

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)
Деталі машин і підійально-транспортні 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 МЗ-313с17

Спеціальності 133, Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

„Підійально-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машин і обладнання“
Поволійов Д.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник старш. викл. Дмитро Козак
(прізвище та ініціали)

Рецензент доц. Роман Прокоп
(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний факультет
Кафедра Деталі машин і підіймно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 153, Технічне машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підіймно-транспортні вер. буд.-монтаж.-машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Мартівницький І. М.
« 15 » 04 20 26 року

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

Павлітов Дмитро Вячеславович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран козловий Q = 2 x 16 Т.

керівник проєкту (роботи) Козак Дмитро Сергійович старший викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 20 26 року № 163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Випідна конструкція козлового крана Q = 2 x 16 Т.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок вигина підіймального механізму 2. Розрахунок механізму переміщення вівка 3. Розрахунок механізму переміщення крана 4. Розрахунок приводу кабельного барабана 5. Розрахунок металеві конструкції крана 6. Охорона праці та цивільна оборона

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

1. Металокопструкція крана лист А0; 2. Механізми пересування крана лист А1; 3. Механізми пересування вівка лист А1; 4. Механізми підйому лист А2; 5. Загальний вигляд лист 2 А1, А2; 6. Підвіска лист А1

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконане завдання
1	Козак Д.С. старш. викл.	16.04.2026	
2	Козак Д.С. старш. викл.	24.04.2026	
3	Козак Д.С. старш. викл.	30.04.2026	
4	Козак Д.С. старш. викл.	08.05.2026	
5	Козак Д.С. старш. викл.	15.05.2026	
6	Козак Д.С. старш. викл.	22.05.2026	

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок вагатордінатного механізму		
2	Розрахунок механізму переміщення відка		
3	Розрахунок механізму переміщення крана		
4	Розрахунок приводу кабельного барабана		
5	Розрахунок металеві конструкції крана		
6	Охорона праці		

Студент


(підпис)

Похвалітов Д.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)


(підпис)

Козак Д.С.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проєкту викладена на 147 сторінках друкованого тексту, ілюстрована 35 рисунками та містить 27 таблиць. При виконанні роботи використано 14 літературних джерел.

У проєкті вирішено такі завдання:

- виконано розрахунок механізму, призначеного для підймання вантажу;
- проведено розрахунок механізму пересування вантажного візка;
- здійснено розрахунок механізму пересування крана;
- виконано перевірочний аналіз несучої металоконструкції;
- розраховано економічний ефект від застосування лізингу крана;
- наведено основні заходи з охорони праці.

Графічна частина дипломного проєкту представлена на аркушах формату А0, А1 та трьох аркушах формату А2, а саме:

- загальний вигляд козлового крана;
- металоконструкція козлового крана;
- механізм пересування візка козлового крана;
- механізм пересування козлового крана;
- вантажопідіймальний механізм;
- вузол підвіски.

Роботу виконано на кафедрі «Деталі машин та підйомно-транспортні механізми» Запорізького національного технічного університету. \

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

ЗМІСТ

Зміст.....	5
ВСТУП	8
1 РОЗРАХУНОК ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ	9
1.1 Підбір схеми та кратності поліспасти	10
1.2 Підбір каната для вантажу	11
1.3 Обчислення діаметрів барабана, канатного та урівнюючого блоків:	12
1.4 Підбір електродвигуна	13
1.5 Підбір механічної передачі	14
1.6 Вибір гальмівного пристрою	16
1.7 Розрахунок крутніх моментів на валах механізму підйому	17
1.8 Перевірка редукторів.....	19
1.9 Перевірка зубчатих муфт	20
1.10 Розрахунок барабана.....	21
1.11 Фіксація каната на барабані.....	23
1.12 Обчислення навантажень на опори барабана	25
1.13 Перевірка підшипників	29
1.14 Розрахунок барабанного вала	30
1.15 Розрахунок шпонок вала барабана.....	37
1.16 Розрахунок фланцевого вала	40
1.17 Розрахунок осі блоків підвіски.....	42
1.18 Розрахунок проушини підвіски	45
1.19 Розрахунок траверси підвіски.....	47

	6
1.20 Розрахунок щокі підвіски	50
1.21 Розрахунок втулки блока	52
2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА	53
2.1 Визначення опору руху візка під час роботи з вантажем.....	54
2.2 Визначення опору руху візка під час роботи без вантажу	56
2.3 Вибір двигуна	57
2.4 Вибір редуктора	58
2.5 Вибір гальма	60
2.6 Обчислення крутних моментів на валах.....	61
2.7 Перевірка редуктора	62
2.8 Перевірка зубчастих муфт	62
2.9 Визначення навантажень на коліщата візка.....	64
2.10 Розрахунок запасу зчеплення	65
2.11 Розрахунок колеса.....	68
2.12 Розрахунок вала ведучого колеса.....	68
2.13 Підйом затвора	74
2.15 Розрахунок шпонок вала ведучого колеса	76
2.16 Розрахунок підшипників ведучого колеса візка.....	79
2.17 Розрахунок тихохідного трансмісійного вала	80
3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА	83
3.1 Визначення опору пересування крана під час роботи з вантажем	84
3.2 Вибір двигуна	87
3.3 Вибір редуктора	88
3.4 Вибір гальм.....	89
3.5 Вирахування зусилля віднесення крана	91

3.6	Визначення крутних моментів на валах	93
3.7	Перевірка редуктора	94
3.8	Перевірка зубчатої муфти	94
3.9	Визначення навантажень на коліщата крана	95
3.10	Розрахунок запаса зчеплення.....	103
3.11	Розрахунок колеса.....	105
3.12	Розрахунок вала ведучого колеса крана	105
3.13	Розрахунок шпонок вала ведучого колеса	113
3.14	Розрахунок підшипників ведучого колеса крана	115
4	РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ КАБЕЛЬНОГО БАРАБАНА	117
5	РОЗРАХУНОК МЕТАЛЕВОЇ КОНСТРУКЦІЇ КРАНА	120
5.1	Визначення допустимих напружень	120
5.2	Визначення розрахункових навантажень	120
5.3	Складання розрахункової схеми	121
5.4	Визначення внутрішніх силових чинників	122
5.5	Визначення геометричних параметрів перерізу балки	123
5.6	Перевірочний розрахунок балки	124
5.7	Визначення перерізу стійок	124
5.8	Розрахунок стійкості при стиску.....	126
6	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	127
6.1	Заходи з охорони праці.....	127
6.2	Заходи з цивільної оборони	131
	ВИСНОВОК	135
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	136

ВСТУП

Метою цього дипломного проєкту є розробка козлового крана вантажопідйомністю 2×16 тонн, призначеного для переміщення ремонтних затворів за допомогою спеціальної захватної балки. Обладнання експлуатується на нижньому б'єфі водозливної греблі Гродненської ГЕС.

Несуча металоконструкція виконана як цільнозварна просторова система, що формує портал крана. Усі елементи конструкції мають коробчатий переріз.

Вантажний візок складається з рами, підйомного механізму, двох самостійних підвісок (кожна на 16 т) та механізму пересування візка.

Підйомний механізм включає два канатні барабани діаметром 560 мм і силовий привод. Механізм пересування візка оснащено центральним приводом, двома ведучими та двома веденими колесами діаметром 400 мм. Привод розташовано безпосередньо на рамі візка.

Механізм пересування самого крана складається з двох незалежних приводів, двох ведучих і двох ведених коліс діаметром 560 мм. Кожен із приводів містить електродвигун, вертикальний редуктор та гальмівний механізм.

Управління роботою крана здійснюється з кабіни машиніста, яка розміщена на ходовій балці металоконструкції. Для живлення крана на протилежній ходовій балці встановлено кабельний барабан.

Функцію датчика перевантаження та ослаблення каната виконує тензометричний пристрій, змонтований на осі вирівнювального блоку. Для запобігання зсуву крана вітром у неробочому стані на ходових балках передбачено два напівавтоматичні кліщові захвати.

Таблиця 1.1 – Вихідні данні

Параметри	Позначення	Величина
Клас механізма по ISO 4301/1		M2
Вантажепідйомність механізма, т (кН)	2Q	2x16 (2x157)
Вантажепідйомність 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 поліспада	i _п	2

1.1 Підбір схеми та кратності поліспада

Кратність поліспада визначається за формулою:

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

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

a – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

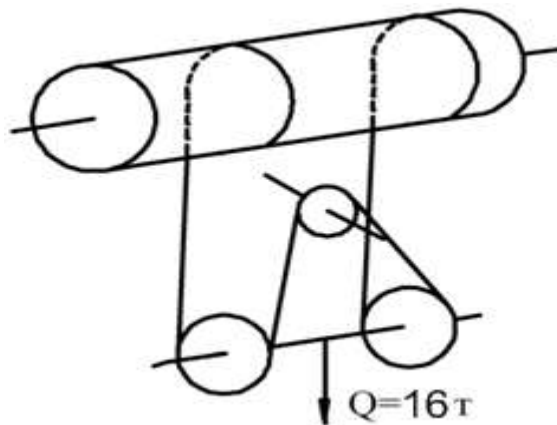


Рисунок 1.2 – Схема запасовки каната однієї підвіски механізму підйому.

Коефіцієнт корисної дії поліспада розраховується за залежністю:[1]

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

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

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

1.2 Підбір каната для вантажу

Вибір вантажного каната здійснюється за розривним зусиллям $F_{\text{розр.}}$:

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

де, Z_p – коефіцієнт використання каната;

S – найбільше зусилля в канаті, Н;

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

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

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 $G_n = 0,34 \text{ т}$.

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

$$F_{\text{розр.}} = 3,35 \cdot 40900 = 137015 \text{ Н}$$

Обираємо канат подвійної звивки конструкції 6×36+1 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:[1]

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

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

1.3 Обчислення діаметрів барабана, канатного та урівнюючого блоків:

Мінімальний діаметр барабана по середній лінії навитого каната визначається за формулою:

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

де, $h_1 = 12.5$ – коефіцієнт вибору діаметра барабана [1]

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 [1]

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 [1] :

Конструктивно приймаємо діаметр блока $D_3 = 400$ мм;

1.4 Підбір електродвигуна

Коефіцієнт корисної дії механізму підйому:

$$\eta_o = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_m^3 \quad (1.10)$$

де, $\eta_b = 0.98$ – 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;

$$\eta_o = 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.99^3 = 0.904$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{ст} = \frac{2(Q+G_n) \cdot V}{\eta_o} \quad (1.11)$$

де, Q – вантажепідйомність однієї підвіски, Н;

G_n – вага підвіски, Н;

V – швидкість підйому вантажу;

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

По каталогу обираємо двигун типу 4MTM 225L8Y2 з фазним ротором (таблиця 1.3).

Таблиця 1.3 – Характеристика двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P _д , кВт	37
Частота обертання n _д , хв. ⁻¹	725
Момент інерції ротора I _р , кг·м ²	1.27
Максимальний момент M _{мах} , Н·м	1500
Номінальний момент електродвигуна M _{ном} , Н·м $M_{ном} = 9550 \cdot \frac{N}{n_{дв}}$	488

1.5 Підбір механічної передачі

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{\text{дв}}}{60 \cdot i_{\text{п}} \cdot V} \quad (1.12)$$

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

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

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

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

Обирано редуктор Ц2-650MP3-31.5-23У2, який з'єднаний з валом барабана (таблиця 1.4).

Таблиця 1.4 – Характеристика редуктора Ц2-650MP3-31.5-23У2.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв^{-1}	1000
Номінальне передаточне відношення	31.5
Фактичне передаточне відношення	32.42
Максимальний момент $M_{\text{мах}}$, Н·м	52000
Маса, кг	1170

Необхідне передаточне відношення другого редуктора:

$$i_2 = \frac{i_H}{i_1} = \frac{132}{31.5} = 4.1 \quad (1.13)$$

Обираємо редуктор 1ЦУ-250-4-21У2 (таблиця 1.5), який передає крутний момент від вала двигуна на швидкохідний вал редуктора Ц2-650MP3-31.5-23У2.

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:

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

Фактична швидкість підйому, м/с:

$$V_\Phi = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_{dv}}{60 \cdot i'_0 \cdot i'_n} = \frac{3.14 \cdot 0.5765 \cdot 725}{60 \cdot 131.38 \cdot 2} = 0.083 \text{ м/с} \quad (1.15)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої, %:

$$\Delta V = \frac{|V_{ван} - V_\Phi|}{V_{ван}} \cdot 100\% = \frac{|0.083 - 0.083|}{0.083} \cdot 100\% = 0.1\%,$$

що допустимо, $[\Delta V] = \pm 5\%$.

1.6 Вибір гальмівного пристрою

Необхідний гальмівний момент визначається за формулою, Н·м:

$$M_T^H = k_T \cdot \frac{1000 \cdot 2(Q + G_n) \cdot D_{cp}}{2 \cdot i_n \cdot i'_0} \cdot \eta_{max} \quad (1.16)$$

де, k_T – коефіцієнт запасу гальмування;

$\eta_{\max}$ – максимальний ККД гальма;

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

$$M_T^H = 1.5 \cdot \frac{1000 \cdot 2(157000+3.34) \cdot 0.5765}{2 \cdot 2 \cdot 131.38} \cdot 0.952 = 502 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Обирано гальмо ТКГ – 300 У2 з гальмівним моментом 800 Н·м. (таблиця 1.8).

Таблиця 1.8- Характеристика гальма ТКГ- 300 У2.

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

1.7 Розрахунок крутніх моментів на валах механізму підйому

Крутний момент 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;

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

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-650MP3-31.5-23У2, Н·м:

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

де, η_M – ККД зубчатої муфти;

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

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора Ц2-650MP3-31.5-23У2, 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;

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

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

$$M_{2B} = \frac{M_{2T}}{i_2 \cdot \eta_2} \quad (1.22)$$

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

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

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

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

1.8 Перевірка редукторів

Швидкість обертання вхідного (швидкохідного) вала редуктора

РК-500-40-23М, об/хв.:

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

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

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

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

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:

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

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

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

Розрахункові значення не перевищують номінальних характеристик редукторів.

1.9 Перевірка зубчатих муфт

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності півмуфти:

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

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;

$[k_{\Pi}]$ – 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 [2];

$k_2 = 1$ – коефіцієнт, що враховує умови праці [2];

$k_3 = 1$ – коефіцієнт кутового переміщення [2];

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

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

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

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

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

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

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

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

1.10 Розрахунок барабана

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

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

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 – центр обіжно – лита товстостінна труба 585x520x1500 ТУ14-3-1747-90. Матеріал труби 25Л ГОСТ 977-88.

Допустима напруга стиску матеріалу барабана, МПа:

$$[\sigma_{\text{ст}}] = \frac{\sigma_{\text{т}} \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.36)$$

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

$\gamma_c = 1$ - коефіцієнт умов роботи [4];

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [4];

$\gamma_n = 1.75$ – коефіцієнт надійності за призначенням [4];

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

Напруження стиску стінки барабана, МПа;

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

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

1.11 Фіксація каната на барабані

Розрахункове натягіння 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 поверхною 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 по ГОСТ 7796-70.

Межа текучості матеріалу болтів $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$;

Межа міцності матеріалу болтів $\sigma_H = 400 \text{ МПа}$;

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 Обчислення навантажень на опори барабана

Розрахунок виконано для двох випадків навантаження:

1 – натягіння каната від номінального навантаження $S = 40900 \text{ Н}$.

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

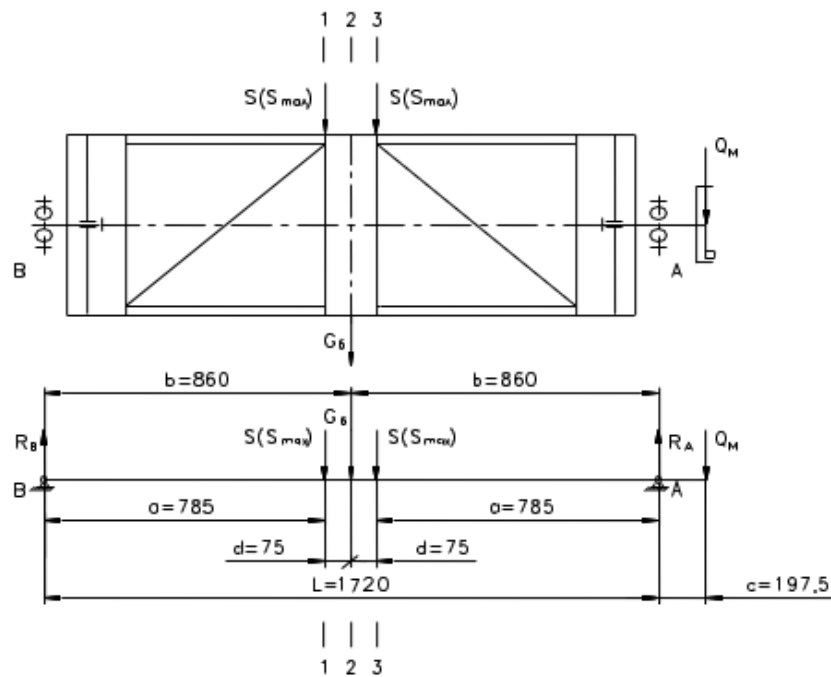


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема барабана.

1.12.1 Реакції опор барабана для першого варіанту 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 неврівноваженого згинаючого зусилля.

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

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

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 другого варіанту 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:

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

Окружне зусилля, яке передається зубчатою півмуфтою, м:

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

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

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

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

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 Згинальні моменти у небезпечних перерізах барабана для першого варіанту

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

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

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

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

1.12.4 Аналіз барабана на спільну дію згину, стиску і кручення

Результуюча напруга для сталюого барабана, МПа:

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

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

Напруження згину в найбільш навантаженому перерізі, МПа:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_2 \cdot D_1}{0.1(D_1^4 - D_{\text{вн}}^4)} \quad (1.54)$$

де, D_1 – прийнятий діаметр барабана, мм;

$D_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр барабана, мм;

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

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

Напруження кручення барабана, МПа:

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

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

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;

$\sigma_T = 235 \text{ МПа}$ – 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 $C_0 = 465000 \text{ Н}$.

Динамічна вантажопідйомність $C = 585000 \text{ Н}$.

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.;

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

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

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

1.14 Розрахунок барабанного вала

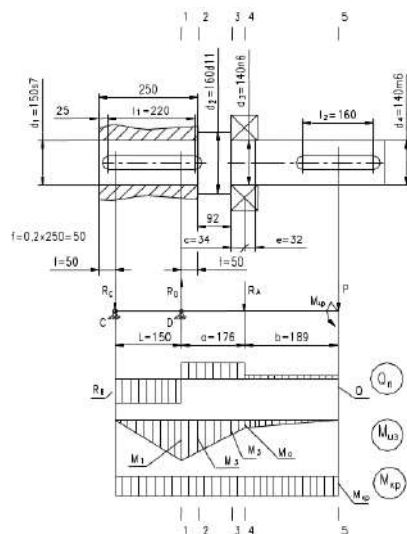


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема вала барабана.

1.14.1 Перевірка міцності вала за максимальним навантаженням

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

Межа текучості: $\sigma_T = 315$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 570$ МПа;

Допустимі напруження згину [4], МПа:

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

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;

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

Допустимі дотичні напруження [4], 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 проізовдних 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;

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

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

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

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

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

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

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

Розрахунок згинаючих моментів в перетинах, Н·мм:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Визначаємо напруження згину в перетинах, МПа:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Визначаємо дотичні напруження в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \tau_1^{\max} = \frac{M_6^{\max}}{0.2 \cdot d_1^3 \cdot e'_{k1}} + \frac{4 \cdot R_D^{\max}}{3 \cdot 0.785 \cdot d_1^2 \cdot e'_{F1}} < [\tau] \quad (1.76)$$

де, e'_{k1} , e'_{k2} – коефіцієнти для перетину з однією шпонкою, які входять в момент опору кручення[8]: $e'_{k1} = 0.96$; $e'_{k2} = 0.95$;

e'_{f1} , e'_{f2} - коефіцієнти для перетину з однією шпонкою, які входять в зачеплення площі перетину[8]: $e'_{f1} = 0.98$; $e'_{f2} = 0.97$;

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

$$\text{Перетин 2-2: } \tau_2^{\max} = \frac{M_6}{0.2 \cdot d_1^3 \cdot e'_{k1}} + \frac{4 \cdot (R_D^{\max} - R_C^{\max})}{3 \cdot 0.785 \cdot d_1^2 \cdot e'_{F1}} < [\tau] \quad (1.77)$$

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

$$\text{Перетин 3-3, 4-4: } \tau_3^{\max} = \tau_4^{\max} = \frac{M_6}{0.2 \cdot d_3^3} + \frac{4 \cdot (R_D^{\max} - R_C^{\max})}{3 \cdot 0.785 \cdot d_3^2} < [\tau] \quad (1.78)$$

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

$$\text{Перетин 5-5: } \tau_5^{\max} = \frac{M_6}{0.2 \cdot d_4^3 \cdot e'_{k3}} + \frac{4 \cdot (R_D^{\max} - R_C^{\max})}{3 \cdot 0.785 \cdot d_4^2 \cdot e'_{F3}} < [\tau] \quad (1.79)$$

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

Вичисляємо 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 [7], МПа:

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

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

k – коефіцієнт зниження межі витривалості;

$k = 2.3$ – для перехідної посадки (перетин 5-5) [9];

$k = 2.7$ – для посадки з натягом (перетини 1-1, 2-2, 3-3, 4-4) [9];

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

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

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

Еквівалентний згинаючий момент в перетинах вала, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_{\text{экв1}} = M_1 \cdot k_q = 18453300 \cdot 0.75 = 13839975 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.86)$$

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності [10];

$$\text{Перетин 2-2: } M_{\text{экв2}} = M_2 \cdot k_q = 14242250 \cdot 0.75 = 10681688 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.87)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_{\text{экв3}} = M_3 \cdot k_q = 6493918 \cdot 0.75 = 4870440 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.88)$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_{\text{экв4}} = M_4 \cdot k_q = 3553200 \cdot 0.75 = 2664900 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (1.89)$$

Напруження згону в перетинах вала, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{\text{экв1}} = \frac{M_{\text{экв1}}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{13839975}{0.1 \cdot 150^3} = 41 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]' \quad (1.90)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{\text{экв2}} = \frac{M_{\text{экв2}}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{10681688}{0.1 \cdot 150^3} = 32 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]' \quad (1.91)$$

$$\text{Перетин 3-3: } \sigma_{\text{экв3}} = \frac{M_{\text{экв3}}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{4870440}{0.1 \cdot 140^3} = 18 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]' \quad (1.92)$$

$$\text{Перетин 4-4: } \sigma_{\text{экв4}} = \frac{M_{\text{экв4}}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{2664900}{0.1 \cdot 140^3} = 10 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]' \quad (1.93)$$

1.15 Розрахунок шпонок вала барабана

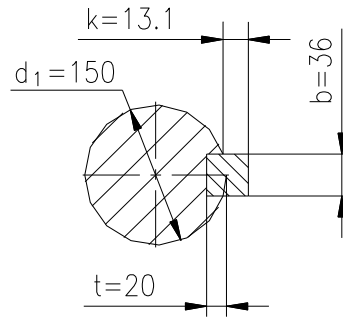


Рисунок 1.5 – Вал барабана зі шпонкою під втулкою ступиці.

На валу барабана під втулкою ступиці встановлена шпонка 2-36×32×220 ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки – сталь 45 ГОСТ 1050-2013.

Межа текучості: $\sigma_T = 355$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 600$ МПа;

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

Межа текучості: $\sigma_T = 215$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 430$ 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 втулки ступиці.

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

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

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_6}{d_1 \cdot l \cdot k} < [\sigma_{см}] \quad (1.94)$$

де, $M_6 = 24060000$ Н·мм – крутний момент на барабані при номінальному навантаженні;

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

Діюче напруження зрізу, МПа

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M_6}{d_1 \cdot b \cdot l} < [\tau_{\text{см}}] \quad (1.95)$$

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

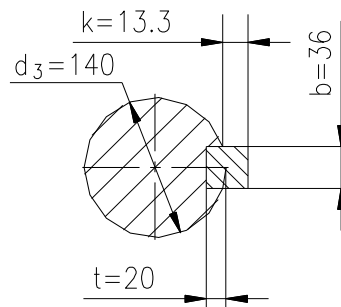


Рисунок 1.6 – Вал барабана зі шпонкою під зубчатою втулкою.

На валу барабана під зубчатою втулкою встановлена шпонка

2-36×32×160 ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонки – сталь 20 ГОСТ 1050-88.

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

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

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

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

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

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

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

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

Розрахунок проводимо по матеріалу вала.

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

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

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\delta}}{d_1 \cdot l \cdot k} < [\sigma_{\text{см}}] \quad (1.96)$$

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

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

Діюче напруження зрізу, МПа

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M_{\delta}}{d_1 \cdot b \cdot l} < [\tau_{\text{см}}] \quad (1.97)$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 24060000}{140 \cdot 36 \cdot 160} = 60 \text{ МПа} < [\tau_{\text{см}}]$$

1.16 Розрахунок фланцевого вала

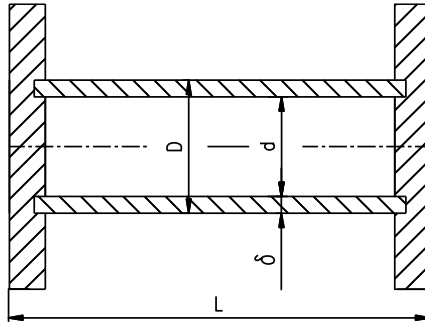


Рисунок 1.7 – Розрахункова схема фланцевого вала.

Матеріал вала – сталь 20 ГОСТ 1050-88.

Труба 219×8 ГОСТ 8731-74.

Межа текучості: $\sigma_T = 245$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 420$ 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.:

$$\phi = \frac{M_B \cdot L}{G \cdot J_p} < [\phi_L] \quad (1.101)$$

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

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

Момент інерції перетину вала при крученні, мм⁴:

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

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

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

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

1.17 Розрахунок осі блоків підвіски

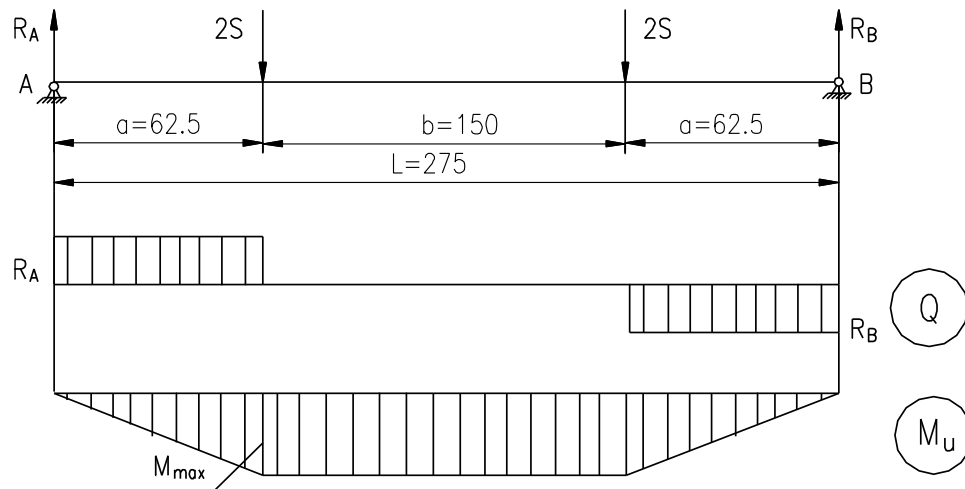


Рисунок 1.8 – Розрахункова схема осі блоків підвіски.

1.17.1 Перевірка міцності осі за максимальним навантаженням

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:

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

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 [12];

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

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

Допустимі дотичні напруження, МПа:

$$[\tau_{3p}] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.105)$$

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

$$[\tau_{3p}] = \frac{440 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.2 \cdot 1.75} = 101 \text{ МПа}$$

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:

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

Максимальне напруження згину, МПа:

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

Максимальне напруження зрізу, МПа:

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

Приведенні напруження, МПа:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}}^{\max})^2 + 3(\tau_{\text{сп}}^{\max})^2} = \sqrt{64^2 + 3 \cdot 17^2} = 70 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}] \quad (1.110)$$

1.17.2 Розрахунок осі 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 - натяжіння каната від номінального навантаження, Н;

Еквівалентний максимальний згинаючий момент, Н·мм:

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

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності [12];

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

Еквівалентні максимальні напруження згину, МПа:

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

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

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

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

$k = 2.3$ – коефіцієнт зниження межі витривалості [7];

$n = 1.6$ – запас міцності для поковки механізму підйому [7];

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

1.18 Розрахунок проушини підвіски

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

Межа текучості: $\sigma_T = 175$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 355$ МПа;

Розміри проушини 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 $\frac{d}{b} = 0.47$ [11];

Напруження розтягнення в перетині А-А [10], МПа:

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

де, $\alpha_1 = 3.3$ – коефіцієнт, який залежить від відношення $\frac{d}{b}$ [10] ;

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

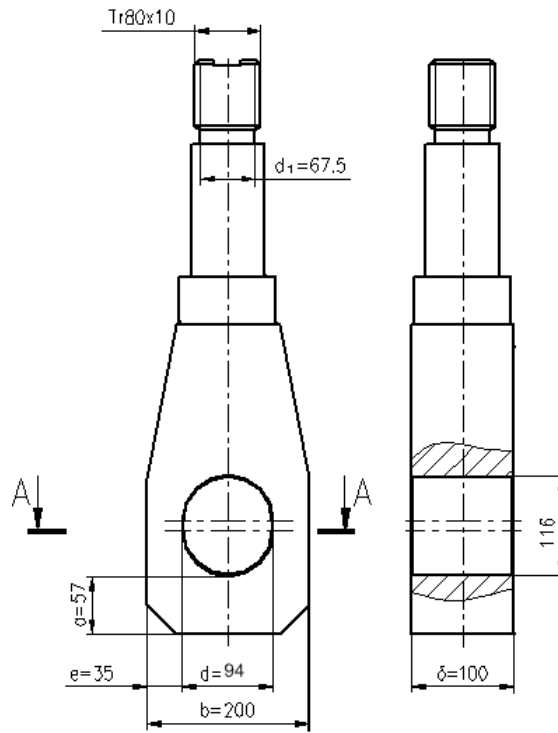


Рисунок 1.9 – Ескіз проушини підвіски.

Допустимі напруження розтягнення, МПа:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.119)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу [10];

$\gamma_c = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [10];

$\gamma_n = 1.15$ – коефіцієнт надійності по призначенню [10];

$\gamma_m = 1.15$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [4];

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

Напруження зминання по діаметральній площині, МПа:

$$\sigma_{cm} = \frac{1.25Q}{d \cdot \delta} = \frac{1.25 \cdot 157000}{94 \cdot 100} = 21 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] \quad (1.120)$$

Допустиме напруження змінання, МПа:

$$[\sigma]_{3M} = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.121)$$

де, $c = 0.4$ – коефіцієнт переходу [10];

$\gamma_c = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [10];

$\gamma_n = 1.0$ – коефіцієнт надійності по призначенню [10];

$\gamma_m = 1.0$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [4];

$$[\sigma]_{3M} = \frac{175 \cdot 0.4 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 70 \text{ МПа}$$

1.19 Розрахунок траверси підвіски

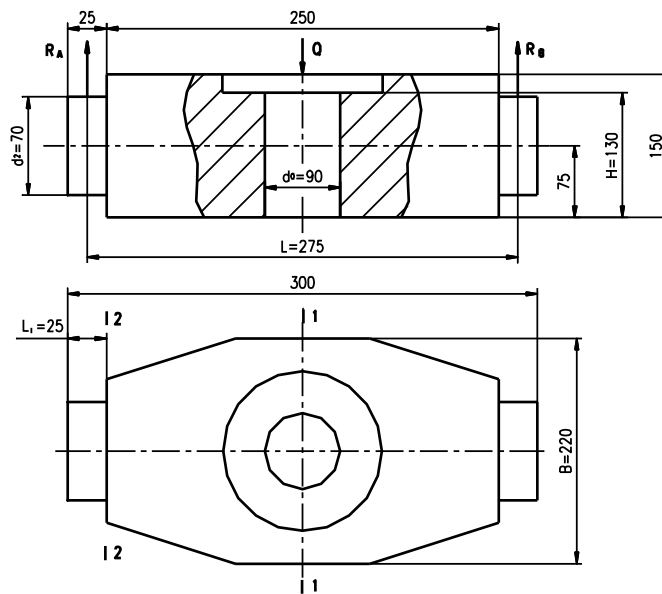


Рисунок 1.10 – Ескіз траверси підвіски.

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

Межа текучості: $\sigma_T = 245$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 470$ МПа;

Знаходимо реакції опор, Н:

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

Згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_1=R_A \cdot 0.5 \cdot L=98125 \cdot 0.5 \cdot 275=13492190\text{H} \cdot \text{мм} \quad (1.123)$$

$$\text{Перетин 2-2: } M_2=R_A \cdot 0.5 \cdot L_1=98125 \cdot 0.5 \cdot 25=1226563\text{H} \cdot \text{мм} \quad (1.124)$$

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:

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

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

Напруження зрізу в перетині 2-2, МПа:

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

Приведене напруження в перетині 2-2, МПа:

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

Допустиме напруження згину в перетинах, МПа:

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

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;

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

Допустиме напруження зрізу в перетинах, МПа:

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

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу;

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

1.20 Розрахунок щок підвіски

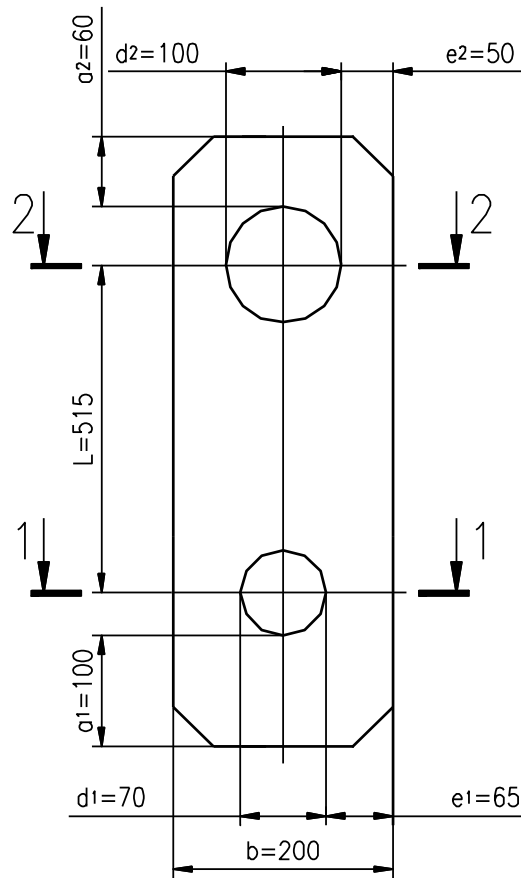


Рисунок 1.11 – Ескіз щок підвіски.

Матеріал щок - Лист $\frac{25\text{ГОСТ19903-74}}{295-09\Gamma 2\text{С-12ГОСТ19281-89}}$

Межа текучості: $\sigma_T = 295 \text{ МПа}$;

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

Розміри щок повинні влаштовувати наступні умови [10]:

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

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

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

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

$$\alpha_2 \geq \eta_2 \cdot e_2 = 1.2 \cdot 50 = 60 \text{ мм} \quad (1.136)$$

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

Напруження розтягнення в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{p1} = \alpha_1 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot b \cdot \delta} = 4.33 \cdot \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 200 \cdot 25} = 85 \text{ МПа} < [\sigma]_p \quad (1.137)$$

де, α_1, α_2 – коефіцієнти, які залежать від відношення $\frac{d}{b}$ [10] ;

$$\alpha_1 = 4.33;$$

$$\alpha_2 = 3.53;$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{p2} = \alpha_2 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot b \cdot \delta} = 3.53 \cdot \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 200 \cdot 25} = 69 \text{ МПа} < [\sigma]_p \quad (1.138)$$

Напруження зминання по діаметральній площині в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{zm1} = \frac{1.25Q}{2 \cdot d_1 \cdot \delta} = \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 70 \cdot 25} = 39 \text{ МПа} < [\sigma]_{zm} \quad (1.139)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{zm2} = \frac{1.25Q}{2 \cdot d_2 \cdot \delta} = \frac{1.25 \cdot 157000}{2 \cdot 100 \cdot 25} = 56 \text{ МПа} < [\sigma]_{zm} \quad (1.140)$$

Допустиме напруження розтягнення, МПа:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.141)$$

де, $c = 1.2$ – коефіцієнт переходу [10];

$\gamma_c = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [10];

$\gamma_n = 1.15$ – коефіцієнт надійності по призначенню [10];

$\gamma_m = 1.05$ – коефіцієнт надійності по матеріалу [4];

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

Допустиме напруження зминання, МПа:

$$[\sigma]_{зм} = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (1.142)$$

де, $c = 0.4$ – коефіцієнт переходу [10];

$\gamma_c = 1.0$ – коефіцієнт умов роботи [10];

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

1.21 Розрахунок втулки блока

Матеріал втулки – відливка Бр05Ц5С5 ГОСТ 613-79.

Розрахунковий питомий тиск, кгс/см²:

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

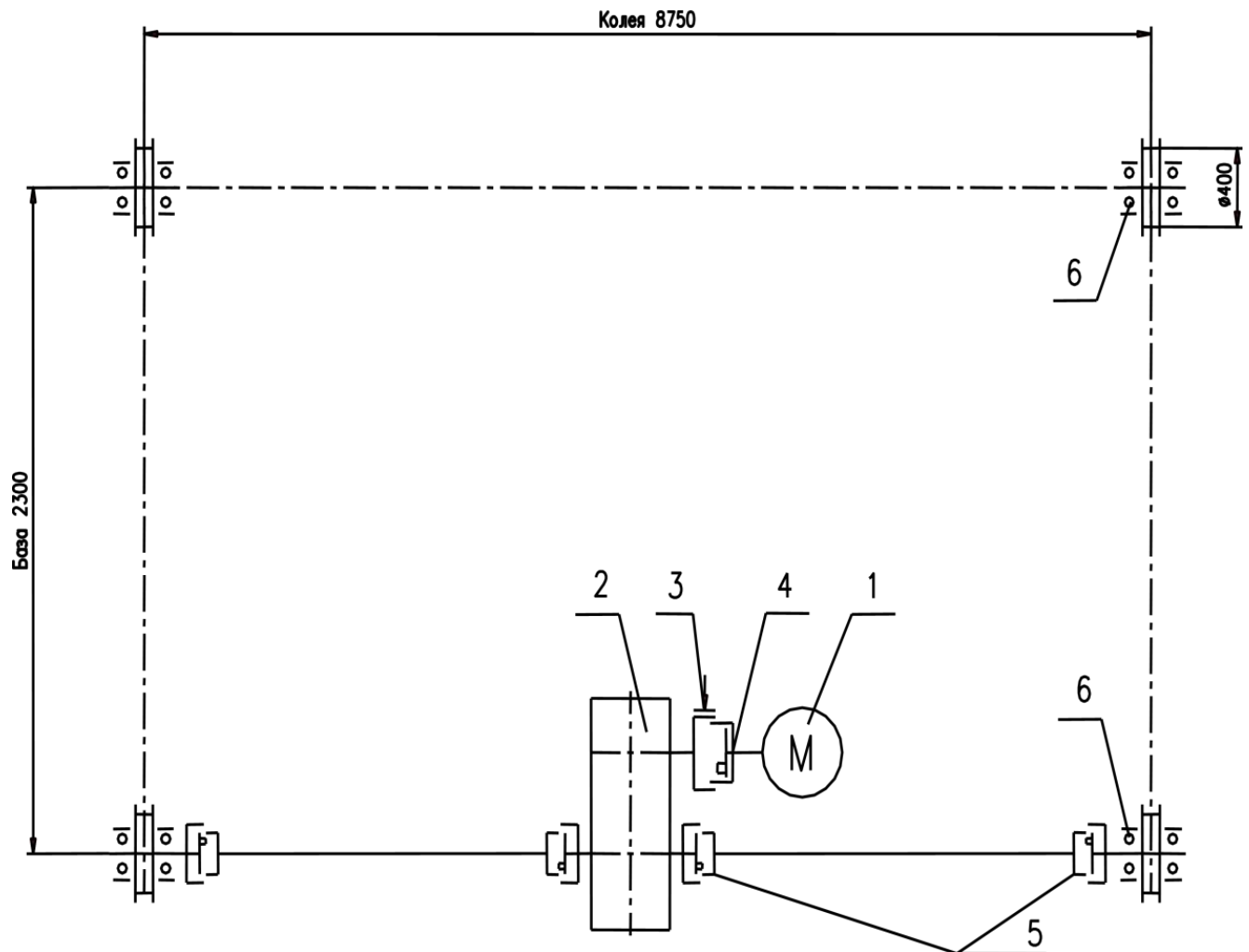
де, $[q] = 150 \text{ кгс/см}^2$ – допустимий питомий тиск;

$n = 2$ – кількість блоків;

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

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

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ 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 переміщення візка.

Таблиця 2.1 – Вихідні данні

Параметри	Позначення	Величина
Клас механізму 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 приводних колес	n'_B	2
Тип привода		центральний

2.1 Визначення опору руху візка під час роботи з вантажем

Повний статичний опір пересуванню, Н:

$$W = W_{Tp} + W_y + W_B \quad (2.1)$$

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

Опір пересування візка від сил тертя, Н:

$$W_{Tp} = (G_B + G_{Tp}) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_k} \cdot k_p \quad (2.2)$$

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

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

$f = 0.6$ мм – важіль тертя кочення;

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

$G_{\text{в}}$ – вага візка, Н;

$G_{\text{гр}}$ – вага вантажу, Н;

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

Опір від нахилу підвізкових рейок, Н:

$$W_y = i_y \cdot (G_{\text{т}} + G_{\text{гр}}) \quad (2.3)$$

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

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

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

$$W_{\text{в}} = W_1 + W_2 + W_3 \quad (2.4)$$

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

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

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;

$$W_B = 248 + 5175 + 9900 = 15323 \text{ Н}$$

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 руху візка під час роботи без вантажу

Повний статичний опір пересування візка, Н:

$$W^{Б.Г} = W_{TP}^{Б.Г} + W_Y^{Б.Г} + W_B^{Б.Г} \quad (2.6)$$

Опір пересування візка від сил тертя, Н:

$$W_{TP}^{Б.Г} = (G_B + G_{\delta}) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_K} \cdot k_p \quad (2.7)$$

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

$d_{ц} = 90$ 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_{δ} – вага захватної балки, Н;

$$W_{TP}^{Б.Г} = (166770 + 29430) \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 2 = 2502 \text{ Н}$$

Опір від нахилу підвізкових рейок, Н:

$$W_y = i_y \cdot (G_T + G_B) \quad (2.8)$$

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

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

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

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

$$W^{Б.Г} = 2502 + 392 + 5423 = 8317 \text{ Н}$$

2.3 Вибір двигуна

ККД механізму пересування візка:

$$\eta_0 = \eta_k \cdot \eta_p \cdot \eta_m^2 \quad (2.10)$$

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:

$$P_{ст} = \frac{W' \cdot V}{1000 \cdot z \cdot \eta_0} \quad (2.11)$$

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

V – швидкість пересування візка, м/с;

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

Опір пересування візка, необхідний для вибору електродвигуна, Н:

$$W' = W_{\text{мп}} + W_y + 0.7 \cdot W_B \quad (2.12)$$

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

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 $M_{\text{мах}}$, Н·м	118
Номінальний момент електродвигуна $M_{\text{ном}}$, Н·м $M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{N}{n_{\text{дв}}}$	48

2.4 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення механізму:

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

де, D_k – діаметр колеса візка, м;

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

V – швидкість пересування візка, м/с;

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

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

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{дв}}{60 \cdot i_p} = \frac{3.14 \cdot 0.4 \cdot 900}{60 \cdot 115.39} = 0.163 \text{ м/с} \quad (2.14)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої, %:

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

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:

$$t_T = \frac{V_\phi}{[a_T]} = \frac{0.163}{0.15} = 1.1 \text{ с} \quad (2.16)$$

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:

$$M_T = \left\{ \left(W_B + W_y - \frac{W_{TP}}{k_p} \right) \cdot \frac{D_K \cdot \eta_0}{n_T \cdot 2 \cdot i_P} + \frac{n_{ДВ}}{9.55 \cdot t_T} \cdot \left[1.2 \cdot (I_p + I_M) + \frac{(m_T + m_{TP}) \cdot D_K^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_P^2} \right] \right\} \quad (2.17)$$

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

$$M_T = \left(15323 + 961 - \frac{6130}{2} \right) \cdot \frac{0.4 \cdot 0.932}{1 \cdot 2 \cdot 112} + \frac{900}{9.55 \cdot 1.1} \cdot \left[1.2 \cdot (0.068 + 0.0275) + \frac{(17000 + 32000) \cdot 0.4^2 \cdot 0.932}{4 \cdot 112^2} \right] = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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	Т-16
Маса, кг	21

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

$$a = \frac{V_\phi}{t_T} = \frac{0.163}{1.1} = 0.148 \text{ м/с}^2 \quad (2.18)$$

Шлях гальмування візка з вантажем, м:

$$S = \frac{V_\phi^2}{2 \cdot a} = \frac{0.163^2}{2 \cdot 0.148} = 0.089 \text{ м} \quad (2.19)$$

Приймаємо шлях гальмування $S = 0.1 \text{ м}$.

2.6 Обчислення крутних моментів на валах

Крутний момент на валу приводного колеса, Н·м:

$$M_K = \frac{W \cdot D_K}{2 \cdot n_{\text{пр}} \cdot \eta_k} = \frac{22414 \cdot 0.4}{2 \cdot 1.9 \cdot 0.98} = 2408 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.20)$$

де, W – повний статичний опір руху, Н;

η_k – ККД підшипників кочення ходового колеса;

Крутний момент на тихохідному валу редуктора, Н·м:

$$M_{T.P} = \frac{2M_K}{\eta_M} = \frac{2 \cdot 2408}{0.99} = 4865 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.21)$$

де, η_M – ККД зубчатої муфти;

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора, Н·м:

$$M_{Ш.P} = \frac{M_{T.P}}{i_P \cdot \eta_P} = \frac{4865}{112 \cdot 0.97} = 45 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.22)$$

де, η_P – ККД редуктора;

Крутний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{Ш.P}}{\eta_M} = \frac{45}{0.99} = 46 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.23)$$

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

$$N_P = \frac{9000 \cdot 900}{9550 \cdot 112 \cdot 0.97} = 7.8 \text{ кВт} > 4.5 \text{ кВт}$$

2.8 Перевірка зубчастих муфт

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності півмуфти:

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

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

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

$[k_{\Pi}]$ – 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 [2];

$k_2 = 1$ – коефіцієнт, що враховує умови праці [2];

$k_3 = 1$ – коефіцієнт кутового переміщення [2];

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

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

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

$$k_2 = \frac{[M_B]}{M_K} > [k_{\Pi}] \quad (2.27)$$

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 коліщата візка

2.9.1 Навантаження під час руху з вантажем

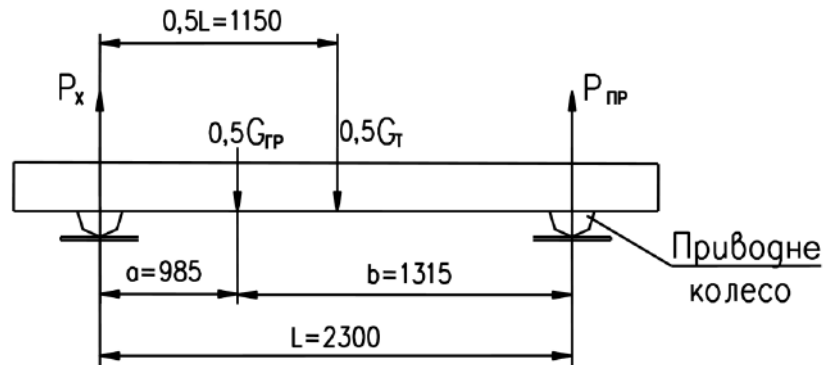


Рисунок 2.2 – Схема навантажень на кінцеву балку візка при пересуванні з вантажем

Навантаження на привідне колесо візка, Н:

$$P_{\text{пр}} = \frac{0.5G_{\text{ГР}} \cdot a}{L} + \frac{0.5(G_{\text{Т}} - G_{\text{М.П}})}{2} + \frac{(G_{\text{М.П}} - 2G_{\text{Х}})}{2} \quad (2.28)$$

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

$G_{\text{Т}} = 166770$ Н – вага візка;

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

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

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

Навантаження на холосте колесо візка, Н:

$$P_{\text{Х}} = \frac{0.5G_{\text{ГР}} \cdot b}{L} + \frac{0.5(G_{\text{Т}} - G_{\text{М.П}})}{2} + G_{\text{Х}} \quad (2.29)$$

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

2.9.2 Навантаження під час руху без вантажу

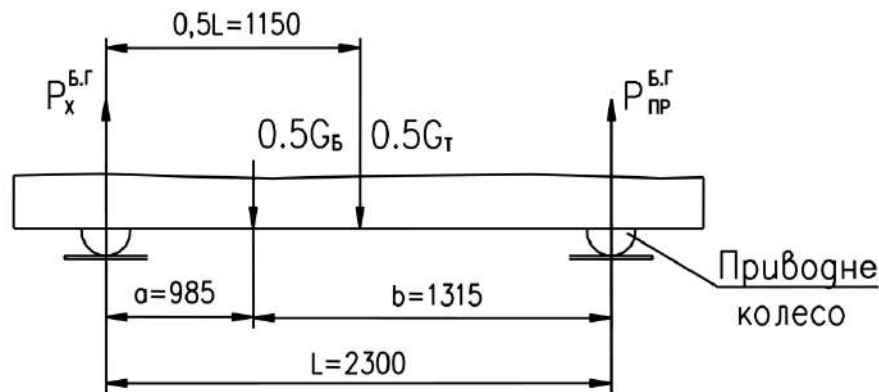


Рисунок 2.3 - Схема навантажень на кінцеву балку візка при пересуванні без вантажу.

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:

$$k_{\text{сц}} = \frac{N_{\text{пр}} \cdot (\mu_0 + \omega_{\text{min}})}{F_{\text{и}} + W} \geq [k_{\text{сц}}] \quad (2.32)$$

$[k_{\text{сц}}] = 1.2$ – допустимий коефіцієнт запасу зчеплення;

де, $\mu_0 = 0.2$ – коефіцієнт зчеплення приводних коліс з рейкою при роботі візка під шатром [7];

W – повний статичний опір пересуванню, Н;

$$k_{\text{сц}} = \frac{222712 \cdot (0.2 + 0.006375)}{1597 + 22414} = 1.9 \geq 1.2$$

Навантаження на приводні колеса, Н:

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

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

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

$$\omega_{\text{min}} = \frac{\mu_{\text{ц}} \cdot d_{\text{ц}} + 2 \cdot f}{D_{\text{к}}} \cdot k'_p = \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 1 = 0.006375 \quad (2.34)$$

Сила інерції мас візка з вантажем, Н:

$$F_{\text{и}} = \frac{(m_{\text{т}} + m_{\text{гп}}) \cdot V_{\text{ф}}}{t_{\text{п}}} \quad (2.35)$$

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

$$F_{\text{и}} = \frac{(17000 + 32000) \cdot 0.163}{5} = 1597 \text{ Н}$$

2.10.2 Запас зчеплення при розгоні без вантажу

Запас зчеплення ходових коліс з рейками при розгоні на підйом:

$$k_{\text{СЦ}}^{\text{Б.Г}} = \frac{N_{\text{ПР}}^{\text{Б.Г}} \cdot (\mu_0 + \omega_{\text{min}})}{F_{\text{И}}^{\text{Б.Г}} + W^{\text{Б.Г}}} \geq [k_{\text{СЦ}}] \quad (2.36)$$

де, $W^{\text{Б.Г}}$ – повний статичний опір пересуванню візка баз вантажу, Н;

Навантаження на приводні колеса, Н:

$$N_{\text{ПР}}^{\text{Б.Г}} = 2P_{\text{ПР}}^{\text{Б.Г}} = 2 \cdot 50438 = 100876 \text{ Н} \quad (2.37)$$

де, $P_{\text{пр}}^{\text{Б.Г}}$ – навантаження на привідне колесо візка без вантажу, Н;

Сила інерції мас візка без вантажу, Н:

$$F_{\text{И}}^{\text{Б.Г}} = \frac{(m_{\text{Т}} + m_{\text{Б}}) \cdot V_{\Phi}}{t_{\text{П}}} = \frac{(17000 + 3000) \cdot 0.163}{5} = 652 \text{ Н} \quad (2.38)$$

$$k_{\text{СЦ}}^{\text{Б.Г}} = \frac{100876 \cdot (0.2 + 0.006375)}{652 + 8317} = 2.3 \geq 1.2$$

2.11 Розрахунок колеса

Контактні напруження в ободі колеса при точеному контакті колеса візка і рейки, кг/см²:

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

де, $P = 128989$ Н – максимальний розрахунковий тиск колеса на рейку;

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

$R = 20$ см – радіус ходового колеса;

$m = 0.49$ – коефіцієнт, який залежить від відношення найменшого радіуса до найбільшого з двох радіусів дотичних поверхонь ($\frac{R}{r} = \frac{20}{40} = 0.5$)[8];

$[\sigma_{\text{CM}}] = 22000$ кг/см² – допустиме контактне напруження при точеному контакті для колеса зі сталі 65Г при твердості поверхні катання HB>300;

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

2.12 Розрахунок вала ведучого колеса

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

Межа текучості: $\sigma_T = 395$ МПа;

Межа міцності: $\sigma_B = 615$ МПа;

Допустиме напруження згину, МПа:

$$[\sigma]_{\text{И}} = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.40)$$

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;

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{395 \cdot 1.2 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 188 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження зрізу, МПа:

$$[\tau]_{\text{зр}} = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.41)$$

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу;

$$[\tau]_{\text{зр}} = \frac{395 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 94 \text{ МПа}$$

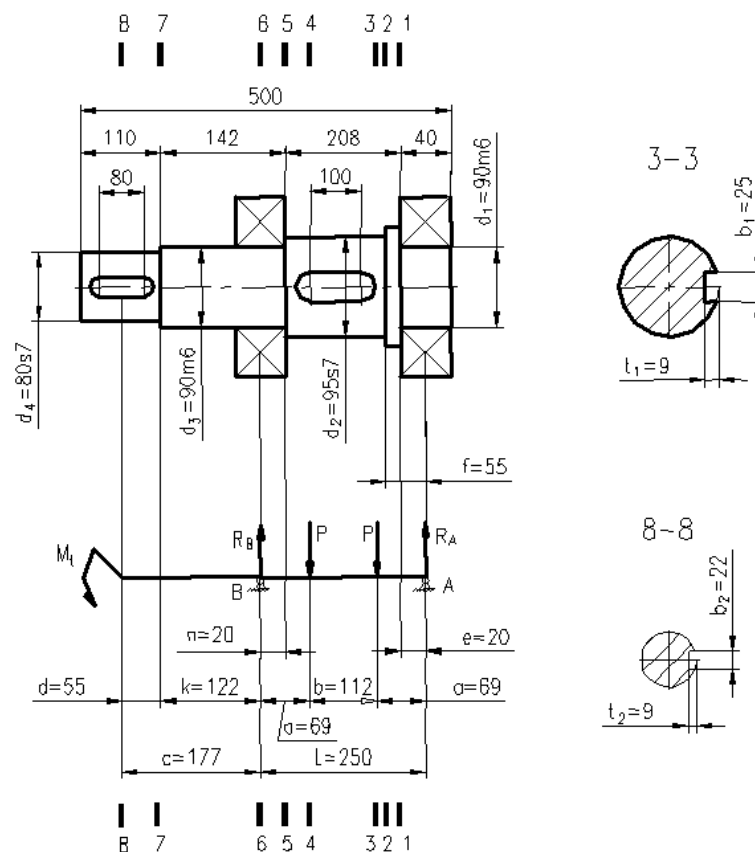


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема вала ведучого колеса візка.

2.12.1 Перевірка міцності вала

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

коlesa, мм:

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

де, $B = 140\text{мм}$ – ширина колеса;

Навантаження, яке діє на вал, Н:

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

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

Знаходимо опорні реакції, Н:

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

Згинаючі моменти в небезпечних перерізах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_1=R_A \cdot e=55678 \cdot 20=1113560\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (2.45)$$

$$\text{Перетин 2-2: } M_2=R_A \cdot f=55678 \cdot 55=3062290\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (2.46)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_3=R_A \cdot a=55678 \cdot 69=3841782\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (2.47)$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_4=R_B \cdot a=55678 \cdot 69=3841782\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (2.48)$$

$$\text{Перетин 5-5: } M_5=R_B \cdot n=55678 \cdot 20=1113560\text{Н} \cdot \text{мм} \quad (2.49)$$

Діючі напруження в небезпечних перерізах, МПа:

Перетин 1-1:

$$\text{Згин: } \sigma_{\text{И1}}=\frac{M_1}{0.1 \cdot d_1^3}=\frac{1113560}{0.1 \cdot 90^3}=15\text{МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.50)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\text{CP1}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_A}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 55678}{3.14 \cdot 90^2} = 12 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.51)$$

Перетин 2-2:

$$\text{Згин: } \sigma_{\text{И2}} = \frac{M_2}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{3062290}{0.1 \cdot 95^3} = 36 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.52)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\text{CP2}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_B}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 55678}{3.14 \cdot 95^2} = 11 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.53)$$

Перетин 3-3:

$$\text{Згин: } \sigma_{\text{И3}} = \frac{M_3}{W_3} = \frac{3841782}{75372} = 51 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.54)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\text{CP3}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A}{F_3} = \frac{4}{3} \cdot \frac{55678}{6860} = 11 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.55)$$

$$\text{Кручення: } \tau_{\text{КР3}} = \frac{M_{\text{К}}}{W_{\text{КР3}}} = \frac{2408000}{159501} = 15 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.56)$$

Приведені напруження:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_{\text{И3}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{КР3}}^2} = \sqrt{51^2 + 3 \cdot 15^2} = 57 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.57)$$

$$\tau_3 = \tau_{\text{CP3}} + \tau_{\text{КР3}} = 11 + 15 = 26 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.57)$$

Момент опору перетину вала зі шпонкою, мм³:

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

Площа перетину вала зі шпонкою, мм²:

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

Момент опору перетину валу зі шпонкою при крученні, мм³:

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

Перетин 6-6:

$$\text{Кручення: } \tau_{\text{кр}6} = \frac{M_{\text{кр}}}{0.2 \cdot d_4^3} = \frac{2408000}{0.2 \cdot 80^3} = 24 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.61)$$

Перетин 7-7:

$$\text{Кручення: } \tau_{\text{кр}7} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}7}} = \frac{2408000}{94242} = 26 \text{ МПа} < [\tau] \quad (2.62)$$

Момент опору перетину вала зі шпонкою при крученні, мм³:

$$W_{\text{кр}7} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{16} - \frac{b_2 \cdot t_2 \cdot (d_4 - t_2)^2}{2 \cdot d_4} = \frac{3.14 \cdot 80^3}{16} - \frac{22 \cdot 9 \cdot (80 - 9)^2}{2 \cdot 80} = 94242 \text{ мм}^3 \quad (2.63)$$

2.12.2 Розрахунок вала ведучого колеса на витривалість по еквівалентному навантаженню

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

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

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

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності;

Напруження згину в перетині 2-2 вала, МПа:

$$\sigma_{\text{эKB2}} = \frac{M_{\text{эKB2}}}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{2296718}{0.1 \cdot 95^3} = 27 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]' \quad (2.65)$$

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

$$M_{\text{эKB6}} = M_{\text{КР}} \cdot k_q = 2408000 \cdot 0.75 = 1806000 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.66)$$

Напруження згину в перетині 6-6 вала, МПа:

$$\tau_{\text{эKB6}} = \frac{M_{\text{КР}}}{0.2 \cdot d_3^3} = \frac{2408000}{0.2 \cdot 90^3} = 17 \text{ МПа} < [\tau_{\text{КР}}] \quad (2.67)$$

Допустиме напруження згину по симетричному циклу, МПа:

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

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

$k = 3.6$ – коефіцієнт зниження межі витривалості для посадок з натягом [7];

$n = 1.4$ – запас міцності для поковки механізму пересування [7];

Допустиме напруження кручення по симетричному циклу, МПа:

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

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

$k = 3.6$ – коефіцієнт зниження межі витривалості для вала зі шпонковим пазом [7];

2.13 Підйом затвора

2.13.1 Навантаження на колесо 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, $G_T = 166770$ Н – вага візка;

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

$G_X = 1510$ 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:

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

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

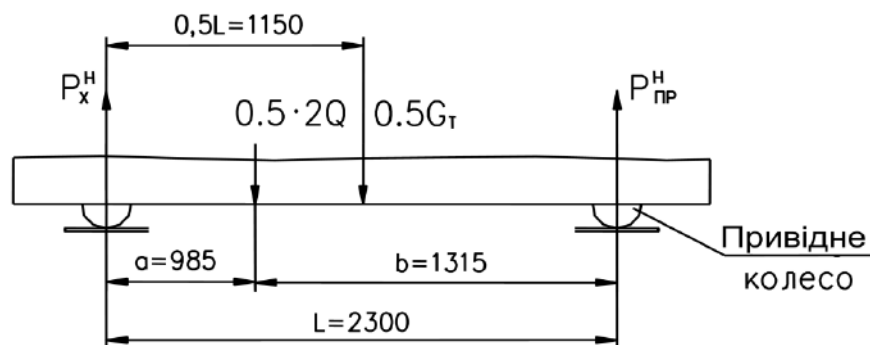


Рисунок 2.5 – Схема навантажень на кінцеву балку візка при підйомі номінального вантажу.

2.13.2 Навантаження на колеса при підйомі випробного вантажу

Навантаження на привідне колесо візка, Н:

$$P'_{\text{пр}} = \frac{1.25 \cdot 0.5 \cdot 2Q \cdot a}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{\text{М.П}})}{2} + \frac{(G_{\text{М.П}} - 2G_X)}{2} \quad (2.72)$$

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

де, $G_T = 166770$ Н – вага візка;

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

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

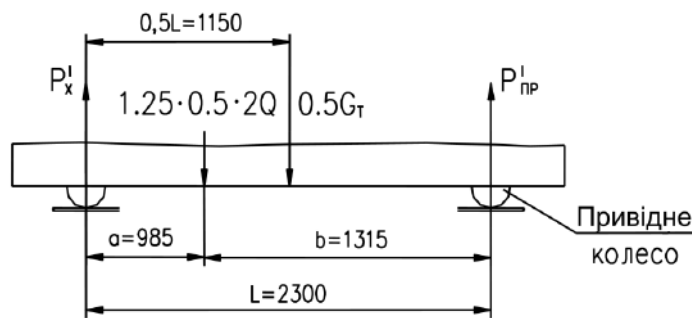


Рисунок 2.6 – Схема навантажень на кінцеву балку візка при пересуванні з вантажем.

Навантаження на холосте колесо візка, Н:

$$P'_X = \frac{1.25 \cdot 0.5 \cdot 2Q \cdot b}{L} + \frac{0.5(G_T - G_{\text{М.П}})}{2} + G_X \quad (2.73)$$

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

2.14 Розрахунок вала ведучого колеса за максимальним навантаженням

Визначення опорних реакцій, Н:

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

Згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

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

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

Діючі напруження в перетинах, МПа:

Перетин 1-1:

$$\text{Згин: } \sigma_{\text{И1}}^{\max} = \frac{M_1^{\max}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{1281820}{0.1 \cdot 90^3} = 18 \text{МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (2.77)$$

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

Перетин 3-3:

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

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

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 ведучого 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: $\sigma_T = 355$ 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;

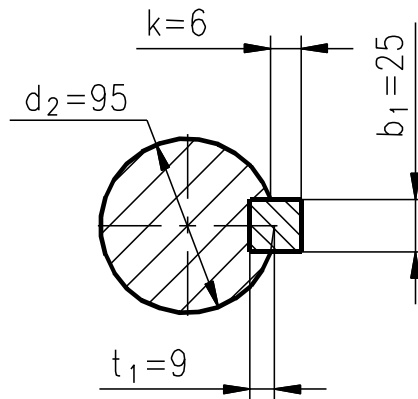


Рисунок 2.7 – Ескіз перетину 3-3 вала зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

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

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

Діюче напруження зминання, МПа:

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

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

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

Діюче напруження зрізу, МПа:

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

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;

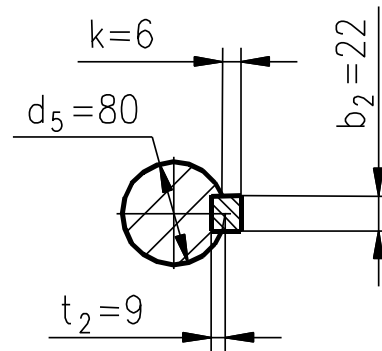


Рисунок 2.8 – Ескіз перетину 8-8 вала зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

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

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

Діюче напруження зминання, МПа:

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

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

$L = 80 \text{ мм}$ – довжина шпонки;

Діюче напруження зрізу, МПа:

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

2.16 Розрахунок підшипників ведучого колеса візка

По максимальному навантаженню на підшипник колеса візка

$(0.5P'_X = 0.5 \cdot 151453 = 75727 \text{ Н})$ перевіряємо підшипник на статичне

навантаження, а по навантаженням, які виникають при переміщенні візка з номінальним перевозимим вантажем $(0.5P_X = 0.5 \cdot 128989 = 64495 \text{ Н})$ перевіряємо підшипник на довговічність по еквівалентному динамічному навантаженню. В останньому випадку підшипники розраховуються з урахуванням горизонтальних поперечних тисків 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 механізму 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:

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

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

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

$L = 1000\text{год}$ – довговічність підшипника для легкого режиму роботи;

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

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.

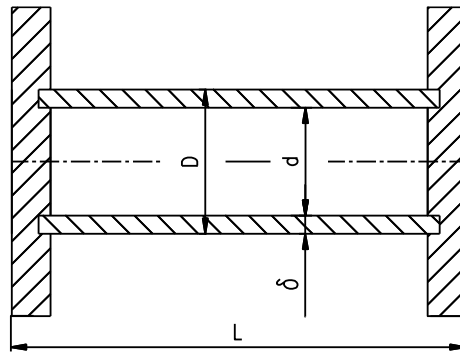


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема вала з фланцями.

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 проізовдних 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:

$$M_B = \frac{M_k}{\eta_m} = \frac{2408000}{0.99} = 2432323 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (2.92)$$

Дотичні напруження кручення в перетині вала, МПа:

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

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

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.:

$$\phi = \frac{M_B \cdot L}{G \cdot J_p} < [\phi_L] \quad (2.95)$$

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

де, G = 8·10⁴ МПа - модуль здви́гу 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.:

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА

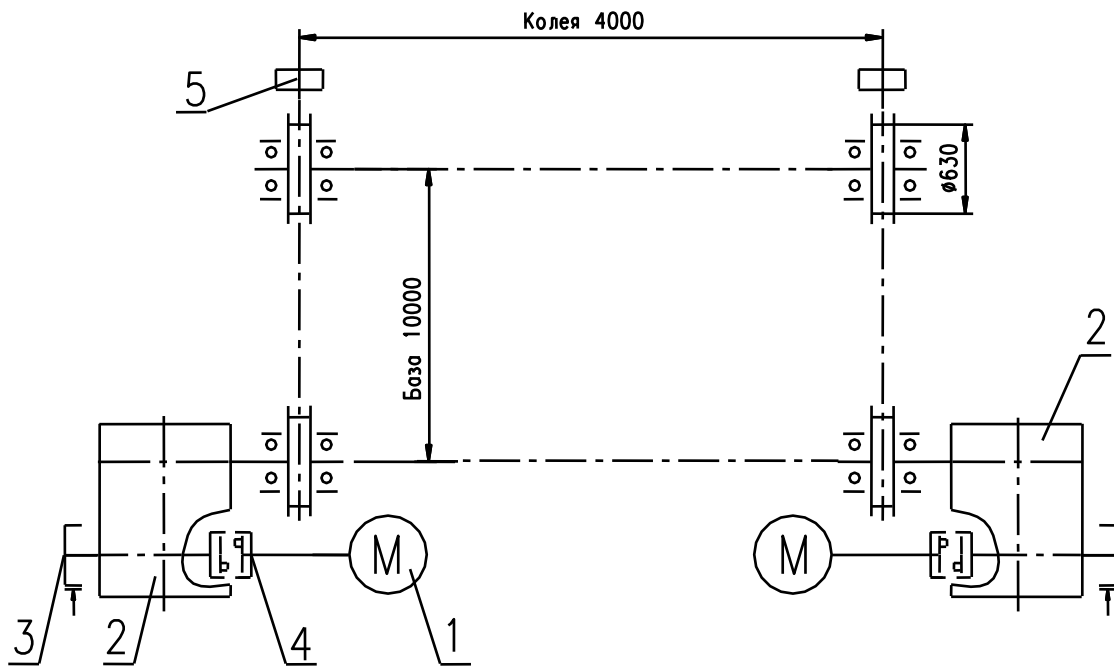


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму пересування крана.

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

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		окремиий

3.1 Визначення опору пересування крана під час роботи з вантажем

Сумарний статичний опір пересуванню, Н:

$$W = W_{TP} + W_y + W_B = 4424 + 2413 + 17013 = 23850 \text{ Н} \quad (3.1)$$

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:

$$W_y = i_y \cdot (G_{кр} + G_{гр}) = 0.003 \cdot (490500 + 313920) = 2413\text{Н} \quad (3.3)$$

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

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

$$W_B = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8 + W_9 \quad (3.4)$$

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).

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

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

$$W_B = A_i \cdot w \cdot k \cdot c \cdot n \quad (3.5)$$

де, A_i – навітряна площа елемента конструкції крана;

$w_p = 250\text{ Па}$ – 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	1	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	1.65	1	W ₆ = 413
Затвор	1	2	1	2		1	1.85	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

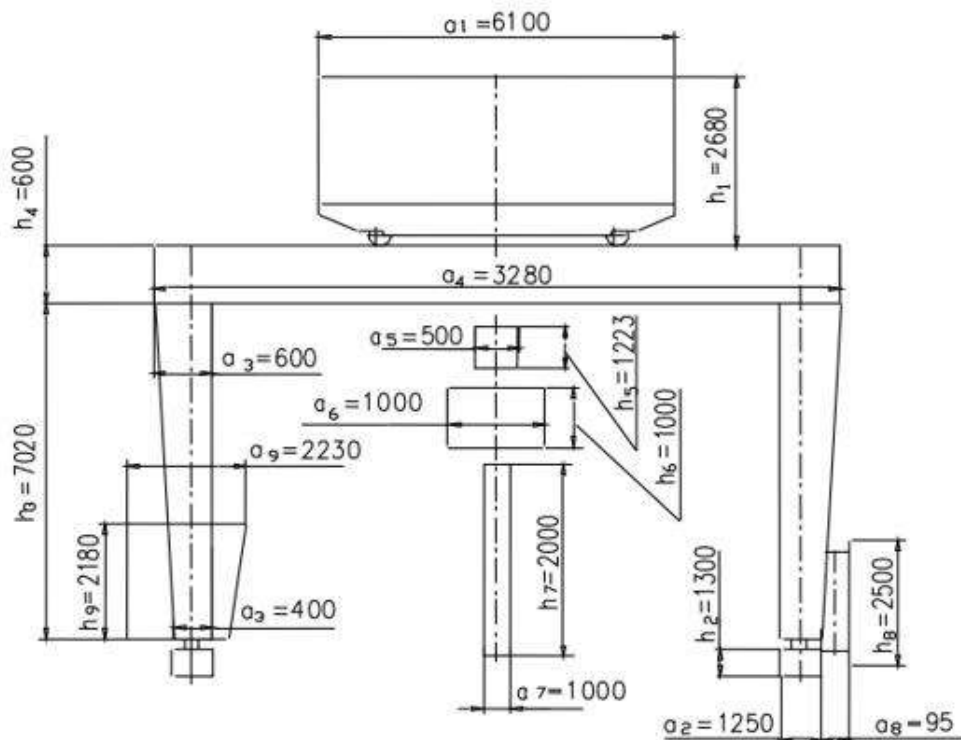


Рисунок 3.2 – Схема навітряних площ крана і вантажу, який переміщують вздовж рейок.

3.2 Вибір двигуна

Розрахункова статична вантажопідйомність, кВт:

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

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

ККД механізму пересування крана:

$$\eta_0 = \eta_k \cdot \eta_p \cdot \eta_m \quad (3.7)$$

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:

$$W' = W_{\text{ТР}} + W_{\text{У}} + 0.7 \cdot W_{\text{В}} = 4424 + 2413 + 0.7 \cdot 17013 = 18.75 \text{ кН} \quad (3.8)$$

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

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 $P_{\text{д}}$, кВт	4.5
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв. ⁻¹	900
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, кг·м ²	0.068
Максимальний момент $M_{\text{мах}}$, Н·м	118
Номінальний момент електродвигуна $M_{\text{ном}}$, Н·м $M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{N}{n_{\text{дв}}}$	48

3.3 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_{\text{н}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{дв}}}{60 \cdot V} \quad (3.9)$$

де, $D_{\text{к}}$ – діаметр колеса крана, м;

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

V – швидкість пересування крана, м/с;

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

Обираємо редуктор 3ЦЗ-250-100-37У1(таблиця 3.4).

Таблиця 3.4 – Характеристика редуктора 3ЦЗ-250-100-37У1.

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

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_K \cdot n_{дв}}{60 \cdot i_p} = \frac{3.14 \cdot 0.63 \cdot 900}{60 \cdot 100} = 0.297 \text{ м/с} \quad (3.10)$$

Відхилення фактичної швидкості від заданої, %:

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

що допустимо, $[\Delta V] = \pm 5\%$.

3.4 Вибір гальм

Час гальмування, с:

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

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:

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

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

$$MT = (17013 + 2413 - \frac{4424}{1.1}) \cdot \frac{0.63 \cdot 0.94}{2 \cdot 2 \cdot 100} + \frac{900}{9.55 \cdot 2 \cdot 2} \cdot \left[2 \cdot 1.2 \cdot (0.068 + 0.0275) + \frac{(50000 + 32000)}{4 \cdot 1} \right]$$

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 шківa, мм	160
Ширина гальмівної колодки, мм	70
Тип гідроштовхача	Т-16
Маса, кг	21

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

$$a = \frac{V_{\Phi}}{t_T} = \frac{0.297}{2} = 0.148 \text{ м/с}^2 \quad (3.14)$$

Шлях гальмування візка з вантажем, м:

$$S = \frac{V_{\Phi}^2}{2 \cdot a} = \frac{0.297^2}{2 \cdot 0.148} = 0.298 \text{ м} \quad (3.15)$$

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

3.5 Вирахування зусилля віднесення крана

Найбільше зусилля уgonу, Н:

$$W_{\text{УГ}} = W_{\text{В.НР}} + W_{\text{У}}^{\text{БГ}} - W_{\text{СД}} = 22604 + 1560 - 17825 = 6339 \text{ Н} \quad (3.16)$$

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

$$W_{\text{В.НР}} = W'_1 + W'_2 + W'_3 + W'_4 + W'_5 + W'_6 + W'_8 + W'_9 \quad (3.17)$$

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);

$$W_{\text{В.НР}} = 6661 + 1877 + 9091 + 1240 + 792 + 578 + 324 + 2041 = 22604 \text{ Н}$$

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

$$W_{\text{У}}^{\text{БГ}} = i_y \cdot (G_{\text{КР}} + G_{\text{Б}}) = 0.03 \cdot (490500 + 29430) = 1560 \text{ Н} \quad (3.18)$$

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

Опір зрушення крана, Н:

$$W_{\text{СД}} = W_{\text{ТР}}^{\text{БГ}} + W_{\text{ТМ}} = 2600 + 15225 = 17825 \text{ Н} \quad (3.19)$$

Опір пересування крана від сил тертя без вантажу, Н:

$$W_{TP}^{БГ} = (G_{КР} + G_{Б}) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_{к}} \quad (3.20)$$

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;

$G_{КР}$ – вага крана, Н;

$G_{Б}$ – вага захватної балки, Н;

$$W_{TP}^{БГ} = (490500 + 29430) \cdot \frac{0.015 \cdot 130 + 2 \cdot 0.6}{630} = 2600\text{Н}$$

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

$$W_{TM} = \frac{2M_T \cdot i_P}{D_{к} \cdot \eta_{к}} = \frac{2 \cdot 47 \cdot 100}{0.63 \cdot 0.98} = 15225\text{Н} \quad (3.21)$$

Щоб уникнути уgonу крана вітром неробочого стану, необхідно на кран встановити протиугінні напівавтоматичні захвати. Конструктивно на кожну 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	W ₅ = 792
Захватна балка	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:

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

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 Визначення крутних моментів на валах

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

$$M_K = M_{T.P} = \frac{W \cdot D_K}{2 \cdot n_{np} \cdot \eta_k} = \frac{23850 \cdot 0.63}{2 \cdot 1.9 \cdot 0.98} = 4035 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.19)$$

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

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

$$M_{B.P} = \frac{M_{T.P}}{i_P \cdot \eta_P} = \frac{4035}{100 \cdot 0.97} = 42 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.20)$$

Крутний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{ДВ} = \frac{M_{B.P}}{\eta_M} = \frac{42}{0.99} = 43 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.21)$$

3.7 Перевірка редуктора

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

$$N_P = \frac{[M_{T.P}] \cdot n_{ДВ}}{9550 \cdot i_P \cdot \eta_P} > P_{cm} \quad (3.22)$$

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

$$N_P = \frac{12000 \cdot 900}{9550 \cdot 100 \cdot 0.97} = 11.6 \text{ кВт} > 4.5 \text{ кВт}$$

3.8 Перевірка зубчатої муфти

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

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;

$[k_p]$ – 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 [2];

$k_2 = 1$ – коефіцієнт, що враховує умови праці [2];

$k_3 = 1$ – коефіцієнт кутового переміщення [2];

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

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

3.9 Визначення навантажень на коліщата крана

3.9.1 Навантаження під час пересування 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.

Навантаження під час руху з вантажем

Навантаження на колеса крана сторони С, Н:

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

де, $P_{\text{пр}} = 111356 \text{ Н}$ – 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, H:

$$R_D = \frac{2P_x \cdot d + 2P_{\text{ПР}}(c+d) + 0.5G'_{кр} \cdot b}{L} \quad (3.26)$$

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

Навантаження на привідне колесо сторони C, H:

$$P_C = 0.5R_C + G_{\text{ПР}} + G_{\text{ПР.К}} \quad (2.27)$$

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

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

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

Навантаження на привідне колесо сторони D, H:

$$P_D = 0.5R_D + G_{\text{ПР}} + G_{\text{ПР.К}} = 0.5 \cdot 378325 + 5621 + 4807 = 199591\text{Н} \quad (2.28)$$

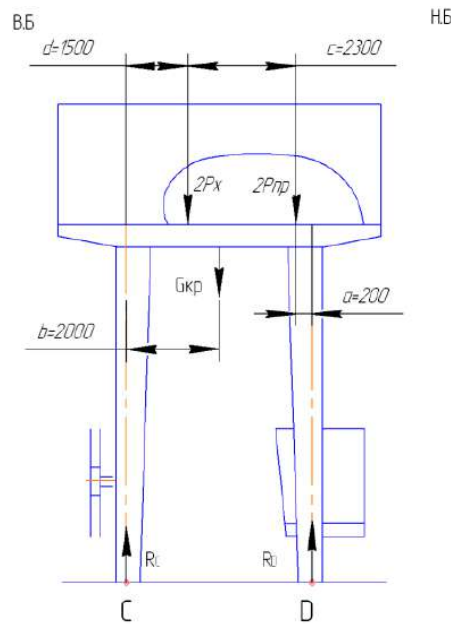


Рисунок 3.3 –Розрахункова схема крана при переміщенні вантажу.

Навантаження під час руху без вантажу

Навантаження на колеса крана сторони С, Н:

$$R_C^{Б.Г} = \frac{2P_{ПП}^{Б.Г} \cdot a + 2P_X^{Б.Г} (c+a) + 0.5G'_{кр} \cdot b}{L} \quad (2.29)$$

де, $P_{ПП}^{Б.Г} = 50438\text{Н}$ – навантаження на привідне колесо візка;

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

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

$$R_C^{Б.Г} = \frac{2 \cdot 50438 \cdot 200 + 2 \cdot 47662 \cdot (2300+200) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 134628\text{Н}$$

Навантаження на колеса крана сторони D, Н:

$$R_D^{Б.Г} = \frac{2P_X^{Б.Г} \cdot d + 2P_{ПП}^{Б.Г} (c+d) + 0.5G'_{кр} \cdot b}{L} \quad (2.30)$$

$$R_D^{Б.Г} = \frac{2 \cdot 47662 \cdot 1500 + 2 \cdot 50438 \cdot (2300+1500) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 201585\text{Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони С, Н:

$$P_C^{Б.Г} = 0.5 R_C^{Б.Г} + G_{\text{пр}} + G_{\text{пр.к}} \quad (2.31)$$

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

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

$$P_C^{Б.Г} = 0.5 \cdot 134628 + 5621 + 4807 = 77742 \text{ Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони D, Н:

$$P_D^{Б.Г} = 0.5 R_D^{Б.Г} + G_{\text{пр}} + G_{\text{пр.к}} \quad (2.32)$$

$$P_D^{Б.Г} = 0.5 \cdot 201585 + 5621 + 4807 = 111221 \text{ Н}$$

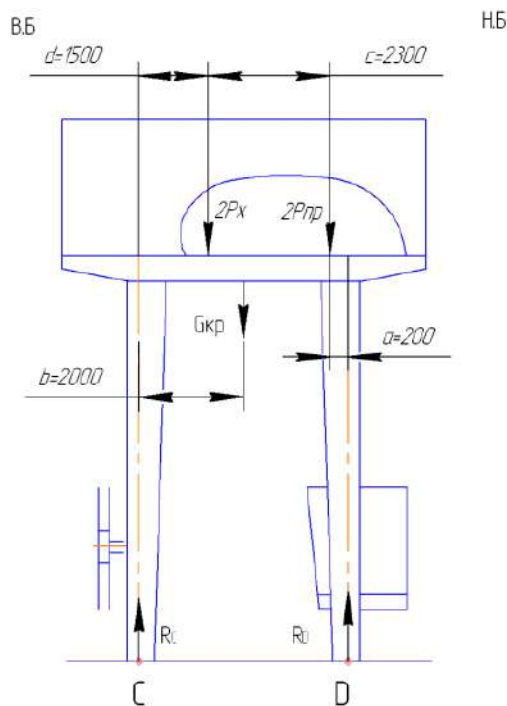


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема крана при роботі без вантажу.

Визначення опору руху крана без вантажу

Сумарний статичний опір пересуванню, Н:

$$W^{Б.Г} = W_{TP}^{Б.Г} + W_y^{Б.Г} + W_B^{Б.Г} = 2860 + 1560 + 16088 = 20508 \text{ Н} \quad (2.33)$$

Опір пересуванню крана від сил тертя, Н:

$$W_{TP}^{Б.Г} = (G_{KP} + G_B) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_k} \cdot k_p \quad (2.34)$$

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

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

$f = 0.6 \text{ мм}$ – 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;

$$W_{TP}^{Б.Г} = (490500 + 29430) \cdot \frac{0.015 \cdot 130 + 2 \cdot 0.6}{630} \cdot 1.1 = 2860 \text{ Н}$$

Опір від уклону підкранових рейок, Н:

$$W_y^{Б.Г} = i \cdot (G_{KP} + G_B) = 0.003 \cdot (490500 + 29430) = 1560 \text{ Н} \quad (3.35)$$

Сумарний опір від вітрового навантаження, Н:

$$W_B^{Б.Г} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_8 + W_9 \quad (3.36)$$

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);

$$W_B^{Б.Г} = 4758 + 1342 + 6434 + 886 + 566 + 413 + 231 + 1458 = 16088 \text{ Н}$$

3.9.2 Максимальне навантаження на колеса крана при підйомі затвора

Найбільше навантаження на ходові колеса крана під час підйому затвора виникає за умови дії вітру неробочого стану, що діє впоперек напрямку руху крана з боку верхнього б'єфа, коли вантажний візок знаходиться безпосередньо над пазом затвора.

Навантаження на колеса крана сторони С, Н:

$$R_C^{\max} = \frac{2P'_{\text{ПР}} \cdot a + 2P'_X(a+c) + 0.5G'_{\text{КР}} \cdot b}{L} \quad (3.37)$$

де, $P'_{\text{ПР}} = 128182\text{Н}$ – навантаження на привідне колесо візка;

$P'_X = 151453\text{Н}$ – навантаження на холосте колесо візка;

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

$$R_C^{\max} = \frac{2 \cdot 128182 \cdot 685 + 2 \cdot 151453 \cdot (685 + 2300) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 339952\text{Н}$$

Навантаження на колеса крана сторони D, Н:

$$R_D^{\max} = \frac{2P'_X \cdot d + 2P'_{\text{ПР}}(c+d) + 0.5G'_{\text{КР}} \cdot b}{L} \quad (3.38)$$

$$R_D^{\max} = \frac{2 \cdot 151453 \cdot 1015 + 2 \cdot 128182 \cdot (2300 + 1015) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 359330\text{Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони С, 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;

$$P_C^{\max} = 0.5 \cdot 339952 + 5621 + 4807 = 180404 \text{ Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони D, Н:

$$P_D^{\max} = 0.5 R_D^{\max} + G_{\text{ІП}} + G_{\text{ІП.К}} \quad (3.40)$$

$$P_D^{\max} = 0.5 \cdot 359330 + 5621 + 4807 = 190093 \text{ Н}$$

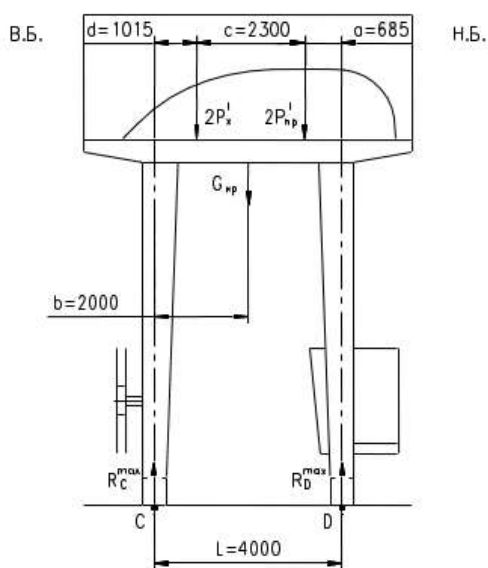


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема крана при підйомі затвора.

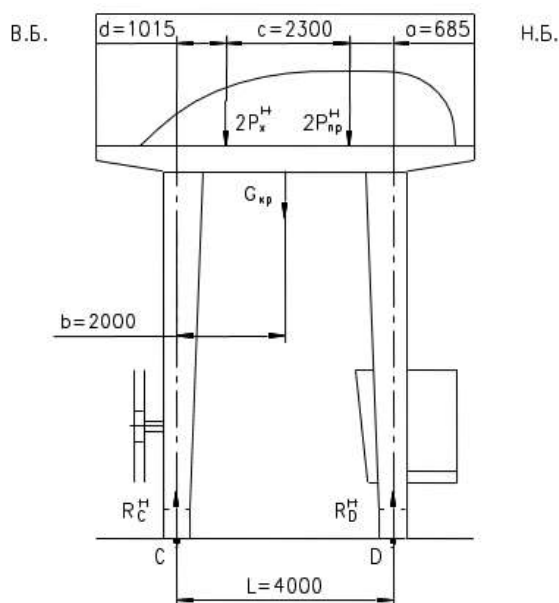


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема крана при підйомі затвора.

Навантаження на колеса крана сторони С, Н:

$$R_C^H = \frac{2P_{\text{ПР}}^H \cdot a + 2P_X^H(a+c) + 0.5G'_{\text{КР}} \cdot b}{L} \quad (3.41)$$

де, $P_{\text{ПР}}^H = 111373 \text{ Н}$ – навантаження на привідне колесо візка;

$P_X^H = 129012 \text{ Н}$ – навантаження на холосте колесо візка;

$G'_{\text{кр}} = 280026 \text{ Н}$ – 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:

$$R_D^H = \frac{2P_X^H \cdot d + 2P_{\text{ПР}}^H(c+d) + 0.5G'_{\text{КР}} \cdot b}{L} \quad (3.42)$$

$$R_D^H = \frac{2 \cdot 129012 \cdot 1015 + 2 \cdot 111373 \cdot (2300 + 1015) + 0.5 \cdot 280026 \cdot 2000}{4000} = 320080 \text{ Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони С, Н:

$$P_C^H = 0.5R_C^H + G_{\text{ПР}} + G_{\text{ПР.К}} \quad (3.43)$$

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

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

$$P_C^H = 0.5 \cdot 300702 + 5621 + 4807 = 160779 \text{ Н}$$

Навантаження на привідне колесо сторони D, Н:

$$P_D^H = 0.5R_D^H + G_{\text{ПР}} + G_{\text{ПР.К}} \quad (3.44)$$

$$P_D^H = 0.5 \cdot 320080 + 5621 + 4807 = 170468 \text{ Н}$$

3.10 Розрахунок запаса зчеплення

3.10.1 Запас зчеплення при розгоні з вантажем

Запас зчеплення ходових коліс з рейками при розгоні на підйом:

$$k_{\text{сц}} = \frac{N_{\text{пп}} \cdot (\mu_0 + \omega_{\text{min}})}{F_{\text{и}} + W} \geq [k_{\text{сц}}] \quad (3.45)$$

$[k_{\text{сц}}] = 1.1$ – допустимий коефіцієнт запаса зчеплення;

де, $\mu_0 = 0.12$ – коефіцієнт зчеплення приводних коліс з рейкою при роботі крана з вітровим навантаженням [7];

$W = 23850 \text{ Н}$ – сумарний статичний опір пересуванню;

$$k_{\text{сц}} = \frac{331208 \cdot (0.12 + 0.005)}{4870 + 23850} = 1.44 \geq 1.1$$

Навантаження на приводні колеса, Н:

$$N_{\text{пп}} = P_C + P_D = 131617 + 199591 = 331208 \text{ Н} \quad (3.46)$$

де, P_C – навантаження на приводне колесо крана сторони С при пересуванні з вантажем, Н;

P_D - навантаження на приводне колесо крана сторони D при пересуванні з вантажем, Н;

Мінімальне значення коефіцієнта опору пересуванню при $k'_p = 1$:

$$\omega_{\text{min}} = \frac{\mu_{\text{ц}} \cdot d_{\text{ц}} + 2 \cdot f}{D_K} \cdot k'_p = \frac{0.015 \cdot 130 + 2 \cdot 0.6}{630} \cdot 1 = 0.005 \quad (3.47)$$

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

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

$f = 0.6$ мм – важіль тертя кочення;

Сила інерції мас крана з вантажем, Н:

$$F_{\text{И}} = \frac{(m_{\text{К}} + m_{\text{ГР}}) \cdot V_{\text{Ф}}}{t_{\text{П}}} \quad (3.48)$$

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

$$F_{\text{И}} = \frac{(50000 + 32000) \cdot 0.297}{5} = 4870 \text{ Н}$$

3.10.2 Запас зчеплення при розгоні без вантажу

Запас зчеплення ходових коліс з рейками при розгоні на підйом:

$$k_{\text{СЦ}}^{\text{Б.Г}} = \frac{N_{\text{ПР}}^{\text{Б.Г}} \cdot (\mu_0 + \omega_{\text{min}})}{F_{\text{И}}^{\text{Б.Г}} + W^{\text{Б.Г}}} \geq [k_{\text{СЦ}}] \quad (3.49)$$

де, $W^{\text{Б.Г}} = 16088$ Н – повний статичний опір пересуванню візка баз вантажу, Н;

$$k_{\text{СЦ}}^{\text{Б.Г}} = \frac{188963 \cdot (0.12 + 0.005)}{3148 + 16088} = 1.23 \geq 1.1$$

Навантаження на приводні колеса, Н:

$$N_{\text{ПР}}^{\text{Б.Г}} = P_{\text{С}}^{\text{Б.Г}} + P_{\text{Д}}^{\text{Б.Г}} = 77742 + 111221 = 188963 \text{ Н} \quad (3.50)$$

де, $P_{\text{С}}^{\text{Б.Г}}$ – навантаження на привідне колесо крана сторони С при пересуванні без вантажу, Н;

$P_{\text{Д}}^{\text{Б.Г}}$ - навантаження на привідне колесо крана сторони Д при пересуванні без вантажу, Н;

Сила інерції мас крана без вантажу, Н:

$$F_{\text{И}}^{\text{Б.Г}} = \frac{(m_{\text{К}} + m_{\text{Б}}) \cdot V_{\text{Ф}}}{t_{\text{П}}} = \frac{(50000 + 3000) \cdot 0.297}{5} = 3148 \text{ Н} \quad (3.51)$$

3.11 Розрахунок колеса

Контактні напруження в ободі колеса при точеному контакті колеса крана і рейки, кг/см^2 :

$$\sigma_{\text{СМ}} = 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{D}}^{\text{max}}}{r^2}} \leq [\sigma_{\text{СМ}}] \quad (3.52)$$

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 ($\frac{R}{r} = \frac{31.5}{40} = 0.788$) [8];

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

$$\sigma_{\text{СМ}} = 16500 \cdot 0.42 \cdot \sqrt[3]{\frac{190093}{9.81 \cdot 40^2}} = 15915 \text{ кг/см}^2 \leq 22000 \text{ кг/см}^2$$

3.12 Розрахунок вала ведучого колеса крана

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

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

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

Допустиме напруження згину, МПа:

$$[\sigma]_{\text{И}} = \frac{\sigma_{\text{Т}} \cdot c \cdot \gamma_{\text{С}}}{\gamma_{\text{м}} \cdot \gamma_{\text{н}}} \quad (3.53)$$

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;

$$[\sigma]_{\text{и}} = \frac{395 \cdot 1.2 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 188 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження зрізу, МПа:

$$[\tau]_{\text{зр}} = \frac{\sigma_T \cdot c \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (3.54)$$

де, $c = 0.6$ – коефіцієнт переходу;

$$[\tau]_{\text{зр}} = \frac{395 \cdot 0.6 \cdot 0.8}{1.75 \cdot 1.15} = 94 \text{ МПа}$$

3.12.1 Перевірка міцності за максимальним навантаженням

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:

$$R_A^{\text{max}} = \frac{0.5 P_D^{\text{max}} (b + c) - G_{\text{ГП}} \cdot d}{L} \quad (3.56)$$

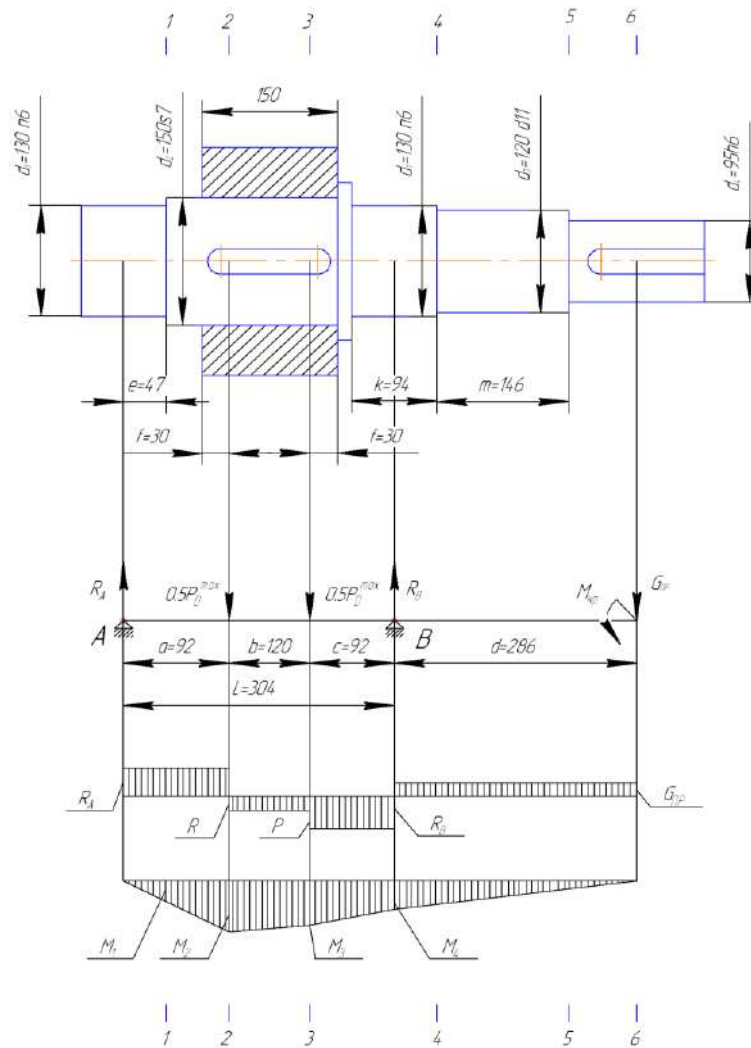


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема вала привідного колеса крана.

де, $P_D^{\max} = 190093 \text{ Н}$ – навантаження на привідне колесо крана;

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

$$R_A^{\max} = \frac{0.5 \cdot 190093 \cdot (120+92) - 5621 \cdot 286}{304} = 60994 \text{ Н}$$

$$R_B^{\max} = \frac{0.5 P_D^{\max} (a+b) + G_{\text{ПП}} (L+d)}{L} \quad (3.57)$$

$$R_B^{\max} = \frac{0.5 \cdot 190093 \cdot (92+120) + 5621 \cdot (304+286)}{304} = 77192 \text{ Н}$$

Згинаючі моменти в небезпечних перерізах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_1^{\max} = R_A^{\max} \cdot e = 60994 \cdot 47 = 2866718 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (3.58)$$

$$\text{Перетин 2-2: } M_2^{\max} = R_A^{\max} \cdot a = 60994 \cdot 92 = 5611448 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (3.59)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_3^{\max} = R_A^{\max} \cdot (a+b) - 0.5 \cdot P_D^{\max} \cdot b \quad (3.60)$$

$$M_3^{\max} = 60994 \cdot (92+120) - 0.5 \cdot 190093 \cdot 120 = 1525148 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_4^{\max} = G_{\text{ІІР}} \cdot (k+m) = 5621 \cdot (94+146) = 1349040 \text{ Н} \quad (3.61)$$

$$\text{Перетин 5-5: } M_4^{\max} = G_{\text{ІІР}} \cdot m = 5621 \cdot 146 = 820666 \text{ Н} \quad (3.62)$$

Діючі напруження в перетинах, МПа:

Перетин 1-1:

$$\text{Згин: } \sigma_{\text{ІІ1}}^{\max} = \frac{M_1^{\max}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{2866718}{0.1 \cdot 130^3} = 13 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{ІІ}}] \quad (3.63)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\text{СР1}}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot R_A^{\max}}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4 \cdot 60994}{3.14 \cdot 130^2} = 6 \text{ МПа} < [\tau] \quad (3.64)$$

$$\sigma_1^{\max} = \sqrt{(\sigma_{\text{ІІ1}}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{СР1}}^{\max})^2} = \sqrt{13^2 + 3 \cdot 6^2} = 17 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{ІІ}}] \quad (3.65)$$

Перетин 2-2:

$$\text{Згин: } \sigma_{\text{ІІ2}}^{\max} = \frac{M_2^{\max}}{0.1 \cdot d_2^3 \cdot e'} = \frac{5611448}{0.1 \cdot 150^3 \cdot 0.92} = 18 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{ІІ}}] \quad (3.66)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{\text{СР2}}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A^{\max}}{0.785 \cdot d_2^2 \cdot e_F'} = \frac{4}{3} \cdot \frac{60994}{0.785 \cdot 150^2 \cdot 0.98} = 5 \text{ МПа} < [\tau] \quad (3.67)$$

$$\sigma_2^{\max} = \sqrt{(\sigma_{И2}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP2}^{\max})^2} = \sqrt{18^2 + 3 \cdot 5^2} = 20 \text{ МПа} < [\sigma_{И}] \quad (3.68)$$

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:

$$\text{Згин: } \sigma_{И3}^{\max} = \frac{M_3^{\max}}{0.1 \cdot d_2^3 \cdot e'} = \frac{1525148}{0.1 \cdot 150^3 \cdot 0.92} = 5 \text{ МПа} < [\sigma_{И}] \quad (3.69)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{CP2}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_A^{\max}}{0.785 \cdot d_2^2 \cdot e'_F} = \frac{4}{3} \cdot \frac{60994}{0.785 \cdot 150^2 \cdot 0.98} = 5 \text{ МПа} < [\tau] \quad (3.70)$$

$$\sigma_3^{\max} = \sqrt{(\sigma_{И3}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP3}^{\max})^2} = \sqrt{5^2 + 3 \cdot 5^2} = 10 \text{ МПа} < [\sigma_{И}] \quad (3.71)$$

Пререрізуюча сила в перетині 3-3, Н:

$$P = R_B^{\max} - R \quad (3.72)$$

$$R = 0.5 P_D^{\max} - R_A^{\max} = 0.5 \cdot 190093 - 60994 = 34053 \text{ Н} \quad (3.73)$$

$$P = 77192 - 34053 = 43139 \text{ Н}$$

Перетин 4-4:

$$\text{Згин: } \sigma_{И4}^{\max} = \frac{M_4^{\max}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{1349040}{0.1 \cdot 120^3} = 8 \text{ МПа} < [\sigma_{И}] \quad (3.74)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{CP4}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{G_{ПР}}{0.785 \cdot d_3^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5621}{0.785 \cdot 120^2} = 1 \text{ МПа} < [\tau] \quad (3.75)$$

$$\sigma_4^{\max} = \sqrt{(\sigma_{И4}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP4}^{\max})^2} = \sqrt{8^2 + 3 \cdot 1^2} = 8 \text{ МПа} < [\sigma_{И}] \quad (3.76)$$

Перетин 5-5:

$$\text{Згин: } \sigma_{И5}^{\max} = \frac{M_5^{\max}}{0.1 \cdot d_4^3} = \frac{820666}{0.1 \cdot 95^3} = 10 \text{ МПа} < [\sigma_{И}] \quad (3.77)$$

$$\text{Зріз: } \tau_{CP5}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{G_{ПР}}{0.785 \cdot d_4^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5621}{0.1 \cdot 95^2} = 1 \text{ МПа} < [\tau] \quad (3.78)$$

$$\sigma_5^{\max} = \sqrt{(\sigma_{И5}^{\max})^2 + 3 \cdot (\tau_{CP5}^{\max})^2} = \sqrt{10^2 + 3 \cdot 1^2} = 10 \text{ МПа} < [\sigma_{И}] \quad (3.79)$$

3.12.2 Перевірка вала на втомну міцність

Допустиме напруження згину при розрахунку на опір втоми, МПа:

$$[\sigma'_И] = \frac{\sigma_{-1}}{k} \cdot \frac{1}{n} \quad (3.80)$$

де, $\sigma_{-1} = 0.43 \sigma_B = 0.43 \cdot 615 = 265 \text{ МПа}$ – 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;

$$\text{Перетин 1-1: } [\sigma'_И] = \frac{265}{4.9} \cdot \frac{1}{1.4} = 39 \text{ МПа}$$

$$\text{Перетин 2-2, 3-3: } [\sigma'_И] = \frac{265}{2.3} \cdot \frac{1}{1.4} = 82 \text{ МПа}$$

$$\text{Перетин 4-4, 5-5: } [\sigma'_H] = \frac{265}{3.2} \cdot \frac{1}{1.4} = 59 \text{ МПа}$$

Номінальні опорні реакції, Н:

$$R_A^H = \frac{0.5 R_D^H (b+c) - G_{\text{ГП}} \cdot d}{L} \quad (3.81)$$

де, $R_D^H = 320080 \text{ Н}$ – навантаження на колеса крана сторони D, при підйомі затвора;

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

$$R_A^H = \frac{0.5 \cdot 320080 \cdot (120+92) - 5621 \cdot 286}{304} = 106318 \text{ Н}$$

$$R_B^H = \frac{0.5 R_D^H (a+b) - G_{\text{ГП}} (L+d)}{L} \quad (3.82)$$

$$R_B^H = \frac{0.5 \cdot 320080 \cdot (92+120) - 5621 \cdot (304+286)}{304} = 100698 \text{ Н}$$

Номінальні згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_1^H = R_A^H \cdot e = 106318 \cdot 47 = 4996946 \text{ Н} \quad (3.83)$$

$$\text{Перетин 2-2: } M_2^H = R_A^H \cdot a = 106318 \cdot 92 = 9781256 \text{ Н} \quad (3.84)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_3^H = R_A^H \cdot (a+b) - 0.5 P_D^H \cdot b \quad (3.85)$$

$$M_3^H = 106318 \cdot (92+120) - 0.5 \cdot 170468 \cdot 120 = 12311336 \text{ Н}$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_4^H = G_{\text{ГП}} (k+m) = 5621 \cdot (94+146) = 1349040 \text{ Н} \quad (3.86)$$

$$\text{Перетин 5-5: } M_5^H = G_{\text{ПР}} \cdot m = 5621 \cdot 146 = 820666 \text{ Н} \quad (3.87)$$

Еквівалентні згинаючі моменти в перетинах, Н·мм:

$$\text{Перетин 1-1: } M_{\text{эKB1}} = M_1^H \cdot k_q = 4996946 \cdot 0.75 = 3747710 \text{ Н} \quad (3.88)$$

де, $k_q = 0.75$ – коефіцієнт довговічності [10];

$$\text{Перетин 2-2: } M_{\text{эKB2}} = M_2^H \cdot k_q = 9781256 \cdot 0.75 = 7335942 \text{ Н} \quad (3.89)$$

$$\text{Перетин 3-3: } M_{\text{эKB3}} = M_3^H \cdot k_q = 12311336 \cdot 0.75 = 9233502 \text{ Н} \quad (3.90)$$

$$\text{Перетин 4-4: } M_{\text{эKB4}} = M_4^H \cdot k_q = 1349040 \cdot 0.75 = 1011780 \text{ Н} \quad (3.91)$$

$$\text{Перетин 5-5: } M_{\text{эKB5}} = M_{54}^H \cdot k_q = 820666 \cdot 0.75 = 615500 \text{ Н} \quad (3.92)$$

Напруження згину в перетинах, МПа:

$$\text{Перетин 1-1: } \sigma_{\text{эKB1}} = \frac{M_{\text{эKB1}}}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{3747710}{0.1 \cdot 130^3} = 17 \text{ МПа} \quad (3.93)$$

$$\text{Перетин 2-2: } \sigma_{\text{эKB2}} = \frac{M_{\text{эKB2}}}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{7335942}{0.1 \cdot 150^3} = 22 \text{ МПа} \quad (3.94)$$

$$\text{Перетин 3-3: } \sigma_{\text{эKB3}} = \frac{M_{\text{эKB3}}}{0.1 \cdot d_2^3} = \frac{9233502}{0.1 \cdot 150^3} = 27 \text{ МПа} \quad (3.95)$$

$$\text{Перетин 4-4: } \sigma_{\text{эKB4}} = \frac{M_{\text{эKB4}}}{0.1 \cdot d_3^3} = \frac{1011780}{0.1 \cdot 120^3} = 6 \text{ МПа} \quad (3.96)$$

$$\text{Перетин 5-5: } \sigma_{\text{эKB5}} = \frac{M_{\text{эKB5}}}{0.1 \cdot d_4^3} = \frac{615500}{0.1 \cdot 95^3} = 7 \text{ МПа} \quad (3.97)$$

3.13 Розрахунок шпонок вала ведучого колеса

Розрахунок шпонки вала приводного 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;

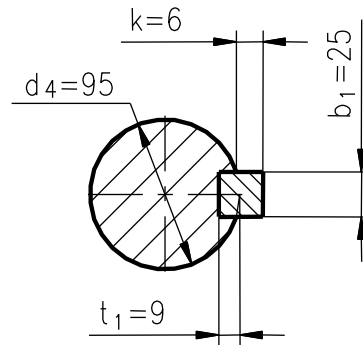


Рисунок 3.8 – Перетин 6-6 зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

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

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

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot M_K}{d_4 \cdot L \cdot k} = \frac{2 \cdot 4035000}{95 \cdot 180 \cdot 6} = 79 \text{ МПа} < [\sigma_{CM}] \quad (3.98)$$

де, $M_K = 4035000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – крутний момент при номінальному навантаженні;

$L = 180 \text{ мм}$ – довжина шпонки;

Діюче напруження зрізу, МПа:

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot M_K}{d_4 \cdot b_1 \cdot L} = \frac{2 \cdot 4035000}{95 \cdot 25 \cdot 180} = 19 \text{ МПа} < [\tau_{CP}] \quad (3.99)$$

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: $\sigma_T = 355 \text{ МПа}$;

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

Матеріал колеса – сталь 65Г ГОСТ 14959-79.

Межа текучості: $\sigma_T = 450 \text{ МПа}$;

Межа міцності: $\sigma_B = 635 \text{ МПа}$;

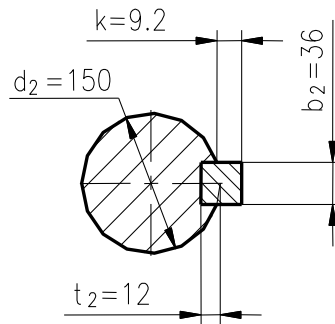


Рисунок 3.9 – Перетин 3-3 зі шпонкою.

Розрахунок виконуємо по матеріалу шпонки.

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

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

Діюче напруження зминання, МПа:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot M_K}{d_2 \cdot L \cdot k} = \frac{2 \cdot 4035000}{150 \cdot 100 \cdot 9.2} = 59 \text{ МПа} < [\sigma_{CM}] \quad (3.100)$$

де, $M_K = 4035000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – крутний момент при номінальному навантаженні;

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

Діюче напруження зрізу, МПа:

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot M_K}{d_2 \cdot b_2 \cdot L} = \frac{2 \cdot 4035000}{150 \cdot 36 \cdot 100} = 15 \text{ МПа} < [\tau_{CP}] \quad (3.101)$$

3.14 Розрахунок підшипників ведучого колеса крана

По максимальному навантаженню на підшипник колеса крана ($R_B^{\max} = 77192$) 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:

$$P_0 = X_0 \cdot R_B^{\max} = 0.5 \cdot R_B^{\max} = 0.5 \cdot 77192 = 38596\text{Н} < C_0 \quad (3.105)$$

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 механізму 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:

$$L_{\Pi}=\frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p > L \quad (3.107)$$

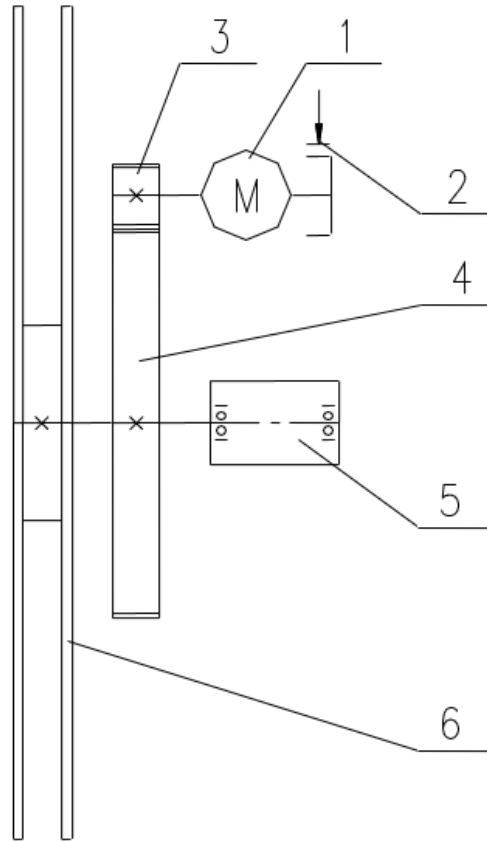
де, $n = 10$ об/хв – прийнята швидкість обертання колеса;

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

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

$$L_{\Pi}=\frac{10^6}{60 \cdot 10} \cdot \left(\frac{850000}{90200}\right)^{\frac{10}{3}}=2945936\text{год} > L$$

4 РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ КАБЕЛЬНОГО БАРАБАНА



1. Електродвигун ДМТН-112-6 У1

$N = 4.5 \text{ кВт}$, $n = 900 \text{ об/мин}$

2. Гальмо ТКГ-160 У2

3. Шестерня відкритої зубчастої

передачі $m = 6$; $Z_{ш} = 25$

4. Колесо відкритої зубчастої

передачі $m = 6$; $Z_k = 150$

5. Струмоприймач кільцевий ТКБ-4

УХЛ2

6. Кабельний барабан

Рисунок 4.1 – Кінематична схема кабельного барабана.

Електропостачання крана здійснюється через кабельний барабан із приводом, який автоматично намотує та розмотує кабель у процесі переміщення крана вздовж рейкового шляху, підтримуючи постійний натяг кабелю. При цьому величина натягу

кабелю, що намотується на барабан, не повинна перевищувати половини його зовнішнього діаметра незалежно від напрямку руху крана.

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:

$$M_{\text{max}} = \frac{F \cdot D_{\text{каб}}^{\text{max}}}{2} \quad (4.2)$$

де, $D_{\text{каб}}^{\text{max}}=3.2\text{м}$ - максимальний діаметр кабельного барабана (по середній лінії останнього слою кабелю);

$$M_{\text{max}} = \frac{172 \cdot 3.2}{2} = 275\text{Н} \cdot \text{м}$$

Передаточне відношення відкритої зубчастої передачі:

$$i = \frac{Z_K}{Z_{III}} = \frac{150}{25} = 6 \quad (4.3)$$

Необхідний крутний момент навалу двигуна, Н·м:

$$M_{\text{ДВ}} = \frac{M_{\text{max}}}{i} = \frac{172}{6} = 28.7\text{Н} \cdot \text{м} < [M_{\text{ном}}] \quad (4.4)$$

Таблиця 4.1 – 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 $M_{ном} = 9550 \cdot \frac{N}{n_{дв}}$	48

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 шківа, мм	160
Ширина гальмівної колодки, мм	70
Тип гідроштовхача	Т-16
Маса, кг	21

5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛЕВОЇ КОНСТРУКЦІЇ КРАНА

5.1 Визначення допустимих напружень

Для виготовлення металоконструкції крана застосовується 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

Металоконструкцію розраховують методом допустимих навантажень. Допустимі навантаження визначають виходячи з межі текучості сталі, поділеної на коефіцієнт запасу міцності, який встановлюється нормативними документами:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1.4} = 250 \text{ МПа} \quad (5.1)$$

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 за-хватної балки. q_{Σ} , кН/м
Величина навантаження	377	166,77	59	29,4
* $\psi=1.2$ - коефіцієнт динамічності [12].				

5.3 Складання розрахункової схеми

Небезпечний переріз балки знаходиться на половині відстані між рівнодіючою та критичною силами від коліс вантажного візка, відлічуючи від центра прольоту. З огляду на те, що в розрахунковій схемі тиск на всі колеса візка приймається рівномірно розподіленим, зазначений переріз відстоїть від середини балки на величину, що становить $\frac{1}{4}$ бази візка.

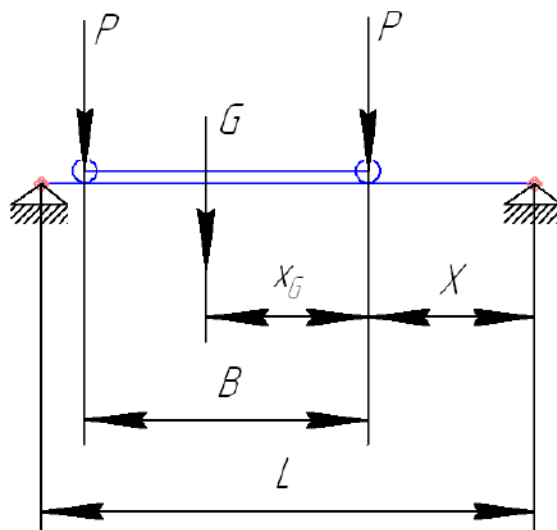


Рисунок 5.1 – Схема визначення критичного перетину балки.

На схемі:

$P=129\text{кН}$ - тиск колеса візка на рейку (критична сила);

$L=4\text{м}$ - проліт балки;

$B=2.3\text{м}$ - база візка;

$X=1.3425\text{м}$ - відстань від кінця балки до критичного перетину;

5.4 Визначення внутрішніх силових чинників

Для проведення розрахунку балки на міцність і жорсткість необхідно визначити максимальний згинальний момент у небезпечному перерізі. З цією метою вантажний візок встановлюється на балці у таке положення, при якому критична зосереджена сила діє безпосередньо в площині досліджуваного перерізу, що відповідає найбільш несприятливому навантаженню конструкції.

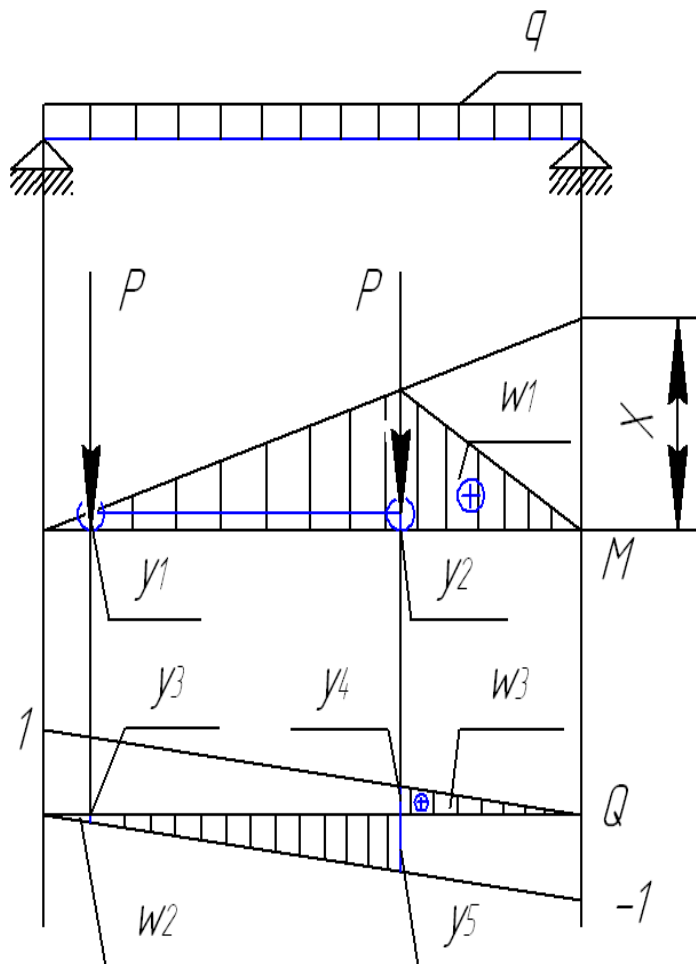


Рисунок 5.2 – Лінії впливу для балки.

За схемою (Рисунок 5.2) визначаємо максимальний згинальний момент у критичному перетині:

$$M_{\text{MAX}} = q_{\text{Б}} \cdot \omega_1 + P_1 \cdot (y_1 + y_2) = 1.66 \cdot 14.8 + 129 \cdot (0.11 + 0.83) = 145.8 \text{ кНм} \quad (5.2)$$

Визначаємо максимальне зусилля, що перерізує, біля опори балки:

$$Q_{\text{MAX}} = P(y_4 - (y_3 + y_5)) - q \cdot \omega_2 + q \cdot \omega_3 = 129 \cdot (0.34 - (0.66 + 0.09)) - 14.8 \cdot 0.87 + 14.8 \cdot 0.23 = -62.4 \text{ кНм} \quad (5.3)$$

5.5 Визначення геометричних параметрів перерізу балки

Прийнято наступні розміри елементів балки (Рисунок 5.3):

товщина поясів $\delta_{\text{П1}} = 14 \text{ мм}$, $\delta_{\text{П2}} = 10 \text{ мм}$

товщина стінок $\delta_{\text{С}} = 8 \text{ мм}$;

висота стінок $H_{\text{С}} = 580 \text{ мм}$;

ширина поясів $B = 520 \text{ мм}$;

звис поясів $a = 52 \text{ мм}$.

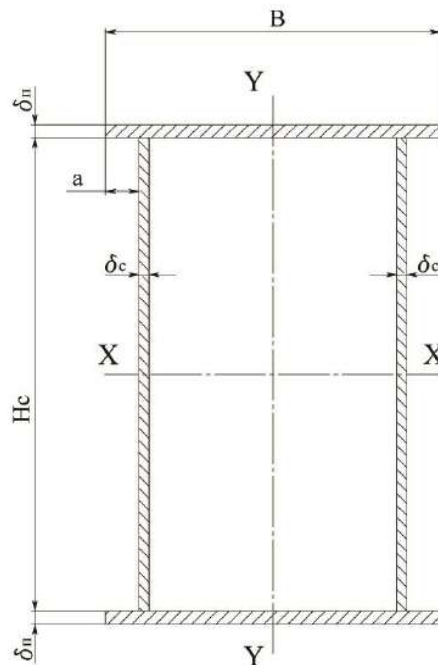


Рисунок 5.3 – Перетин балки.

Визначимо момент інерції даного перетину, м^4 :

$$I_{xx\Pi} = I_{c1} + I_{c2} + F_{\Pi1} \left(\frac{H_c + \delta_{\Pi1}}{2} \right)^2 + F_{\Pi2} \left(\frac{H_c + \delta_{\Pi2}}{2} \right)^2 \quad (5.4)$$

$$F_{\Pi1} = \delta_{\Pi1} \cdot B = 0,014 \cdot 0,52 = 7,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (5.5)$$

$$F_{\Pi2} = \delta_{\Pi2} \cdot B = 0,01 \cdot 0,52 = 5,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (5.6)$$

$$I_{cc} = \frac{\delta_c H_c^3}{12} = \frac{0,008 \cdot 0,58^3}{12} = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (5.7)$$

$$I_{xx\Pi} = 1,3 \cdot 10^{-4} + 7,28 \cdot 10^{-3} \left(\frac{0,58 + 0,014}{2} \right)^2 + 5,2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{0,58 + 0,01}{2} \right)^2 = 13,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

5.6 Перевірочний розрахунок балки

Момент опору даного перетину становить, м³:

$$W_X = \frac{2I_X}{H_c + \delta_{\Pi1} + \delta_{\Pi2}} = \frac{2 \cdot 13,53 \cdot 10^{-4}}{0,58 + 0,014 + 0,01} = 44,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (5.8)$$

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 перерізу стійок

Прийнято наступні розміри елементів балки (Рис. 5.4):

товщина поясів $\delta_{\Pi} = 10 \text{ мм}$;

товщина стінок $\delta_c = 8 \text{ мм}$;

висота стінок $H_c = 520 \text{ мм}$;

ширина поясів $B = 520 \text{ мм}$;

звис поясів $a = 52 \text{ мм}$.

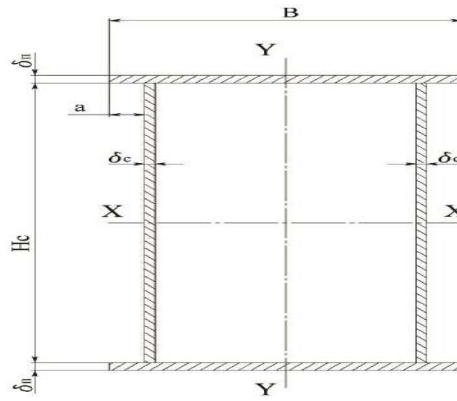


Рисунок 5.4 - Перетин балки.

Визначимо площу даного перетину, м²:

$$F = B \cdot 2\delta_{\Pi} + H_c \cdot 2\delta_c = 0.52 \cdot 2 \cdot 0.01 + 0.52 \cdot 2 \cdot 0.008 = 18.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (5.10)$$

Визначимо момент інерції даного перетину, м⁴:

$$I_{xx\Pi} = 2I_c + 2F_{\Pi} \left(\frac{H_c + \delta_{\Pi}}{2} \right)^2 \quad (5.11)$$

$$F_{\Pi} = \delta_{\Pi} \cdot B = 0.01 \cdot 0.52 = 5.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (5.12)$$

$$I_{c_c} = \frac{\delta_c H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 0.52^3}{12} = 9.4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 \quad (5.13)$$

$$I_{xx\Pi} = 2 \cdot 9.4 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 5.2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{0.52 + 0.01}{2} \right)^2 = 7.3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

Момент опору даного перетину становить, м³:

$$W_X = \frac{2I_X}{H_c + 2\delta_{\Pi}} = \frac{2 \cdot 7.3 \cdot 10^{-4}}{0.52 + 2 \cdot 0.01} = 2.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (5.14)$$

5.8 Розрахунок стійкості при стиску

$$\sigma = \frac{P}{\phi F} < [\sigma] \quad (5.15)$$

де $\phi = f(\lambda)$ - коефіцієнт, що залежить від гнучкості;

$$\lambda = \frac{L_1}{r_{\min}} - \text{гнучкість перетину}; \quad (5.16)$$

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_X}{F}} - \text{мінімальний радіус інерції перетину}; \quad (5.17)$$

$L_1 = 4.6 \text{ м}$ - вільна довжина стійки;

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{7.3 \cdot 10^{-4}}{18.7 \cdot 10^{-3}}} = 0.198 \text{ м};$$

$$\lambda = \frac{4.6}{0.198} = 23;$$

Приймаємо $\phi = 0.96$;

$$\sigma = \frac{129 \cdot 10^3}{0.96 \cdot 18.7 \cdot 10^{-3}} = 7 \text{ МПа} < [\sigma].$$

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

Дипломним проєктом передбачено модернізацію козлового крана.

Під час роботи 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 щодо використання стропів;
- отримання травми при зриві вантажних канатів у разі недотримання правил безпеки при використанні вантажних кранів;
- 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 проєкту «Кран козловий спеціальний, $Q = 2 \times 16$ т», нижче розглянемо заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці та пожежної безпеки при експлуатації, ремонті та монтажі даного крана.

6.1 Заходи з охорони праці

Розглядається козловий спеціальний кран вантажопідйомністю $Q = 2 \times 16$ т, вагою 50000 кг, який за допомогою захватної балки здійснює маневрування затворами. Кран встановлено 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 проєктами 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 має бути рівномірною, без засліплюючої дії на персонал.

Персонал, задіяний у проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, забезпечений санітарно-побутовими приміщеннями та якісною питною водою.

Не допускається робота на крані, якщо швидкість вітру перевищує допустиме значення, зазначене в паспорті крана, а також при снігопаді або дощі, що знижують видимість у межах робочої зони. Не допускається робота на крані, якщо температура навколишнього повітря нижча за значення, зазначене в паспорті крана. Проходи та робочі місця вирівнюють, ліквідуючи ями. Взимку проходи очищають від снігу, а у разі ожеледі посипають піском або іншим протиковзким матеріалом.

Підйомно-транспортне обладнання відповідає вимогам ГОСТ 12.1.009-76, а також Правилам устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранов.

До керування підйомно-транспортним обладнанням допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли медичний огляд та мають дозвіл на проведення даного виду робіт.

Кабіна крана обладнана суцільним огороженням з усіх боків і суцільним верхнім перекриттям. Внутрішні розміри кабіни повинні бути не меншими: висота – 2 м, ширина – 0,9 м, довжина – 1,3 м, об'єм – не менше 3 м³.

У кабіні має 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 зсередини, так і ззовні. У кабіні крана передбачені сонцезахисні щитки, а також пристрої для очищення скла.

Двері для входу до кабіни обладнуються засувом з внутрішньої сторони, а також повинні замикатися зсередини.

Кабіна обладнується стаціонарним сидінням для машиніста, яке встановлюється так, щоб була можливість керувати краном сидячи та вести

спостереження за вантажем. Забезпечена можливість регулювання положення сидіння за висотою та в горизонтальній площині.

Кабіни відповідають вимогам СП 1204-74 «Санітарних правил по устроюству и оборудованию кабин управления кранов».

Допустимий рівень шуму в кабіні не перевищує умовно допустимий (75 дБА) згідно з Санітарними нормами виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку ДСН 3.3.6.037-99, та вібрації (віброприскорення 59 дБ, віброшвидкості 101 дБ) відповідно до Державних санітарних норм виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.039-99.

У кабіні оператора крана забезпечуються оптимальні параметри мікроклімату згідно з ДСН 3.3.6-042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Для кабіни оператора: температура – 22...24 °С, що забезпечується 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 з ДСН 239-96 «Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань».

Матеріали, що використовуються для обробки кабіни, мають дозвіл на використання Міністерства охорони здоров'я України.

Опалювальні прилади в кабіні встановлюються виробником і відповідають вимогам ПУЕ.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, які 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 усі муфти, розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса крана та візка оснащені щитками, які виключають потрапляння 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, розташоване на крані, заземлене відповідно до вимог ПУЕ.

Для забезпечення виробничого освітлення майданчика, на якому проводиться маневрування затворами:

а) встановлено на рамі крана прожектори в кількості по 1 шт. з кожної сторони, які забезпечують достатнє освітлення місця опускання вантажозахоплювального органу;

б) встановлено по периметру майданчика світильники з лампами розжарювання для рівномірного освітлення майданчика.

Таблиця 6.1 - 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

Протипожежне забезпечення майданчика для маневрування затворами включає: ящик із піском (1 шт.) та дві лопати зі сталі. У кабіні кранівника передбачено рубильник для знеструмлення крана та вуглекислотний вогнегасник ОУ-5 для ліквідації загорянь електрообладнання. Для захисту від атмосферної електрики встановлено блискавковідвідну систему.

Кран, його освітлювальні пристрої та силові кабелі повністю відповідають вимогам пожежної безпеки. Легкозаймисті частини крана (шафи управління, електродвигуни) виготовлено відповідно до європейських норм пожежної безпеки, які також є чинними в Україні. Європейські силові мережі мають максимальний захист від займання згідно з європейськими стандартами.

Робочий майданчик оснащено всіма потрібними санітарно-побутовими об'єктами: закритою гардеробною, умивальними кімнатами, туалетами, місцем для паління (розташоване поруч із туалетами), а також медичним пунктом. Схема розміщення цих об'єктів відповідає вимогам СНиП 2.09.04-87.

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 маркувальною групою 1764 МПа.

6.2 Заходи з цивільної оборони

Проаналізуємо вплив ударної хвилі, що виникає при ядерному вибуху, на будівлі, промислові споруди, технічне обладнання та персонал об'єкта.

Ударна хвиля є головним уражальним чинником ядерного вибуху. Вона являє собою зону повітря з надзвичайно високим тиском, яка поширюється від епіцентру вибуху в усіх напрямках із надзвуковою швидкістю.

Ударна хвиля складається з двох фаз: фази стиснення та фази розрідження. У першій фазі тиск повітря перевищує атмосферний, у другій – стає нижчим за нього. Максимальне значення тиску фіксується на зовнішній межі фази стиснення, яку називають фронтом хвилі.

Ударна хвиля спричиняє ураження людей, руйнування або пошкодження будівель, споруд, обладнання, техніки та матеріальних цінностей. Незахищені люди страждають як від безпосереднього (прямого) впливу хвилі, так і від непрямого – отримуючи травми різного ступеня тяжкості.

Прямий вплив ударної хвилі уражає людину надлишковим тиском. Непрямий вплив полягає в травмуванні уламками зруйнованих конструкцій, битим склом та іншими предметами, що розлітаються під дією швидкісного напору. Травми, отримані внаслідок дії ударної хвилі, класифікують на легкі, середньої тяжкості, тяжкі та вкрай тяжкі.

Непрямий вплив ударної хвилі завдає людям поранень та ушкоджень різного характеру – від незначних подряпин та забиттів до смертельних – на значно більших відстанях від епіцентру, ніж прямий вплив. Такий вплив можливий у зонах із надлишковим тиском 3 кПа і більше.

Стійкість будівель і споруд до дії ударної хвилі залежить від їхньої конструктивної схеми, висоти, габаритів та інших характеристик.

Найбільших руйнувань зазнають:

- великогабаритні будівлі та споруди з легкими несучими конструкціями, що значно піднесені над поверхнею землі;
- немасивні безкаркасні споруди з несучими стінами з цегли або блоків.

Натомість підземні та заглиблені в ґрунт споруди, будівлі антисейсмічної конструкції, а також масивні малогабаритні будівлі та споруди з жорсткими несучими конструкціями мають значно вищу стійкість до ударної хвилі.

Руйнування прийнято поділяти на чотири ступені: повні, сильні, середні та слабкі.

Повні руйнування. У будівлях та спорудах руйнуються всі основні несучі конструкції, перекриття обвалюються. Відновлення об'єкта є неможливим. Обладнання, механізми та техніка не підлягають відновленню. На комунально-енергетичних мережах та технологічних трубопроводах спостерігаються розриви кабелів, руйнування значних ділянок трубопроводів, опор повітряних ліній електропередач тощо.

Сильні руйнування. У будівлях та спорудах виникають значні деформації несучих конструкцій, руйнується більша частина перекриттів і стін. Відновлення технічно можливе, але економічно недоцільне, оскільки практично зводиться до нового будівництва з використанням окремих вцілілих елементів. Обладнання та механізми переважно зруйновані або сильно деформовані. Окремі деталі та вузли можуть бути використані як запасні частини. На комунально-енергетичних мережах та трубопроводах фіксуються розриви та деформації на окремих ділянках підземних мереж, деформації опор повітряних ліній електропередач і зв'язку, а також розриви технологічних трубопроводів.

Середні руйнування. Руйнуються переважно другорядні (не несучі) конструкції: стіни, перегородки, покрівля, віконні та дверні заповнення. Можливе виникнення тріщин у зовнішніх стінах та місцевих вивалів. Перекриття та підвали залишаються неушкодженими, частина приміщень придатна для подальшої експлуатації. Окремі вузли обладнання та техніки деформовані. Техніка виходить з ладу і потребує капітального ремонту. На комунально-енергетичних мережах деформовані або зруйновані окремі опори повітряних ліній електропередач, наявні розриви та пошкодження технологічних трубопроводів. Для відновлення об'єкта із середніми руйнуваннями необхідний капітальний ремонт, який може бути виконаний силами самого підприємства.

Слабкі руйнування. Руйнується частина внутрішніх перегородок, заповнення дверних та віконних прорізів. Обладнання має незначні деформації другорядних елементів.

На комунально-енергетичних мережах спостерігаються незначні руйнування та поломки конструктивних елементів. Для відновлення об'єкта, що зазнав слабких руйнувань, зазвичай достатньо поточного (дрібного) ремонту.

Ураження людей, які під час вибуху перебували в будівлях або укриттях, безпосередньо залежить від ступеня руйнування цих об'єктів.

Наприклад:

- при повних руйнуваннях будівель люди, що знаходилися всередині, як правило, гинуть;
- при сильних та середніх руйнуваннях може вижити приблизно половина людей, причому значна частина з них отримає ураження різного ступеня тяжкості, може опинитися під уламками конструкцій або в приміщеннях із заваленими чи зруйнованими шляхами евакуації;
- при слабких руйнуваннях загибель людей малоімовірна, однак частина персоналу може отримати різноманітні травми та поранення.

Ураження людей в укриттях (сховищах) можуть бути спричинені утворенням зон затоплення в місцях їхнього розташування, пожежами з інтенсивним виділенням чадного газу або зараженням повітря внаслідок руйнування технологічних установок та ємностей із сильнодіючими отруйними речовинами.

ВИСНОВОК

У дипломному проєкті виконано комплексну розробку козлового крана вантажопідйомністю 2×16 т, призначеного для переміщення ремонтних затворів гідротехнічної споруди. У процесі роботи проведено повний інженерний розрахунок основних механізмів та елементів конструкції.

Зокрема, виконано розрахунок вантажопідіймального механізму, обґрунтовано вибір поліспасти, каната, барабана, редукторів, муфт та гальмівного пристрою. Перевірено міцність і витривалість основних деталей, зокрема валів, шпонкових з'єднань, підшипників і барабана, що підтверджує їхню працездатність у заданих умовах експлуатації.

Проведено розрахунки механізмів пересування візка та крана, визначено сили опору руху, підібрано електродвигуни, редуктори та гальмівні пристрої. Отримані результати свідчать про відповідність параметрів механізмів заданим технічним вимогам і забезпечення необхідної продуктивності.

Окрему увагу приділено розрахунку металоконструкції крана. Виконано перевірку міцності та стійкості основних несучих елементів, що гарантує надійність роботи конструкції під дією розрахункових навантажень.

У розділі охорони праці розглянуто основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, а також запропоновано заходи щодо забезпечення безпечної експлуатації крана відповідно до чинних норм.

За результатами виконаних розрахунків і перевірок можна зробити висновок, що спроектований козловий кран відповідає вимогам міцності, надійності та безпеки, і може бути рекомендований до використання за призначенням.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. *Підйомно-транспортні машини: підручник*. Старобільськ: ЛНУ ім. Т. Шевченка, 2018.
2. Поліщук Л. К., Слабкий А. В. *Підйомно-транспортні машини та механізми: навч. посіб.* Вінниця, 2018.
3. Венцель Є. С., Лисіков Є. М., Євтушенко А. В. *Організація та технологія вантажно-розвантажувальних робіт: навч. посіб.* Одеса, 2015.
4. ДСТУ EN 13001-1:2018. *Крани. Загальні принципи проектування. Загальні положення*. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2018.
5. ДСТУ EN 13001-2:2018. *Крани. Загальні принципи проектування. Частина 2. Навантаження*. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2018.
6. ДСТУ EN 13135:2016. *Крани. Безпека. Вимоги до обладнання: підручник*. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2016.
7. ДСТУ ISO 4301-1:2017. *Крани. Класифікація. Частина 1. Загальні положення*. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2017.
8. Соколовський О. Я. *Основи проектування машин: навч. посіб.* Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2016.
9. Кузьмін О. Є., Мельник О. Г. *Основи інженерної механіки: підручник*. Київ: Кондор, 2017.
10. Бондаренко В. М. *Деталі машин: навч. посіб.* Київ: Каравела, 2016.
11. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування з дисципліни «Підйомно-транспортні машини». Київ: НТУУ «КПІ», 2017.
12. Навчально-методичні матеріали з дисципліни «Підйомно-транспортні машини». Дніпро: УкрДУНТ, 2019.
13. *Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів*. Київ: Мінсоцполітики України, 2018.
14. ДСТУ 2860-2015. *Надійність техніки. Терміни та визначення*. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2015.