантаження неробочого стану (див. табл.. 3.2);

$$W_A^{A.A} = 4758 + 1342 + 6434 + 886 + 566 + 413 + 231 + 1458 = 16088 \text{ Н}$$

3.9.2 Максимальне навантаження на колеса крана при підйомі затвора

Максимальне навантаження на колеса крана при підйомі затвора буде при вітрі неробочого стану, спрямований поперек зі сторони верхнього б'єфа при розташуванні візка над пазом затвора.

3.9.2.1 Максимальні навантаження на колеса крана при підйомі вантажу

Навантаження на колеса крана сторони С, Н:

$$R_C^{\max} = \frac{2P'_{IP} \cdot a + 2P'_X (a + c) + 0.5G'_{KP} \cdot b}{L} \quad (3.37)$$

де, $P'_{IP} = 128182$ Н – навантаження на привідне колесо візка;

$P'_X = 151453$ Н – навантаження на холосте колесо візка;

$G'_{кр} = 280026\text{Н}$ – вага крана без візка і ваги механізму пересування крана;

$$R_C^{\max} = \frac{2 \cdot 128182 \cdot 685 + 2 \cdot 151453 \cdot (685 + 2300) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 339952\text{І}$$

Навантаження на колеса крана сторони D, Н:

$$R_D^{\max} = \frac{2P'_X \cdot d + 2P'_{\text{пр}}(c + d) + 0.5G'_{кр} \cdot b}{L} \quad (3.38)$$

$$R_D^{\max} = \frac{2 \cdot 151453 \cdot 1015 + 2 \cdot 128182 \cdot (2300 + 1015) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 359330\text{І}$$

Навантаження на привідне колесо сторони C, Н:

$$P_C^{\max} = 0.5R_C^{\max} + G_{\text{пр}} + G_{\text{пр.к}} \quad (3.39)$$

де, $G_{\text{пр}} = 5621\text{Н}$ – вага привода механізму пересування крана;

$G_{\text{пр.к}} = 4807\text{Н}$ – вага установки привідного колеса;

$$P_C^{\max} = 0.5 \cdot 339952 + 5621 + 4807 = 180404\text{І}$$

Навантаження на привідне колесо сторони D, Н:

$$P_D^{\max} = 0.5R_D^{\max} + G_{\text{пр}} + G_{\text{пр.к}} \quad (3.40)$$

$$P_D^{\max} = 0.5 \cdot 359330 + 5621 + 4807 = 190093\text{І}$$

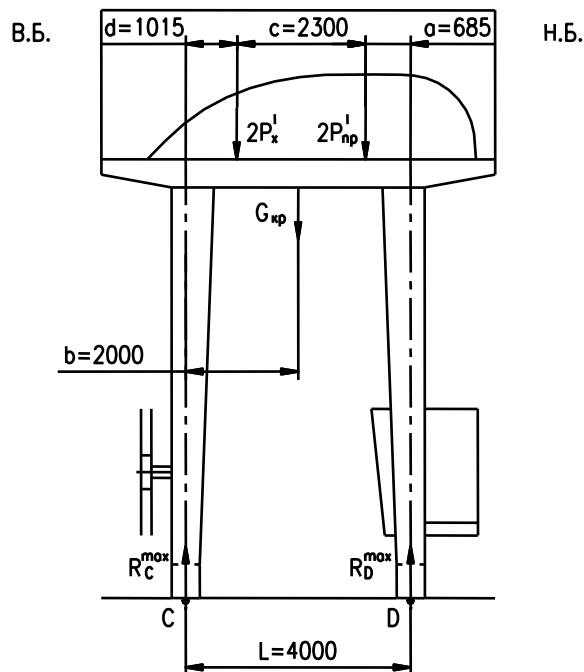


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема крана при підйомі затвора.

3.9.2.2 Номінальні навантаження на колеса крана при підйомі затвора

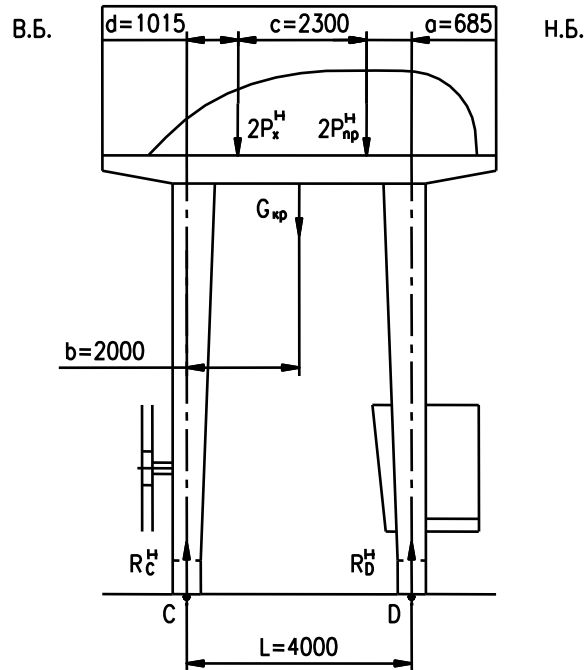


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема крана при підйомі затвора.

Навантаження на колеса крана сторони С, Н:

$$R_C^H = \frac{2P_{пp}^H \cdot a + 2P_X^H (a + c) + 0.5G'_{кp} \cdot b}{L} \quad (3.41)$$

де, $D_{пp}^i = 111373\text{Н}$ – навантаження на привідне колесо візка;

$D_o^i = 129012\text{Н}$ – навантаження на холосте колесо візка;

$G'_{кp} = 280026\text{Н}$ – вага крана без візка і ваги механізму пересування крана;

$$R_C^H = \frac{2 \cdot 111373 \cdot 685 + 2 \cdot 129012 \cdot (685 + 2300) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 300702\text{Н}$$

Навантаження на колеса крана сторони D, Н:

$$R_D^H = \frac{2P_X^H \cdot d + 2P_{пp}^i (c + d) + 0.5G'_{кp} \cdot b}{L} \quad (3.42)$$

$$R_D^H = \frac{2 \cdot 129012 \cdot 1015 + 2 \cdot 111373 \cdot (2300 + 1015) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 320080\text{Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони С, Н:

$$P_C^H = 0.5R_C^H + G_{пp} + G_{пp.к} \quad (3.43)$$

де, $G_{\text{пр}} = 5621\text{Н}$ – вага привода механізму пересування крана;

$G_{\text{пр.к}} = 4807\text{Н}$ – вага установки привідного колеса;

$$P_C^H = 0.5 \cdot 300702 + 5621 + 4807 = 160779\text{Ї}$$

Навантаження на привідне колесо сторони D, Н:

$$P_D^H = 0.5R_D^H + G_{\text{пр}} + G_{\text{пр.к}} \quad (3.44)$$

$$P_D^H = 0.5 \cdot 320080 + 5621 + 4807 = 170468\text{Ї}$$

3.10 Розрахунок запаса зчеплення

3.10.1 Запас зчеплення при розгоні крана з вантажем

Запас зчеплення ходових коліс з рейками при розгоні на підйом:

$$k_{\text{цц}} = \frac{N_{\text{пр}} \cdot (\mu_0 + \omega_{\text{мін}})}{F_H + W} \geq [k_{\text{цц}}] \quad (3.45)$$

$[k_{\text{цц}}] = 1.1$ – допустимий коефіцієнт запасу зчеплення;

де, $\mu_0 = 0.12$ – коефіцієнт зчеплення привідних коліс з рейкою при роботі крана з вітровим навантаженням [Л.7, стор. 425];

$W = 23850\text{Н}$ – сумарний статичний опір пересуванню;

$$k_{\text{цц}} = \frac{331208 \cdot (0.12 + 0.005)}{4870 + 23850} = 1.44 \geq 1.1$$

Навантаження на привідні колеса, Н:

$$N_{\text{пр}} = P_N + D_D = 131617 + 199591 = 331208\text{Ї} \quad (3.46)$$

де, P_C – навантаження на привідне колесо крана сторони С при пересуванні з вантажем, Н;

P_D - навантаження на привідне колесо крана сторони D при пересуванні з вантажем, Н;

Мінімальне значення коефіцієнта опору пересуванню при $k'_p = 1$:

$$\omega_{\text{мін}} = \frac{\mu_{\text{ц}} \cdot d_{\text{ц}} + 2 \cdot f}{D_{\text{ц}}} \cdot k'_D = \frac{0.015 \cdot 130 + 2 \cdot 0.6}{630} \cdot 1 = 0.005 \quad (3.47)$$

де, $\mu_{\text{ц}} = 0.015$ – коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса;

$d_{\text{ц}} = 130$ мм – діаметр цапфи колеса;

$f = 0.6$ мм – важіль тертя кочення;

Сила інерції мас крана з вантажем, Н:

$$F_{\dot{E}} = \frac{(m_{\dot{E}} + m_{\dot{AD}}) \cdot V_{\dot{O}}}{t_{\dot{I}}} \quad (3.48)$$

де, $t_{\dot{I}} = 5\text{с}$ – час розгону механізму до номінальної швидкості;

$$F_{\dot{E}} = \frac{(50000 + 32000) \cdot 0.297}{5} = 4870\text{Н}$$

3.10.2 Запас зчеплення при розгоні без вантажу

Запас зчеплення ходових коліс з рейками при розгоні на підйом:

$$k_{\text{ци}}^{Б.Г} = \frac{N_{\text{ПП}}^{Б.Г} \cdot (\mu_0 + \omega_{\text{min}})}{F_{\text{II}}^{Б.Г} + W^{Б.Г}} \geq [k_{\text{ци}}] \quad (3.49)$$

де, $W^{Б.Г} = 16088\text{Н}$ – повний статичний опір пересуванню візка баз вантажу, Н;

$$k_{\text{НО}}^{\dot{A}\dot{A}} = \frac{188963 \cdot (0.12 + 0.005)}{3148 + 16088} = 1.23 \geq 1.1$$

Навантаження на приводні колеса, Н:

$$N_{\dot{ID}}^{\dot{A}\dot{A}} = P_{\dot{N}}^{\dot{A}\dot{A}} + D_{\dot{D}}^{\dot{A}\dot{A}} = 77742 + 111221 = 188963\text{Н} \quad (3.50)$$

де, $P_{\text{C}}^{Б.Г}$ – навантаження на привідне колесо крана сторони С при пересуванні без вантажу, Н;

$P_{\text{D}}^{Б.Г}$ – навантаження на привідне колесо крана сторони D при пересуванні без вантажу, Н;

Сила інерції мас крана без вантажу, Н:

$$F_{\dot{E}}^{\dot{A}\dot{A}} = \frac{(m_{\dot{E}} + m_{\dot{A}}) \cdot V_{\dot{O}}}{t_{\dot{I}}} = \frac{(50000 + 3000) \cdot 0.297}{5} = 3148\text{Н} \quad (3.51)$$

3.11 Розрахунок колеса

Контактні напруження в ободі колеса при точеному контакті колеса крана і рейки, $\text{кг}/\text{см}^2$:

$$\sigma_{\dot{N}} = 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{D}}^{\text{max}}}{r^2}} \leq [\sigma_{\dot{N}}] \quad (3.52)$$

де, $P_{\text{D}}^{\text{max}} = 190093\text{ Н}$ – максимальний розрахунковий тиск колеса на рейку;

$r = 40\text{см}$ – радіус округлення головки рейки КР70А ГОСТ 4121-96;

$R = 31.5\text{см}$ – радіус ходового колеса;

$m = 0.42$ – коефіцієнт, який залежить від відношення найменшого радіуса до найбільшого з двох радіусів дотичних поверхонь ($\frac{R}{r} = \frac{31.5}{40} = 0.788$)

[Л.8, табл. 138];

$[\sigma_{\text{CM}}] = 22000 \text{ кг/см}^2$ – допустиме контактне напруження при точеному контакті для колеса зі сталі 65Г при твердості поверхні катання $\text{HB} > 300$;

$$\sigma_{\tilde{m}} = 16500 \cdot 0.42 \cdot \sqrt[3]{\frac{190093}{9.81 \cdot 40^2}} = 15915 \text{ кг/см}^2 \leq 22000 \text{ кг/см}^2$$

3.12 Розрахунок вала привідного колеса

Матеріал вала – сталь 40Х-2 ГОСТ 4543-71.

Межа текучості: $\sigma_T = 395 \text{ МПа}$;

Межа міцності: $\sigma_B = 615 \text{ МПа}$;

Допустиме напруження згину, МПа:

$$[\sigma]_{\tilde{e}} = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (3.53)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу;

$\gamma_c = 0.8$ – Коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_n = 1.75$ – коефіцієнт надійності по призначенню

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу;

$$[\sigma]_{\tilde{e}} = \frac{395 \cdot 1.2 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 188 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження зрізу, МПа:

$$[\tau]_{\tilde{e}\tilde{o}} = \frac{\sigma_T \cdot \tilde{n} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (3.54)$$

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу;

$$[\tau]_{\tilde{e}\tilde{o}} = \frac{395 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 94 \text{ МПа}$$

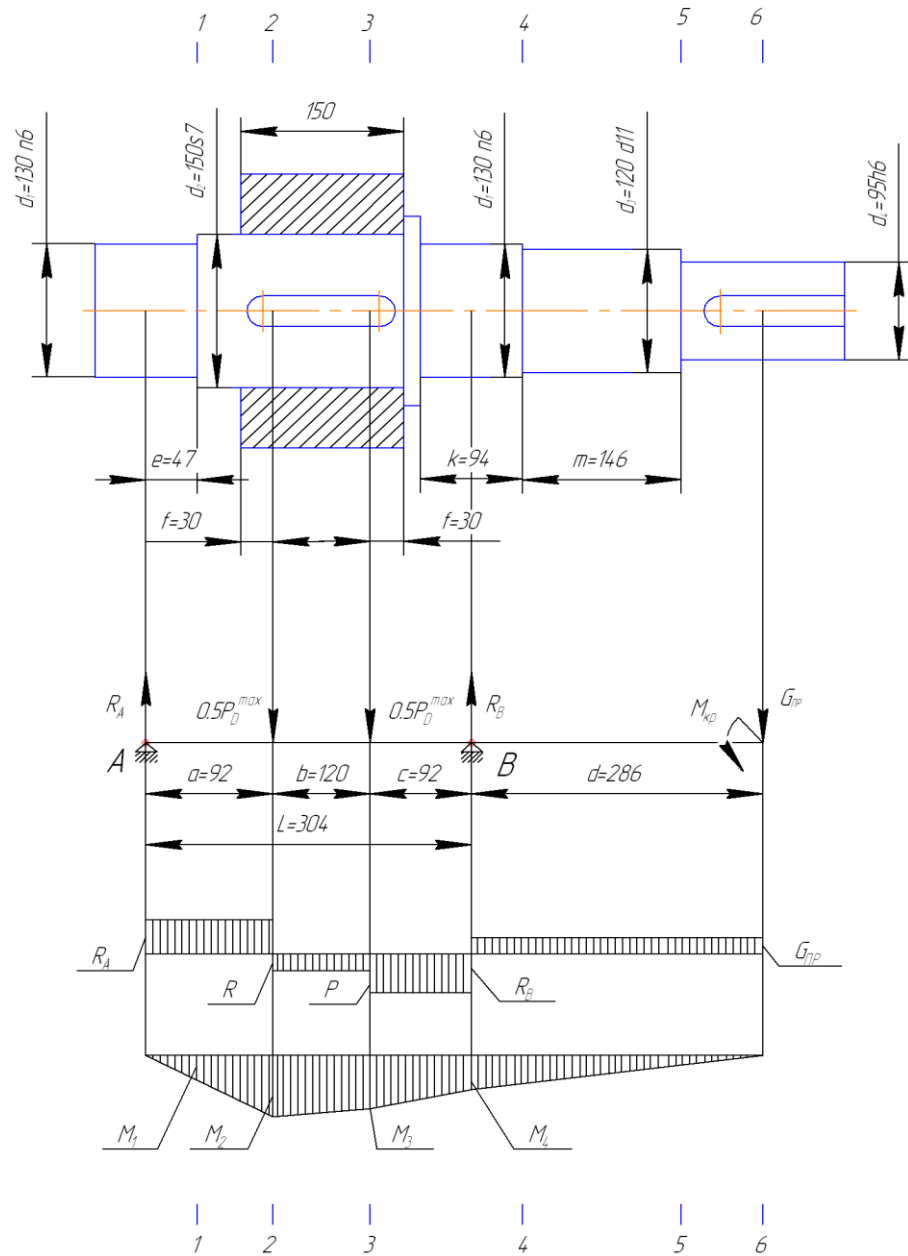


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема вала привідного колеса крана.

3.12.1 Розрахунок вала привідного колеса на міцність по максимальному навантаженню

Навантаження на вал від колеса крана прикладена на відстані $0.2B$ від торців колеса, мм:

$$b = B - 0.2 \cdot B = 150 - 0.2 \cdot 150 = 120 \text{ мм} \quad (3.55)$$

де, $B = 150 \text{ мм}$ – ширина колеса;

Знаходимо опорні реакції, Н:

$$R_A^{\max} = \frac{0.5P_D^{\max}(b+c) - G_{\text{ПР}} \cdot d}{L} \quad (3.56)$$

де, $P_D^{\max} = 190093\text{Н}$ – навантаження на привідне колесо крана;

$G_{\text{ПР}} = 5621\text{Н}$ – вага привода механізму пересування крана;

$$R_A^{\max} = \frac{0.5 \cdot 190093 \cdot (120 + 92) - 5621 \cdot 286}{304} = 60994\text{Н}$$

$$R_B^{\max} = \frac{0.5P_D^{\max}(a+b) + G_{\text{ПР}}(L+d)}{L} \quad (3.57)$$

$$R_B^{\max} = \frac{0.5 \cdot 190093 \cdot (92 + 120) + 5621 \cdot (304 + 286)}{304} = 77192\text{Н}$$

Згинаючі моменти в небезпечних перерізах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } \dot{M}_1^{\max} = R_A^{\max} \cdot a = 60994 \cdot 47 = 2866718\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (3.58)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \dot{M}_2^{\max} = R_A^{\max} \cdot a = 60994 \cdot 92 = 5611448\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (3.59)$$

$$\text{Перетин 3-3: } \dot{M}_3^{\max} = R_A^{\max} \cdot (a+b) - 0.5 \cdot P_D^{\max} \cdot b \quad (3.60)$$

$$\dot{M}_3^{\max} = 60994 \cdot (92 + 120) - 0.5 \cdot 190093 \cdot 120 = 1525148\text{Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{Перетин 4-4: } \dot{M}_4^{\max} = G_{\text{ПР}} \cdot (k+m) = 5621 \cdot (94 + 146) = 1349040\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (3.61)$$

$$\text{Перетин 5-5: } \dot{M}_4^{\max} = G_{\text{ПР}} \cdot m = 5621 \cdot 146 = 820666\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (3.62)$$

Діючі напруження в перетинах, МПа:

Перетин 1-1:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}1}^{\max} = \frac{M_1^{\max}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{2866718}{0.1 \cdot 130^3} = 13\text{МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.63)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\text{CP1}}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_A^{\max}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 60994}{3.14 \cdot 130^2} = 6\text{МПа} < [\tau] \quad (3.64)$$

$$\sigma_1^{\max} = \sqrt{(\sigma_{\dot{E}1}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{CP1}}^{\max})^2} = \sqrt{13^2 + 3 \cdot 6^2} = 17\text{МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.65)$$

Перетин 2-2:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}2}^{\max} = \frac{M_2^{\max}}{0.1 \cdot d_2^3 \cdot e'} = \frac{5611448}{0.1 \cdot 150^3 \cdot 0.92} = 18\text{МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.66)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\text{CP2}}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A^{\max}}{0.785 \cdot d_2^2 \cdot e'_F} = \frac{4}{3} \cdot \frac{60994}{0.785 \cdot 150^2 \cdot 0.98} = 5\text{МПа} < [\tau] \quad (3.67)$$

$$\sigma_2^{\max} = \sqrt{(\sigma_{\dot{E}2}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP2}^{\max})^2} = \sqrt{18^2 + 3 \cdot 5^2} = 20 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.68)$$

де, $e' = 0.92$ – поправочний коефіцієнт для перетину з однією шпонкою, який входить в момент опору згину;

$e'_F = 0.98$ - поправочний коефіцієнт для перетину з однією шпонкою, який входить в значення площі перетину;

Перетин 3-3:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}3}^{\max} = \frac{M_3^{\max}}{0.1 \cdot d_2^3 \cdot e'} = \frac{1525148}{0.1 \cdot 150^3 \cdot 0.92} = 5 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.69)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{CP2}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A^{\max}}{0.785 \cdot d_2^2 \cdot e'_F} = \frac{4}{3} \cdot \frac{60994}{0.785 \cdot 150^2 \cdot 0.98} = 5 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\tau] \quad (3.70)$$

$$\sigma_3^{\max} = \sqrt{(\sigma_{\dot{E}3}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP3}^{\max})^2} = \sqrt{5^2 + 3 \cdot 5^2} = 10 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.71)$$

Пререрізуюча сила в перетині 3-3, Н:

$$P = R_B^{\max} - R \quad (3.72)$$

$$R = 0.5P_D^{\max} - R_A^{\max} = 0.5 \cdot 190093 - 60994 = 34053 \dot{\text{І}} \quad (3.73)$$

$$P = 77192 - 34053 = 43139 \dot{\text{І}}$$

Перетин 4-4:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}4}^{\max} = \frac{M_4^{\max}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{1349040}{0.1 \cdot 120^3} = 8 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.74)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{CP4}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{G_{\dot{I}D}}{0.785 \cdot d_3^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5621}{0.785 \cdot 120^2} = 1 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\tau] \quad (3.75)$$

$$\sigma_4^{\max} = \sqrt{(\sigma_{\dot{E}4}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP4}^{\max})^2} = \sqrt{8^2 + 3 \cdot 1^2} = 8 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.76)$$

Перетин 5-5:

$$\text{Згин: } \sigma_{\dot{E}5}^{\max} = \frac{M_5^{\max}}{0.1 \cdot d_4^3} = \frac{820666}{0.1 \cdot 95^3} = 10 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.77)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{CP5}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{G_{\dot{I}D}}{0.785 \cdot d_4^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5621}{0.1 \cdot 95^2} = 1 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\tau] \quad (3.78)$$

$$\sigma_5^{\max} = \sqrt{(\sigma_{\dot{E}5}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP5}^{\max})^2} = \sqrt{10^2 + 3 \cdot 1^2} = 10 \ddot{\text{Н}} \dot{\text{а}} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (3.79)$$

3.12.2 Розрахунок вала привідного колеса на витривалість по еквівалентному навантаженню

Допустиме напруження згину при розрахунку на опір втоми, МПа:

$$[\sigma'_H] = \frac{\sigma_{-1}}{k} \cdot \frac{1}{n} \quad (3.80)$$

де, $\sigma_{-1} = 0.43\sigma_B = 0.43 \cdot 615 = 265$ МПа – межа витривалості при згині;

k – коефіцієнт зниження межі витривалості;

$k = 4.9$ – для посадки з натягом;

$k = 2.3$ – для шпонкового паза;

$k = 3.2$ – для посадки з зазором;

$n = 1.4$ - запас міцності для поковки механізму підйому;

$$\text{Перетин 1-1: } [\sigma'_E] = \frac{265}{4.9} \cdot \frac{1}{1.4} = 39 \text{ МПа}$$

$$\text{Перетин 2-2, 3-3: } [\sigma'_E] = \frac{265}{2.3} \cdot \frac{1}{1.4} = 82 \text{ МПа}$$

$$\text{Перетин 4-4, 5-5: } [\sigma'_E] = \frac{265}{3.2} \cdot \frac{1}{1.4} = 59 \text{ МПа}$$

Номінальні опорні реакції, Н:

$$R_A^H = \frac{0.5R_D^H (b+c) - G_{\text{ПР}} \cdot d}{L} \quad (3.81)$$

де, $R_D^H = 320080$ Н – навантаження на колеса крана сторони D, при підйомі затвора;

$G_{\text{ПР}} = 5621$ Н – вага привода механізму пересування крана;

$$R_A^H = \frac{0.5 \cdot 320080 \cdot (120 + 92) - 5621 \cdot 286}{304} = 106318 \text{ Н}$$

$$R_B^H = \frac{0.5R_D^H (a+b) - G_{\text{ПР}}(L+d)}{L} \quad (3.82)$$

$$R_B^H = \frac{0.5 \cdot 320080 \cdot (92 + 120) - 5621 \cdot (304 + 286)}{304} = 100698 \text{ Н}$$

Номінальні згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_1^H = R_A^H \cdot e = 106318 \cdot 47 = 4996946 \text{ Н·мм} \quad (3.83)$$

$$\text{Перетин 2-2: } M_2^H = R_A^H \cdot a = 106318 \cdot 92 = 9781256 \text{ } \acute{I} \quad (3.84)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_3^H = R_A^H \cdot (a + b) - 0.5 D_D^H \cdot b \quad (3.85)$$

$$M_3^H = 106318 \cdot (92 + 120) - 0.5 \cdot 170468 \cdot 120 = 12311336 \acute{I}$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_4^H = G_{iD} (k + m) = 5621 \cdot (94 + 146) = 1349040 \acute{I} \quad (3.86)$$

$$\text{Перетин 5-5: } M_5^H = G_{iD} \cdot m = 5621 \cdot 146 = 820666 \acute{I} \quad (3.87)$$

Еквівалентні згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}1} = M_1^H \cdot k_q = 4996946 \cdot 0.75 = 3747710 \acute{I} \quad (3.88)$$

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності [Л.10, табл.14];

$$\text{Перетин 2-2: } M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}2} = M_2^H \cdot k_q = 9781256 \cdot 0.75 = 7335942 \acute{I} \quad (3.89)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}3} = M_3^H \cdot k_q = 12311336 \cdot 0.75 = 9233502 \acute{I} \quad (3.90)$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}4} = M_4^H \cdot k_q = 1349040 \cdot 0.75 = 1011780 \acute{I} \quad (3.91)$$

$$\text{Перетин 5-5: } M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}5} = M_5^H \cdot k_q = 820666 \cdot 0.75 = 615500 \acute{I} \quad (3.92)$$

Напруження згину в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}1} = \frac{M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}1}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{3747710}{0.1 \cdot 130^3} = 17 \ddot{I}\acute{a} \quad (3.93)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}2} = \frac{M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}2}}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{7335942}{0.1 \cdot 150^3} = 22 \ddot{I}\acute{a} \quad (3.94)$$

$$\text{Перетин 3-3: } \sigma_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}3} = \frac{M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}3}}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{9233502}{0.1 \cdot 150^3} = 27 \ddot{I}\acute{a} \quad (3.95)$$

$$\text{Перетин 4-4: } \sigma_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}4} = \frac{M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}4}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{1011780}{0.1 \cdot 120^3} = 6 \ddot{I}\acute{a} \quad (3.96)$$

$$\text{Перетин 5-5: } \sigma_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}5} = \frac{M_{\acute{y}\acute{e}\acute{a}5}}{0.1 \cdot d_4^3} = \frac{615500}{0.1 \cdot 95^3} = 7 \ddot{I}\acute{a} \quad (3.97)$$

3.13 Розрахунок шпонок вала привідного колеса

Розрахунок шпонки вала привідного колеса перетину 6-6:

В перетині 6-6 прийнята шпонка 2-25×14×180 ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_T = 355$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 600$ МПа;

Матеріал колеса – сталь 65Г ГОСТ 14959-79.

Межа текучості: $\sigma_T = 450$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 635$ МПа;

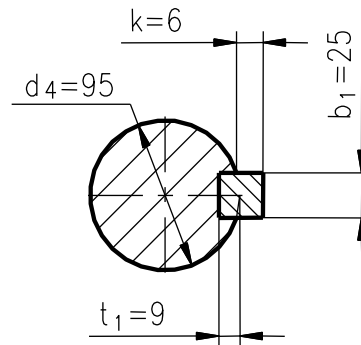


Рисунок 3.8 – Перетин 6-6 зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

Допустиме напруження зминання: $[\sigma_{зм}] = 0.65 \cdot \sigma_T = 0.65 \cdot 355 = 230$ МПа;

Допустиме напруження зрізу: $[\tau_{сп}] = 0.5 \cdot \sigma_T = 0.5 \cdot 355 = 178$ МПа;

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{\bar{N}l} = \frac{2 \cdot M_k}{d_4 \cdot L \cdot k} = \frac{2 \cdot 4035000}{95 \cdot 180 \cdot 6} = 79 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] \quad (3.98)$$

де, $M_k = 4035000 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ – крутний момент при номінальному навантаженні;

$L = 180 \text{ мм}$ – довжина шпонки;

Діюче напруження зрізу, МПа:

$$\tau_{сп} = \frac{2 \cdot M_k}{d_4 \cdot b_1 \cdot L} = \frac{2 \cdot 4035000}{95 \cdot 25 \cdot 180} = 19 \text{ МПа} < [\tau_{сп}] \quad (3.99)$$

Розрахунок шпонки вала привідного колеса перетину 3-3:

В перетині 3-3 вала прийнята шпонка 2-36×20×100. ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Межа текучості: $\sigma_T = 355$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 600$ МПа;

Матеріал колеса – сталь 65Г ГОСТ 14959-79.

Межа текучості: $\sigma_T = 450$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 635$ МПа;

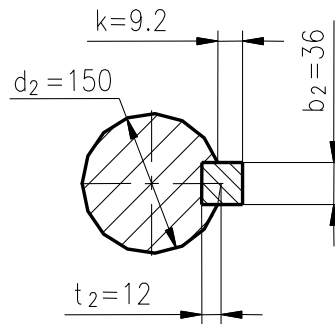


Рисунок 3.9 – Перетин 3-3 зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

Допустиме напруження зминання: $[\sigma_{зм}] = 0.65 \cdot \sigma_T = 0.65 \cdot 355 = 230$ МПа;

Допустиме напруження зрізу: $[\tau_{ср}] = 0.5 \cdot \sigma_T = 0.5 \cdot 355 = 178$ МПа;

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{\bar{N}} = \frac{2 \cdot M_k}{d_2 \cdot L \cdot k} = \frac{2 \cdot 4035000}{150 \cdot 100 \cdot 9.2} = 59 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] \quad (3.100)$$

де, $M_k = 4035000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – крутний момент при номінальному навантаженні;

$L = 100 \text{ мм}$ – довжина шпонки;

Діюче напруження зрізу, МПа:

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot M_k}{d_2 \cdot b_2 \cdot L} = \frac{2 \cdot 4035000}{150 \cdot 36 \cdot 100} = 15 \text{ МПа} < [\tau_{ср}] \quad (3.101)$$

3.14 Розрахунок підшипників привідного колеса крана

По максимальному навантаженню на підшипник колеса крана ($R_A^{\text{max}} = 77192$) перевіряємо підшипник на статичне навантаження, а по навантаженням, які виникають при переміщенні крана з номінальним перевозимим вантажем ($0.5P_D = 0.5 \cdot 199591 = 99796 \text{ Н}$) перевіряємо підшипник на довговічність по еквівалентному динамічному навантаженню. В останньому випадку підшипники розраховуються з урахуванням горизонтальних поперечних тисках R на колеса. При відстані між підшипниками L додаткове радіальне навантаження на підшипник від дії сили R складає $\Delta N = \frac{R \cdot D_w}{2 \cdot L}$.

Додаткове радіальне навантаження на підшипник, Н:

$$\Delta N = \frac{R \cdot D_w}{2 \cdot L} = \frac{9980 \cdot 630}{2 \cdot 304} = 10341 \text{ Н} \quad (3.102)$$

Горизонтальний поперечний тиск на колесо, Н:

$$R = \frac{0.1 P_x}{2} = \frac{0.1 \cdot 199591}{2} = 9980 \text{ Н} \quad (3.103)$$

Навантаження на підшипник, Н:

$$N = 0.5 \cdot R_B + \Delta N = 0.5 \cdot 77192 + 10341 = 48937 \text{ Н} \quad (3.104)$$

Обираємо підшипник 3626 ГОСТ 5721-75.

$$X = 0.67, Y = 2.74, Y_0 = 1.8$$

Статична вантажопідйомність: $C_0 = 660000 \text{ Н}$.

Динамічна вантажопідйомність: $C = 850000 \text{ Н}$.

Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н:

$$P_0 = X_0 \cdot R_{\hat{A}}^{\max} = 0.5 \cdot R_{\hat{A}}^{\max} = 0.5 \cdot 77192 = 38596 \text{ Н} < C_0 \quad (3.105)$$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н:

$$P = (X \cdot N + Y \cdot R) \cdot k_b \cdot k_t \quad (3.106)$$

де, $k_b = 1.5$ – коефіцієнт умов роботи для ходових колес механізма пересування крана;

$k_t = 1$ – температурний коефіцієнт;

$$P = (0.67 \cdot 48937 + 2.74 \cdot 9980) \cdot 1.5 \cdot 1 = 90200 \text{ Н}$$

Довговічність підшипника, год:

$$L_{II} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p > L \quad (3.107)$$

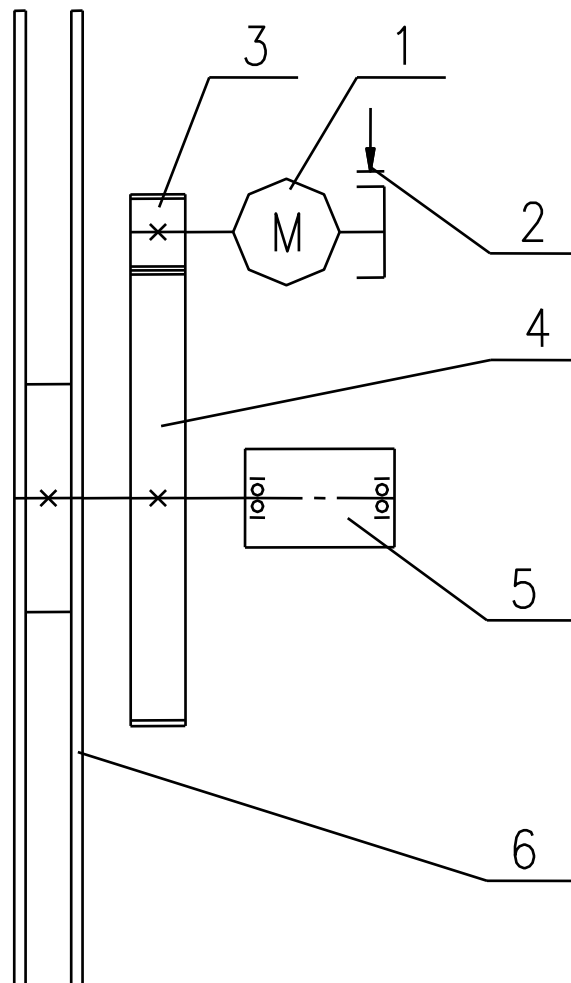
де, $n = 10 \text{ об/хв}$ – прийнята швидкість обертання колеса;

$p = \frac{10}{3}$ – показник ступені для роликових підшипників;

$L = 1000 \text{ год}$ – довговічність підшипника для легкого режиму роботи;

$$L_{II} = \frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{850000}{90200} \right)^{\frac{10}{3}} = 2945936 \text{ год} > L$$

4 РОЗРАХУНОК ПРИВОДА КАБЕЛЬНОГО БАРАБАНА



- | | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <p>1. Електродвигун ДМТН-112-6 У1
 $N = 4.5$ кВт, $n = 900$ об/мин1.</p> <p>2. Гальмо ТКГ-160 У2</p> <p>3. Шестерня відкритої зубчастої передачі $m = 6$; $Z_{Ш} = 25$</p> | <p>4. Колесо відкритої зубчастої передачі $m = 6$; $Z_K = 150$</p> <p>5. Струмоприймач кільцевий ТКБ-4 УХЛ2</p> <p>6. Кабельний барабан</p> |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|

Рисунок 4.1 – Кінематична схема кабельного барабана.

Для підводу електричного струму до крана використовують кабельний барабан з приводом, який забезпечує натяг кабелю і автоматичне змотування та розмотування його по мірі переміщення крана по рейковій колії.

Натяг змотує мого на барабан кабелю незалежно від напрямку пересування крана повинно складати не більш половини зовнішнього діаметра кабелю.

Натяг намотує мого на барабан кабелю, Н:

$$F = 0.5 \cdot d_{\text{каб}} \cdot g \quad (4.1)$$

де, $d_{\text{каб}} = 35\text{мм}$ – зовнішній діаметр кабелю;

$$F = 0.5 \cdot 35 \cdot 9.81 = 172\text{Н}$$

Максимальний крутний момент на валу кабельного барабана при намотуванні останнього (п'ятнадцятого) розрахункового слою кабелю, Н·м:

$$M_{\text{max}} = \frac{F \cdot D_{\text{мак}}^{\text{max}}}{2} \quad (4.2)$$

де, $D_{\text{мак}}^{\text{max}} = 3.2i$ - максимальний діаметр кабельного барабана (по середній лінії останнього слою кабелю);

$$M_{\text{max}} = \frac{172 \cdot 3.2}{2} = 275\text{Н} \cdot i$$

Передаточне відношення відкритої зубчатої передачі:

$$i = \frac{Z_{\text{в}}}{Z_{\text{з}}} = \frac{150}{25} = 6 \quad (4.3)$$

Таблиця 4.1 – Характеристика двигуна ДМТН 112-6 У1.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	4.5
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв. ⁻¹	900
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, кг·м ²	0.068
Максимальний момент $M_{\text{мак}}$, Н·м	118
Номінальний момент електродвигуна $M_{\text{ном}}$, Н·м	
$i_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{N}{n_{\text{д}}}$	48

Необхідний крутний момент навалу двигуна, Н·м:

$$M_{\text{н\ddot{a}}\text{л}} = \frac{M_{\text{max}}}{i} = \frac{118}{6} = 46 \text{ Н} \cdot \text{м} < [M_{\text{ном}}] \quad (4.4)$$

З каталогу обираємо двигун типу ДМТН 112-6 У1 з фазним ротором (таблиця 4.1).

Для утримання крутного моменту двигуна обираємо гальмо ТКГ- 160 У2 (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2- Характеристика гальма ТКГ- 160 У2.

Гальмівний момент M_T , Н·м	100
Діаметр гальмівного шківa, мм	160
Ширина гальмівної колодки, мм	70
Тип гідроштовхача	Т-16
Маса, кг	21

5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

5.1 Визначення допустимих напружень

Для виготовлення металоконструкції крана застосовуємо сталь марки 09Г2С ГОСТ 19281-73 з наступними механічними властивостями:

Таблиця 5.1 - Механічні властивості сталі 09Г2С.

Марка й категорія сталі	Тимчасовий опір розриву σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Відносне подовження δ_5 , %
09Г2С	500	350	21

Розрахунок металоконструкції проводимо за методом допустимих навантажень. Допустимі навантаження у цьому випадку визначаються щодо границі текучості обраної сталі з урахуванням нормативного коефіцієнта запасу міцності:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1.4} = 250 \text{ МПа} \quad (5.1)$$

де n - коефіцієнт запасу [12];

5.2 Визначення розрахункових навантажень

Розрахунок балки ведемо при максимальному навантаженні робочого стану.

Приймаємо наступні значення маси механізмів й елементів металоконструкції крана:

маса вантажу – 32 т;

маса балки – 6 т;

маса вантажного візка – 17 т;

маса захватної балки – 3,0 т.

Величини навантажень, що діють на балку, заносимо в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 – Навантаження, що діють на балку.

Назва навантаження	Сила ваги вантажу $\psi \cdot G_T^*$, кН	Сила ваги візка G_T , кН	Сила ваги балки q_B , кН/м	Сила ваги захватної балки. $q_{\text{з}}$, кН/м
Величина навантаження	377	166,77	59	29,4
* $\psi = 1.2$ - коефіцієнт динамічності [12].				

5.3 Складання розрахункової схеми

Критичний перетин балки перебуває на половині відстані між рівнодіючою й критичною силами вантажного візка від центра балки. Оскільки при розрахунку тиск на всі колеса візка умовно приймається рівним, то критичний перетин вилучений від центра балки на $\frac{1}{4}$ бази візка.

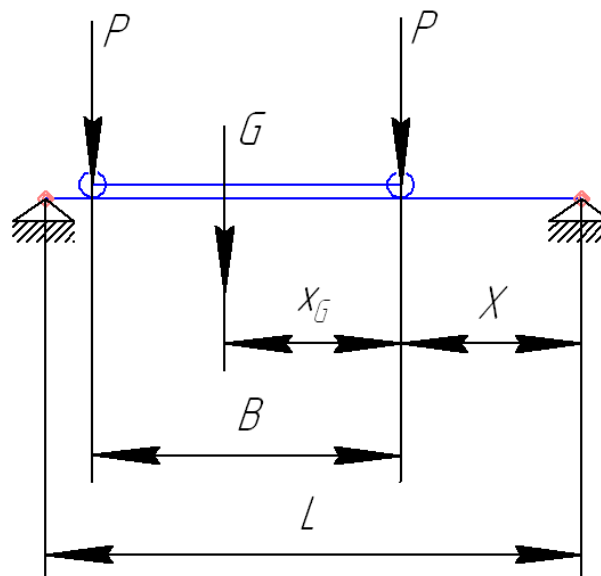


Рисунок 5.1 – Схема визначення критичного перетину балки.

На схемі:

$P = 129 \text{ кН}$ - тиск колеса візка на рейку (критична сила);

$L = 4 \text{ м}$ - проліт балки;

$\hat{A} = 2.3 \text{ м}$ - база візка;

$\bar{O} = 1.3425 \text{ м}$ - відстань від кінця балки до критичного перетину;

5.4 Визначення внутрішніх силових факторів

Для подальшого розрахунку балки на міцність і твердість необхідно визначити величину максимального згинального моменту в критичному перетині. Для цього візок розміщуємо на балці таким чином, щоб критична сила розташовувалася над цим перетином.

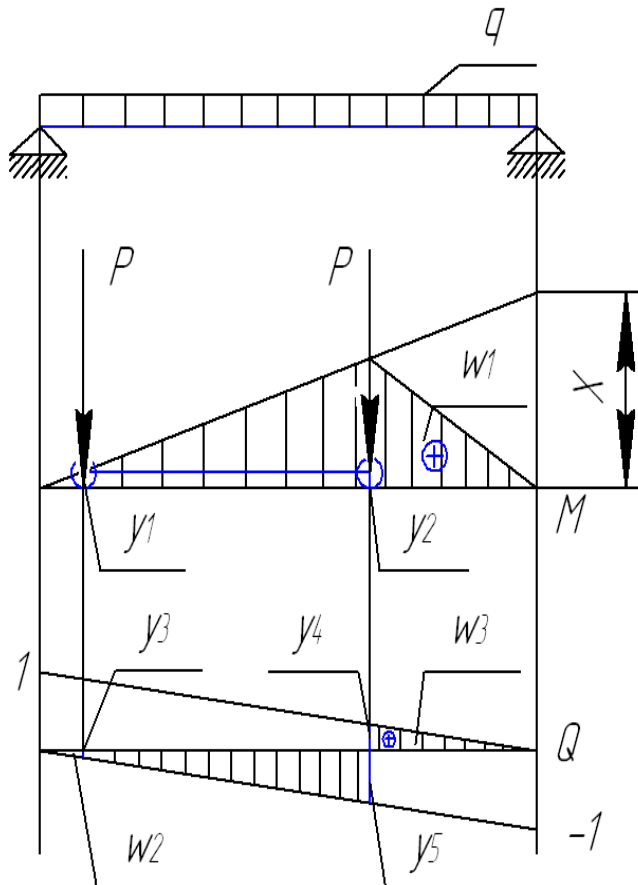


Рисунок 5.2 – Лінії впливу для балки.

За схемою (Рисунок 5.2) визначаємо максимальний згинальний момент у критичному перетині:

$$M_{MAX} = q_{\hat{A}} \cdot \omega_1 + P_1 \cdot (y_1 + y_2) = 1.66 \cdot 14.8 + 129 \cdot (0.11 + 0.83) = 145.8 \text{ кНм} \quad (5.2)$$

Визначаємо максимальне зусилля, що перерізує, біля опори балки:

$$Q_{MAX} = P(y_4 - (y_3 + y_5)) - q \cdot \omega_2 + q \cdot \omega_3 = 129 \cdot (0.34 - (0.66 + 0.09)) - 14.8 \cdot 0.87 + 14.8 \cdot 0.23 = -62.4 \text{ кН} \quad (5.3)$$

5.5 Визначення геометричних параметрів перетину балки

Прийнято наступні розміри елементів балки (Рисунок 5.3):

товщина поясів $\delta_{I1} = 14 \text{ мм}$, $\delta_{I2} = 10 \text{ мм}$

товщина стінок $\delta_C = 8 \text{ мм}$;

висота стінок $I_{\bar{N}} = 580 \text{ мм}$;

ширина поясів $\hat{A} = 520 \text{ мм}$;

звис поясів $\hat{a} = 52 \text{ мм}$.

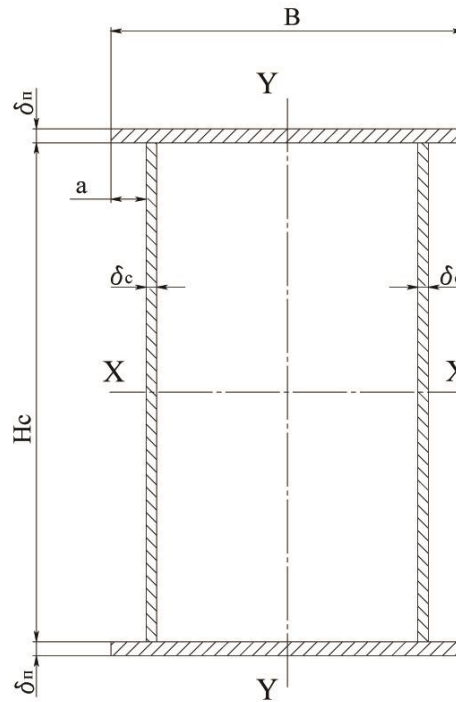


Рисунок 5.3 – Перетин балки.

Визначимо момент інерції даного перетину, м⁴:

$$I_{\delta\delta_i} = I_{\bar{n}1} + I_{\bar{n}2} + F_{I1} \left(\frac{I_{\bar{N}} + \delta_{I1}}{2} \right)^2 + F_{I2} \left(\frac{I_{\bar{N}} + \delta_{I2}}{2} \right)^2 \quad (5.4)$$

$$F_{I1} = \delta_{I1} \cdot \hat{A} = 0,014 \cdot 0,52 = 7,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (5.5)$$

$$F_{I2} = \delta_{I2} \cdot \hat{A} = 0,01 \cdot 0,52 = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (5.6)$$

$$I_{\bar{n}N} = \frac{\delta_{\bar{N}} \cdot I_{\bar{N}}^3}{12} = \frac{0,008 \cdot 0,58^3}{12} = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4 ; \quad (5.7)$$

$$I_{\bar{\delta}\bar{\delta}_Y} = 1.3 \cdot 10^{-4} \cdot 2 + 7.28 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0.58 + 0.014}{2} \right)^2 + 5.2 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0.58 + 0.01}{2} \right) = 13.53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

5.6 Перевірочний розрахунок балки

Момент опору даного перетину становить, м³:

$$W_X = \frac{2I_X}{H_C + \delta_{I_1} + \delta_{I_2}} = \frac{2 \cdot 13.53 \cdot 10^{-4}}{0.58 + 0.014 + 0.01} = 44.8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (5.8)$$

Напруги вигину в критичному перетині балки, МПа:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W_X} = \frac{145.8 \cdot 10^3}{44.8 \cdot 10^{-4}} = 32.5 \text{ МПа} < [\sigma] \quad (5.9)$$

5.7 Визначення перетину стійок

Прийнято наступні розміри елементів балки (Рисунок 5.4):

товщина поясів $\delta_Y = 10 \text{ мм}$;

товщина стінок $\delta_C = 8 \text{ мм}$;

висота стінок $I_{\bar{N}} = 520 \text{ мм}$;

ширина поясів $\hat{A} = 520 \text{ мм}$;

звис поясів $\hat{a} = 52 \text{ мм}$.

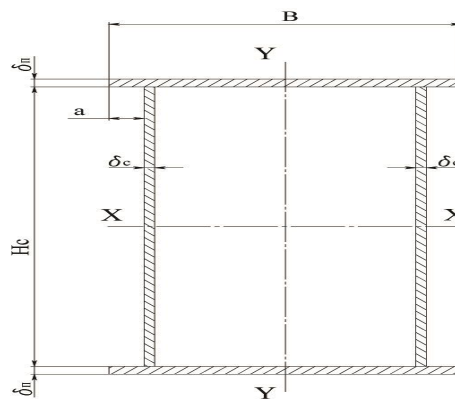


Рисунок 5.4 - Перетин балки.

Визначимо площу даного перетину, м²:

$$F = \hat{A} \cdot 2\delta_Y + I_{\bar{N}} \cdot 2\delta_C = 0.52 \cdot 2 \cdot 0.01 + 0.52 \cdot 2 \cdot 0.008 = 18.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (5.10)$$

Визначимо момент інерції даного перетину, м⁴:

$$I_{\bar{\delta}\bar{\delta}_Y} = 2I_{\bar{N}} + 2F_I \left(\frac{I_{\bar{N}} + \delta_{I_1}}{2} \right)^2 \quad (5.11)$$

$$F_{\bar{y}} = \delta_{\bar{y}} \cdot \hat{A} = 0,01 \cdot 0,52 = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ } \bar{y}^2 \quad (5.12)$$

$$I_{\bar{y}} = \frac{\delta_{\bar{y}} \cdot \hat{I}_{\bar{y}}^3}{12} = \frac{0,008 \cdot 0,52^3}{12} = 9,4 \cdot 10^{-5} \text{ } \bar{y}^4 \quad (5.13)$$

$$I_{\bar{y}} = 2 \cdot 9,4 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,52 + 0,01}{2} \right)^2 = 7,3 \cdot 10^{-4} \text{ } \bar{y}^4$$

Момент опору даного перетину становить, м³:

$$W_x = \frac{2I_x}{H_c + 2\delta_{\bar{y}}} = \frac{2 \cdot 7,3 \cdot 10^{-4}}{0,52 + 2 \cdot 0,01} = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ } \bar{y}^3 \quad (5.14)$$

5.8 Розрахунок стійкості при стиску

$$\sigma = \frac{D}{\varphi F} < [\sigma] \quad (5.15)$$

де $\varphi = f(\lambda)$ - коефіцієнт, що залежить від гнучкості;

$$\lambda = \frac{L_1}{r_{\min}} \text{ - гнучкість перетину;} \quad (5.16)$$

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\bar{y}}}{F}} \text{ - мінімальний радіус інерції перетину;} \quad (5.17)$$

$L_1 = 4,6 \text{ } \bar{y}$ - вільна довжина стійки;

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{7,3 \cdot 10^{-4}}{18,7 \cdot 10^{-3}}} = 0,198 \text{ } \bar{y} ;$$

$$\lambda = \frac{4,6}{0,198} = 23 ;$$

Приймаємо $\varphi = 0,96$;

$$\sigma = \frac{129 \cdot 10^3}{0,96 \cdot 18,7 \cdot 10^{-3}} = 7110 < [\sigma].$$

6 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУ

Виходячи з того, що визначення економічного ефекту базується на порівнянні витрат по базовій і новій техніці, то в першу чергу необхідно встановити вихідні дані розрахунку.

Таблиця 6.1 – Вхідні дані до розрахунку

Показник	Позначення	Одиниці	Величина показника
1	2	3	4
Вантажопідйомність крана	Q	т	2x16
Конструктивна маса	G	т	50
Робочі швидкості	V	м/с	Підйом – 0.083 Пересування крана – 0.3 Пересування візка – 0.167
Строк служби ПТМ	T	років	20
Встановлена потужність електродвигунів	W	кВт	Підйом: - 37 Пересування: крана – 4.5 Пересування візка – 4.5
Група класифікації режиму роботи			M2

Таблиця 6.2 – Економічні дані обладнання ПТМ.

Вид обладнання	Позначення	Тип	Величина, грн.	Тип	Величина, грн.
1	2	3	4	5	6
Механізм підйому					
Двигун	Ц _{дв.}	МТМ-225L8	28000	МТМ-280S10	45000
Редуктор	Ц _{ред.}	Ц2-650MP3	25000	Ц2-750	67000
Редуктор	Ц _{ред.}	1ЦУ-250	8000	1ЦУ-250	8000
Гальмо	Ц _{г.}	ТКГ-300	5000	ТКГ-300	5000
Механізм пересування візка					
Двигун	Ц _{дв.}	ДМТН-112-6	5000	ДМТН-211-6	6000
Редуктор	Ц _{ред.}	ВКУ-610M1	14000	ВКУ-750	39000
Гальмо	Ц _{г.}	ТКГ-160	4000	ТКГ-160	4000
Механізм пересування крана					
Двигун	Ц _{дв.}	ДМТН-112-6	5000	ДМТН-211-6	6000
Редуктор	Ц _{ред.}	3Ц3вкф-250	32000	3Ц3вкф-250	32000
Гальмо	Ц _{г.}	ТКГ-160	4000	ТКГ-160	4000
	ΣЦ _о		130000		210000

Розрахунок собівартості крана

Виходячи з вартості 1 т металоконструкції крана і вартості окремих вузлів спроектованої машини знаходять собівартість всієї ПТМ.

$$\tilde{N}_i = C_{i\dot{E}} + \sum \ddot{O}_i = 240000 + 130000 = 370000 \text{ \textit{ãđđ} } \quad (6.1)$$

де, $Z_{\text{МК}}$ – витрати на металоконструкцію крана, грн;

$\sum C_0$ – сумарна ціна обладнання, що встановлено на кран (таблиця 6.2);

Визначення витрат на металоконструкцію крана, грн:

$$C_{i\dot{E}} = m \cdot \ddot{O}_{i\dot{E}} \quad (6.2)$$

де, $m = 30\text{т}$ – маса металоконструкції крана і візка;

$C_{\text{МК}} = 8000\text{грн}$ – ціна за 1т ваги металоконструкції крана;

$$C_{i\dot{E}} = 30 \cdot 8000 = 240000 \text{ \textit{ãđđ} }$$

Розрахунок показників економічної ефективності

У промисловості для ухвалення рішення про доцільність розробки й впровадження нової техніки використовують критерій порівняльну економічну ефективність.

Економічний ефект - основний показник економічної ефективності. Являє собою сумарну економію матеріалів і капітальних вкладень, що одержують у результаті виробництва й використання нової або модернізованої техніки.

Економічний ефект визначають, порівнюючи наведені витрати по базовій або новій техніці, які прийняті як критерій економічної ефективності.

До показників економічної ефективності відносяться: економічний ефект, строк окупності, економії капітальних вкладень, і т.д.

Для визначення економічного ефекту необхідно забезпечити порівнянність варіантів нової й базової техніки. При цьому як база приймають показники кращої техніки, що має найменші наведені витрати розраховуючи на одиницю роботи, виробленої за допомогою цієї техніки. У випадку впровадження нових способів організації прогресивної технології

або впровадження й експлуатації нової техніки базою для порівняння є показники замінної техніки.

Розрахунок економічного ефекту даного крана полягає у визначенні наскільки вигідно буде виготовити кран на базі металоконструкції серійного крана вантажопідйомністю 2×20 і встановлення на неї нового обладнання.

Економічний ефект, грн:

$$\dot{A} = \sum \ddot{O}_{i\ddot{e}.n.} - \sum \ddot{O}_{i\ddot{e}.i} \quad (6.3)$$

де $\sum \text{Ц}_{\text{обл.п}} = 130000 \text{ грн}$ – сумарна ціна обладнання, що встановлено на проєктований кран (таблиця 6.2);

$\sum \text{Ц}_{\text{обл.с}} = 210000 \text{ грн}$ – сумарна ціна обладнання серійного крана (таблиця 6.2);

$$\dot{A} = 210000 - 130000 = 80000 \text{ \textit{a}d\textit{i}},$$

Виходячи з того, що металоконструкція крана залишається незмінною таким чином економічний ефект відбувається за рахунок різниці коштів на обладнання проєктованого крана в порівнянні з серійним.

Економія головним чином відбулась за рахунок встановлення обладнання за розрахунковими характеристиками, а це в свою чергу і призвело до зменшення затрат на це обладнання.

Таблиця 6.2 – Економічні показники ПТМ.

Показник	Позначення	Одиниці вимірювання	Величина показника
1	2	3	4
Собівартість проекту	Сп	грн	380000
Економія капітальних вкладень	Е	грн	80000
Строк експлуатації ПТМ	Те	років	20

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

Дипломним проектом передбачено модернізацію козлового крана.

При роботі даного обладнання можуть виникнути наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- Можливість отримання удару крановим гаком, підвіскою або вантажем;
- Зрив вантажу зі стропів у разі недотримання правил безпеки стосовно використання стропів;
- Отримання травми при зриві вантажних канатів у разі не дотримання правил безпеки при використанні вантажних кранових канатів;
- Можливість ураження електричним струмом;
- Падіння з висоти;
- небезпека для здоров'я внаслідок монотонної сидячої роботи, що може призвести до захворювання опорно-рухового апарату.

Оскільки тема дипломного проекту «Кран козловий спеціальний,

$Q = 2 \times 16 \text{ т}$ », тому нижче розглянемо заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки при експлуатації, ремонті, монтажі даного крана.

7.1 Заходи з охорони праці

Розглядається козловий спеціальний кран, вантажопід'ємністю $Q = 2 \times 16 \text{ т}$., вагою 50000 кг, який за допомогою захватної балки здійснює маневрування затворами. Кран встановлений на ГЕС між верхнім і нижнім б'єфами.

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у всіх галузях народного господарства встановлені ДБН Д.2.6-4-2000. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за

допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт забезпечені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт включаючи проходи та проїзди забезпечуються достатнім природним, або штучним освітленням. Освітленість рівномірна без засліплюючої дії на персонал.

Персонал задіяний на проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, забезпечений санітарно побутовими приміщеннями і якісною питною водою.

Не допускається робота на крані, якщо швидкість вітру перевищує допустиме значення, що вказано в паспорті крану, а також при снігопаді, дощі, що знижують видимість в межах робочої зони. Не допускається робота на крані, якщо температура навколишнього повітря нижче за значення, що вказано в паспорті крану. Проходи та робочі місця вирівнюють, ліквідуючи ями. Взимку проходи очищають від снігу, а в випадку ожеледі посипають піском, або іншим проти ковзним матеріалом.

Підйомно-транспортне обладнання відповідає вимогам

ГОСТ 12.1.009-76, а також Правилам устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

До керування підйомно-транспортним обладнанням допускаються особи не молодші 18 років, що пройшли медогляд та мають дозвіл на проведення даного виду робіт.

Кабіна крану обладнана суцільним огороженням з усіх боків і суцільним верхнім перекриттям. Внутрішні розміри кабіни повинні бути не менш як: висота-2м, ширина-0.9м, довжина-1.3м, об'єм - не менш 3м².

У кабіні повинен бути забезпечений вільний доступ до всього розташованого в ній обладнання.

Світлові отвори кабіни виконуються з безуламкового скла.

Засклення кабіни виконується так, щоб забезпечувалась можливість очищення скла, як з середини так і з зовні. У кабіні крана, що розглядається передбачені сонцезахисні щитки, а також пристрої для очищення скла.

Двері для входу до кабіни обладнуються засовом з внутрішньої сторони . А також двері повинні замикатися з середини.

Кабіна обладнується стаціонарним сидінням для машиніста, що встановлюється так, щоб була можливість сидячи керувати краном та вести спостереження за вантажем. Забезпечена можливість регулювання положення сидіння за висотою, та в горизонтальній площині.

Кабіни відповідають вимогам СП 1204-74 "Санитарных правил по устройству и оборудованию кабин управления кранов".

Допускний рівень шуму в кабіні не перевищує умовно допустимий (75ДБА) згідно з Санітарних норм виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99, затверджених постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №37 , та вібрації (віброприскорення 59дБ, віброшвидкості 101дБ) відповідно Державним санітарним нормам виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.039-99, затвердженого постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №39 і діючим НД.

У кабіні оператора крана забезпечуються оптимальні параметри мікроклімату згідно ДСН 3.3.6 – 042 – 99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Для кабіни оператора: температура – 22–24° С, які забезпечуються спеціально налаштованим кондиціонером (другий клас кондиціонування) та електричним обігрівачем;

Рівні напруженості електромагнітного поля в кабіні машиніста не перевищують гранично допустимих рівнів (0.5 кВ/м) згідно ДСН 239-96

«Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань », що затверджені наказом Міністерства охорони здоров'я України від 01.08.96 №239.

Матеріали, котрі використовуються для обробки кабіни, мають дозвіл на використання Міністерства охорони здоров'я України.

Опалювальні прилади в кабіні встановлюються виробником і відповідають вимогам ПУЗЗПУ.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, котрі можуть стати причиною нещасного випадку, закриті металевими огороженнями.

Огородженню підлягають:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;
- з'єднувальні муфти, з виступаючими болтами, шпонками, а також всі муфти розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса крану та візка оснащені щитками, котрі виключають попадання під колесо сторонніх предметів. Зазор між рейкою та щитком не перевищує 10 мм.

Неізольовані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них огорожені.

Все електрообладнання, що розташоване на крані заземлене, відповідно вимогам ПУЕ.

Для забезпечення виробничого освітлення майданчика на котрому проводиться маневрування затворами:

а) Встановлено на рамі крана прожектори у кількості по 1шт. з кожної сторони, які забезпечують достатнє освітлення місця опускання вантажозахоплюючого органу.

б) Встановлено по периметру майданчика, світильники з лампами накаливання для рівномірного освітлення майданчика.

Таблиця 7.1 - Норми освітлюваності робочих місць ДБН В.2.5 – 28 – 2006 «Природне та штучне освітлення»

Характеристика роботи	Розміри об'єкту розрізнення, мм	Розряд зорових робіт	Освітлення загальне
Груба	>5	6	150

На майданчику маневрування затворами знаходяться: ящик з піском – 1 шт, сталеві лопати - 2 шт. В кабіні кранівника знаходяться: рубильник для відмикання крана від струму та вуглекислотний вогнегасник типу ОУ-5 для гасіння електроустаткування.

Для захисту від блискавок передбачено пристрій блискавковідводів.

Обладнання крана, освітлювальні та силові мережі цілком відповідають вимогам пожежної безпеки. Легкозаймисті частині кранів (електрошафи, електродвигуни) виконані за європейськими стандартами пожежної безпеки та відповідають вітчизняним стандартам. Силові мережі, які також виконані у Європі, максимально захищені від можливості загоряння у відповідності європейським стандартам.

Зона майданчика забезпечена усіма необхідними санітарно побутовими приміщеннями, а саме:

- Гардеробна закритого типу;
- Умивальні
- Туалети;
- Місце для куріння (розташовуються поряд з туалетами);
- Медичний пункт охорони здоров'я.

Розташування цих приміщень відповідає усім нормам СНиП 2.09.04 – 87 «Санитарно – бытовые помещения».

Виконаємо розрахунок і визначимо діаметр сталевого канату для стропування вантажів при їх підйомі:

Вага вантажу складає 25 т;

число канатів у стропі - 4 шт;

кут зачалування стропа - 30° ;

маркирувальна група каната – 1764 МПа.

Визначимо зусилля в канаті стропа за формулою:

$$S = \frac{Q}{n} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{245}{4} \cdot \frac{1}{0.87} = 70.4 \text{ кН} \quad (7.1)$$

Де: Q – вага вантажу, кН;

n – число канатів у стропі, шт.;

α – кут зачалування стропа.

Таким чином визначимо розрахункове зусилля каната:

$$P = S \cdot K = 70.4 \cdot 10 = 704 \text{ кН} \quad (7.2)$$

Де K – коефіцієнт запасу міцності (K = 10).

За найближчим більшим числовим значенням розрахункового зусилля каната стропа обираємо канат діаметром 39.5 мм та заданою маркирувальною групою 1764 МПа.

7.2 Заходи з цивільної оборони

Розглянемо вплив ударної хвилі ядерного вибуху на будинки, споруди, технічне обладнання і людей промислового об'єкта.

Ударна хвиля — основний вражаючий фактор ядерного вибуху.

Ударна хвиля являє собою область сильно стисненого повітря, що поширюється в усі сторони від центра вибуху з надзвуковою швидкістю.

Ударна хвиля має фазу стиску й фазу розрідження. У фазі стиску ударної хвилі тиск вище атмосферного, а у фазі розрідження - нижче. Найбільший тиск повітря спостерігається на зовнішній границі фази стиску - у фронті хвилі.

Ударна хвиля вражає людей, руйнує або ушкоджує будівлі, спорудження, обладнання, техніку й майно. Ударна хвиля вражає

незахищених людей у результаті безпосереднього (прямого), а також непрямого впливу, викликаючи травми різного ступеня.

При безпосередньому впливі ударної хвилі причиною поразки є надлишковий тиск. При непряму - люди травмуються уламками зруйнованих будівель, уламками скла й інших предметів, що переміщуються під дією швидкісного напору. Травми від дії ударної хвилі прийнято підрозділяти на легкі, середні, важкі й край важкі.

Непрямий вплив ударної хвилі заподіює людям поранення й ушкодження всіякого характеру (від незначних подряпин і забитого місць до смертельних) на значно більших відстанях від центра вибуху, чим при прямому впливі ударної хвилі. Воно можливо в зонах з надлишковим тиском 3 кПа й більше.

Опірність будинків і споруджень до впливу ударної хвилі залежить від їхньої конструкції, висоти, розмірів й інших параметрів.

Найбільшим руйнуванням від ударної хвилі піддаються будинки й спорудження великих розмірів з легкими несучими конструкціями, що значно високо розташовані над поверхнею землі, а також немасивні безкаркасні спорудження з несучими стінами з цегли і блоків.

Підземні і заглиблені в ґрунт спорудження, будівлі антисейсмічної конструкції, а також масивні малогабаритні будівлі й спорудження із твердими несучими конструкціями мають значну опірність ударній хвилі.

Руйнування прийнято ділити на повні, сильні, середні й слабкі.

Повні руйнування. В будівлях і спорудженнях зруйновані всі основні несучі конструкції й завалені перекриття. Відновлення неможливо. Обладнання, засоби механізації й техніка відновленню не підлягають. На комунально-енергетичних мережах і технологічних трубопроводах розриви кабелів, руйнування значних ділянок трубопроводів, опор повітряних ліній електропередач і т.п.

Сильні руйнування. У будинках і спорудженнях значні деформації несучих конструкцій, зруйнована більша частина перекриттів і стін.

Відновлення будинків і споруджень можливо, але недоцільно, тому що практично зводиться до нового будівництва з використанням деяких збережених конструкцій. Обладнання й механізми здебільшого зруйновані й значно деформовані. Окремі деталі й вузли встаткування можуть бути використані як запасні частини. На комунально-енергетичних мережах і трубопроводах розриви й деформації на окремих ділянках підземних мереж, деформації опор повітряних ліній електропередач і зв'язку, а також розриви технологічних трубопроводів.

Середні руйнування. У будівлях і спорудженнях зруйновані, головним чином, не несучі, другорядні конструкції (стіни, перегородки, даху, вікна, двері). Можливі тріщини в зовнішніх стінах і вивали в окремих місцях. Перекриття й підвали не зруйновані, частина приміщень придатна до експлуатації. Деформовано окремі вузли обладнання і техніки. Техніка вийшла з ладу й вимагає капітального ремонту. На комунально-енергетичних мережах деформовані й зруйновані окремі опори повітряних ліній електропередач, є розриви й ушкодження технологічних трубопроводів. Для відновлення об'єкта, що одержав середні руйнування, потрібен капітальний ремонт, виконання якого можливо власними силами об'єкта.

Слабкі руйнування. В будівлях і спорудженнях зруйновані частина внутрішніх перегородок, заповнення дверних і віконних проємів. Обладнання має незначні деформації другорядних елементів. На комунально-енергетичних мережах є незначні руйнування й поломки конструктивних елементів. Для відновлення об'єкта (елемента), що одержало слабкі руйнування, як правило, потрібно поточний (дрібний) ремонт.

Ураження людей, що перебувають у момент вибуху в будинках і притулках, залежить від ступеня їхнього руйнування. Так, наприклад, при повних руйнуваннях будівель люди, що перебувають у них, як правило, гинуть. При сильних і середніх руйнуваннях може зберегтися приблизно половина людей, з яких значна частина буде уражена в різному ступені, може

виявитися під уламками конструкцій, а також у приміщеннях із заваленими або зруйнованими шляхами евакуації.

При слабких руйнуваннях будинків загибель людей малоймовірна. Однак частина з них може одержати різні травми й поранення.

Ураження людей у сховищі можуть бути викликані утворенням зон затоплення в місцях їхнього розміщення, пожежами з більшим виділенням угарного газу або зараженням повітря при руйнуванні технологічних установок й ємностей із сильнодіючими отруйними речовинами.

ВИСНОВКИ

У наведеній роботі були обрані схеми і проведені проектні та перевірочні розрахунки для механізмів крану електричного козлового спеціального. Всі обрахунки проведені для крану вантажопідйомністю 2х16т, який належить до групи А2 за класифікацією ISO. Розрахунки проведені для механізмів:

- Підйому;
- Пересування візка;
- Пересування крана;
- Приводу кабельного барабана;
- Металоконструкції;

На всіх механізмах похибка не перевищує допустимих значень.

Також у дипломному проекті було виконано розрахунок економічної ефективності проекту та були розглянуті заходи з охорони праці та цивільної оборони, а саме:

- заходи по забезпеченню безпеки;
- заходи по забезпеченню виробничої санітарії і гігієни праці;
- заходи з пожежної безпеки;
- заходи з цивільної оборони.

Передбачені заходи з цивільної оборони забезпечують стійку роботу об'єкта та безпеку персоналу в умовах надзвичайної ситуації.

Протягом виконання проекту були використані аналітичні та графоаналітичні методи розрахунку. Розрахунок виконувався вручну, а також за допомогою ЕОМ.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гречанюк В.І. *Гідроприводи і гідроавтоматика: Підручник*. — К.: Каравела, 2013.
2. Скрипник І.Ю. *Гідравліка та гідропневмопривід*. — Харків: НТУ "ХПІ", 2020.
3. Сінельников О.М., Дерев'янко С.І. *Підйомно-транспортні машини: Підручник*. — Київ: Видавництво Ліра-К, 2017.
4. Мартиненко І.І., Ващенко А.А. *Основи конструювання машин*. — Київ: Видавництво КНУБА, 2015.
5. Кравченко В.І. *Основи проектування гідросистем*. — Львів: Видавництво ЛПНУ, 2012.
6. ДСТУ Б В.2.8-12:2000. *Підйимально-транспортне устаткування. Загальні вимоги до безпеки*.
7. Чередниченко О.І. *Гідравлічні машини та гідроприводи*. — Харків: УкрДУЗТ, 2018.
8. Кузнецов С.О. *Основи гідропневмоавтоматики*. — Київ: НАУ, 2016.
9. Esposito, A. *Fluid Power with Applications*. — Pearson Education, 2014.
10. Jagadeesha T. *Hydraulics and Pneumatics*. — I.K. International Publishing House, 2015.
11. Majumdar, S.R. *Oil Hydraulic Systems: Principles and Maintenance*. — Tata McGraw-Hill, 2002.
12. Parr, A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. — Butterworth-Heinemann, 2013.
13. Liu, Y., Ye, G. *Design of Hydraulic Systems for Lift Equipment*. — Springer, 2021.