

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра «Деталі машин і підйомно-транспортні механізми»

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Кран козловий спеціальний Q=80+2x10т.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-313сп

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

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

ЯВТУШЕНКО П.С.

(прізвище та ініціал)

Керівник СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціал)

Рецензент ФРОЛОВ Р.О.

(прізвище та ініціал)

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

Інститут, факультет НУЗІП, Машинобудівний факультет
Кафедрам Деталей машин і підйомно-транспортні механізми
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 Машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

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

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

Явтушенко Нікити Сергійовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран козловий спеціальний Q=80+2x10т

керівник проєкту (роботи) Доцент Михайло Володимирович Сидоренко,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « » 20 року №

2. Строк подання студентом проєкту (роботи)

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція крану козлового спеціального

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Механізм головного підйому , Механізм допоміжного підйому, Механізм пересування візка, Механізм пересування крана, . Металоконструкція крана

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Візок – 2 листа А1; Водоприймач – 3 листа А1; Металоконструкція крана – 2 листа А1;
Мех. пер. візка – 1 лист А1, 1 лист А2; Мех.гол.підйому – 1 лист А1; Мех. пер. крана.-
1 лист А1; Підвіска -1 лист А1; Мех. пер. візка – 3 листа А4; Специф. Підвіски – 1 лист
А3, 1 лист А4; Специф. мех. гол. підйому – 2 листа А4.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання «__16__» ____березня__2026_року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

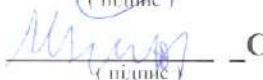
№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Срок виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Механізм головного підйому вантажопідйомністю 80 т	20.03.2026	
2	Механізм допоміжного підйому г.п. 2х10 т	31.03.2026	
3	Механізм пересування візка	10.04.2026	
4	Механізм пересування крана	26.04.2026	
5	. Металоконструкція крана	15.05.2026	
6	Економічний розділ	30.05.2026	
7	Охорона праці	01.06.2026	

Студент


(підпис)

ЯВТУШЕНКО Н.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

СИДОРЕНКО М.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

КОЗЛОВИЙ КРАН, ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМО, БАЛКА, СТРИЖЕНЬ

Дипломний проект складається з: 93 сторінок, 19 рисунків, 9 таблиць та 17 джерел інформації.

Спеціальний козловий кран вантажопідйомністю 80/2х10 т встановлений на водоприймальній споруді ГЕС Се Сан 3 (В'єтнам) і призначений:

- для маневрування ремонтними затворами – підйом затвора на 150 мм і, після заповнення міжзатворного простору водою, опускання затвора;
- для обслуговування допоміжного обладнання водоприймача;
- для маневрування грейфером під час очищення решіток;
- для маневрування решітками.

Кран призначений для експлуатації на відкритому повітрі з температурою навколишнього середовища від плюс 6,4° С до плюс 36°С.

Список ключових слів: козловий кран, двигун, редуктор, гальмо, балка, стрижень.

У процесі розробки я змінив довжину прольоту з 12 м на 14

ЗМІСТ

Вступ	7
1 Вихідні дані	9
2 Норми та матеріали	11
3. Механізм головного підйому вантажопідйомністю 80 т	12
3.1 Вибір каната	13
3.2. Розрахунок канатного барабана	14
3.3. Вибір електродвигуна	15
3.4. Вибір механічної передачі механізму головного підйому	16
3.5 Вибір гальма	17
4. Механізм допоміжного підйому г.п. 2х10 т	18
4.1. Вибір каната	19
4.2 Вибір канатного барабана	20
4.3. Вибір електродвигуна	21
4.4. Вибір гальма	21
5. Механізм пересування візка	23
5.1. Вибір електродвигуна	24
5.2. Вибір механічної передачі механізму пересування візка	25
5.3. Вибір гальма	25
6. Механізм пересування крана	27
6.1. Вибір електродвигуна	28
6.2. Вибір механічної передачі механізму пересування крана	28
6.3. Вибір гальма	29
7. Металоконструкція крана	30
7.1. Норми та матеріали	31
7.2. Навантаження	31

7.2.1. Горизонтальні інерційні навантаження на елементи конструкції при русі крана та візка	34
7.2.2. Вітрові навантаження робочого стану крана	36
7.2.3. Навантаження від сили перекосу	36
7.2.4. Сейсмічне навантаження	37
7.3. Характеристики перерізів	38
7.4. Визначення розрахункових зусиль і переміщень у металоконструкції крана	47
7.5. Перевірка міцності металоконструкції крана	53
7.6. Перевірка стійкості ніг	58
7.7. Прогин головної балки на консолях	66
7.8. Прогин головної балки в прольоті	67
7.9. Розрахунок коротких діафрагм головної балки.....	67
7.10. Розрахунок зварних швів	68
8. Економічний розділ	84
8.1. Вихідні дані для економічних розрахунків.....	84
8.2. Розрахунок капітальних вкладень.....	84
8.3. Розрахунок амортизаційних відрахувань.....	85
8.4. Експлуатаційні витрати.....	86
8.5. Економічна ефективність проекту.....	86
9. Охорона праці	88
9.1. Вимоги безпеки до конструкції крана	88
9.2. Електробезпека	89
9.3. Пожежна безпека.....	90
9.4. Безпека під час експлуатації крана	90
9.5. Заходи щодо зниження шуму та вібрації.....	91
Перелік джерел посилань	92

ВСТУП

Кран складається з металоконструкції крана, на якій встановлено візок з механізмами підйому та пересування. Металоконструкція крана складається з порталу та чотирьох стійок. Портал являє собою зварну конструкцію коробчастого перерізу, що складається з двох головних балок, по яких переміщається візок, та трьох торцевих балок, що з'єднують головні балки. Портал спирається на чотири стійки, які, у свою чергу, попарно спираються на ходові балки. Кожна ходова балка встановлена на два балансири (холостий і приводний). Пересувається кран по рейках КР100.

На приводних балансирах ходових балок встановлено по два захати: напівавтоматичний з $P_{уд} = 11 \text{ т}$ і ручний з $P_{уд} = 5 \text{ т}$.

На ходовій балці з боку нижнього б'єфа встановлено кабельний барабан (для підведення електроживлення до крана) та майданчики під електрообладнання.

Кран з боку верхнього б'єфа має консоль, на якій підвішена кабіна закритого типу з кондиціонером. Доступ до кабіни та на портал крана здійснюється маршовими сходами.

З двох боків порталу розташовані майданчики, на одному з яких розташований струмопідвід до візка.

На головних балках порталу для переміщення візка встановлені рейки КР70 з підвізковими упорами по краях.

Металоконструкція візка складається з двох марок, що представляють собою зварну конструкцію коробчастого перетину, на якій встановлені механізм головного підйому, механізм допоміжного підйому та механізм пересування.

Головні, ходові, торцеві балки та стійки з'єднуються між собою під час монтажу зварними швами.

Механізм головного підйому складається з канатного барабана Ø1100 мм, підвіски, вирівнювального блоку (реле перевантаження) та приводу барабана.

Привід механізму складається з редуктора Ц2Н-630-50-12 Т2, гальма ТКГ-400М Т2, двигуна 4МТМ280М10 Т1 та відкритої зубчастої передачі.

Крайні положення підвіски обмежуються двома кінцевими вимикачами: УБ-250А Т2 і ПП-743 Т2. Для контролю байпасування (підриву затвора на 150 мм) встановлено командоапарат КА-426А-30 Т2.

Механізм допоміжного підйому складається з двох барабанів □ 710 мм, двох підвісок з РТП5200 мм , двох вирівнювальних блоків (у складі реле перевантаження) та приводу барабанів.

Привід механізму складається з двох редукторів 1ЦЗУ-355М-100-Т2, електродвигуна 4МТМ225М8 Т1 та двох гальм ТКГ-300М Т2.

Крайні положення підвіски обмежуються: командоапаратом КА-426А-30 Т2 — нижнє положення та перемикачем ПП-743 — верхнє положення. Командоапаратом КА-426А-30 Т2 обмежується також і висота підйому на консолі (~ 8,5 м).

Механізм пересування візка складається з вертикального редуктора ВКУ-765М-71-23-Т2, редуктора 1ЦУ-160-5-21-Т2, електродвигуна ДМТН111-6 Т1 та гальма ТКГ-160М Т2. Привід механізму пересування – центральний. Візок спирається на чотири колеса діаметром □ 600 мм, з яких два приводні.

Механізм пересування крана виконаний з роздільним приводом з чотирьох балансирів, два з яких є приводними. Діаметр колеса 710 мм.

Привід приводного балансира складається з електродвигуна ДМТН112-6 Т1, редуктора КЦ2-125Н-40-2КвхКвих Т1, відкритої зубчастої передачі та гальма ТКГ-200М Т2.

Крайні положення візка та крана обмежуються перемикачами ПП-741 Т1. Перемикач ПП-744 Т1 призначений для обмеження висоти підйому на консолі 8,5 м і 11,5 м - у прольоті.

1 ВИХІДНІ ДАНІ

Механізм головного підйому		
Вантажопідйомність, т		80
Діапазон підйому, м		
- над головою рейки		11
- нижче головки рейки		21,2
- при обході		0,15
Швидкість підйому, м/с (м/хв.)		
- у нормальному режимі		0,066 (4)
- при максимальному режимі		0,016 (1)
- швидкість посадки		0,013 (0,8)
Механізм допоміжного підйому		
Вантажопідйомність, т		2x10
Діапазон підйому, м		
- над головою рейки		11,5
- нижче головки рейки		21,2
Швидкість підйому регульована, м/с (м/хв.)	0,016 0,133	(1-8)
Відстань між точками підвісу, м		5,2
Механізм пересування візка		
Швидкість пересування, м/с (м/хв.)		0,083 (5)
Механізм пересування крана		
Швидкість руху, м/с (м/хв.)		
- максимальна	0,24	(14,4)
- мінімальна		0,083 (5)
Колія крана, м		14
База крана, м		10,5
Загальні дані		
Підведення живлення до візка	гнучкий кабель	

Підведення живлення до крана

гнучкий кабель

Підведення живлення до грейфера

гнучкий кабель

Основне керування краном

з кабіни

Аварійне керування краном

з переносного пульта

Тип струму та напруга, В

380/220, 50 Гц

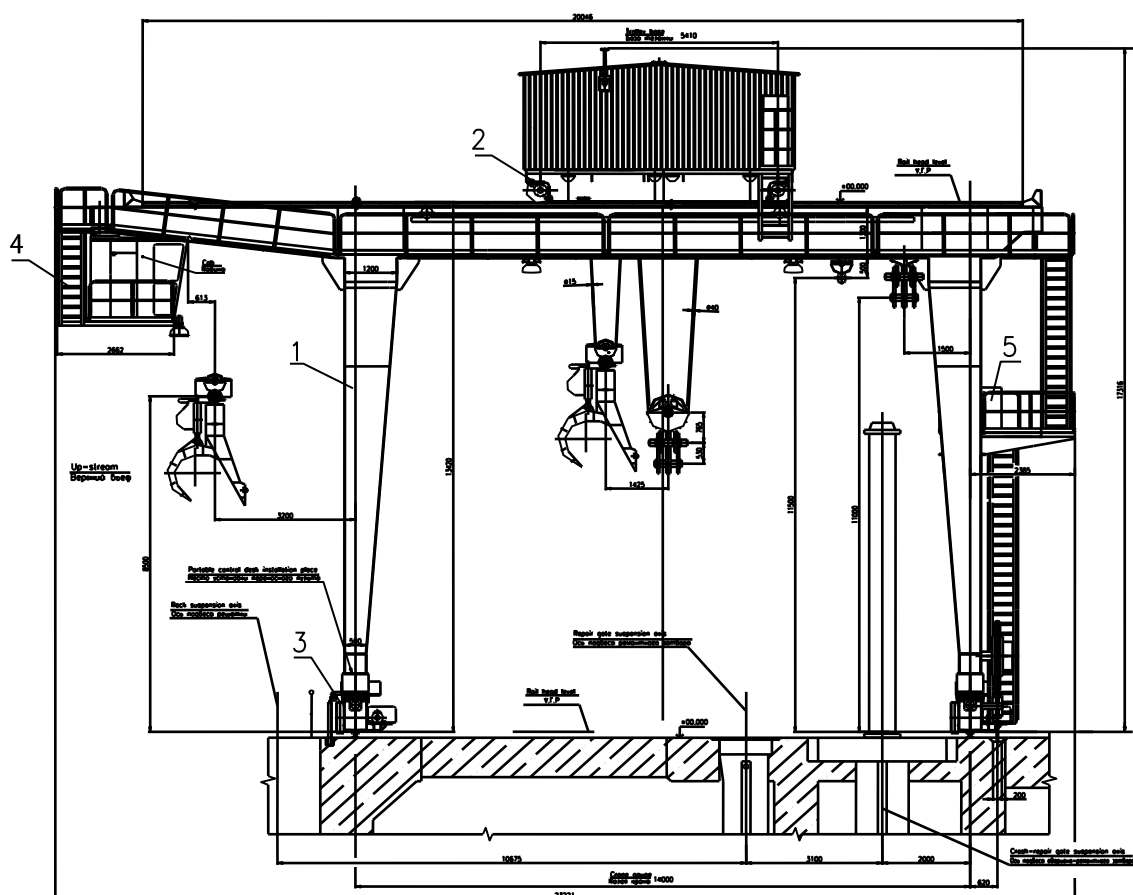


Рисунок 1 – Кран естакадний вантажопідйомністю 80/2x10 т

1 – Металоконструкція крана

2 – Візок

3 – Механізм пересування крана

4 – Кабіна крана

5 – Електрообладнання

2 НОРМИ ТА МАТЕРІАЛИ

Розрахунок виконано відповідно до вимог СТП 00117794-2-11-95.
Основні положення проектування, [Л.1].

Допустимі опори для основного металу визначаються у відповідних розділах розрахунку.

Матеріали, прийняті для виготовлення:

- металоконструкція ДСТУ 8541:2015 «Прокат із сталі підвищеної міцності. Загальні технічні умови».
- деталі механізмів – 20-ЗГП-М1-ТВ1; 45-ЗГП-М1-ТВ1, 45-2ГП за ДСТУ 7809:2015 , 30Л за ДСТУ 8721:2017 ;
- заводські зварні шви – Св-08Г2С за ДСТУ ГОСТ 2246:2009;
- монтажні зварні шви – Е46А за ДСТУ ГОСТ 9467:2009.

3 МЕХАНІЗМ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ Г.П. 80 Т

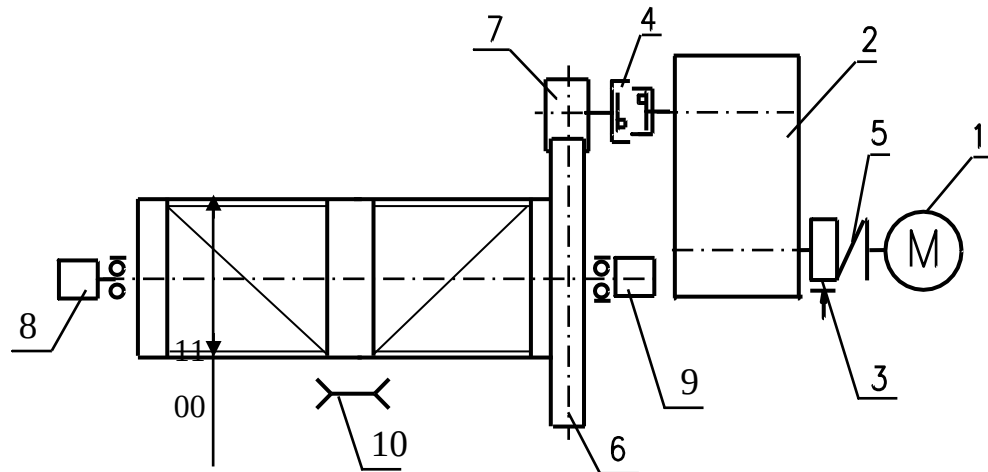


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму головного підйому г.п. 80 т

1-Електродвигун 4МТМ280М10

Т1

N = 60 кВт, n = 575 об/хв, 380 В, 50

Гц

2 – Редуктор Ц2Н-630-50-12 Т2

3 – Гальмо ТКГ-400М Т2

4 – Зубчаста муфта

5 – Напівмуфта пальцева

6 – Зубчасте колесо m=24, z=85

7 – Вал-шестерня m=24, z=17

8 – Вимикач УБ-250А-Т2

9 – Командоапарат КА426А-30 Т2

10 – Реле перевантаження та
ослаблення каната

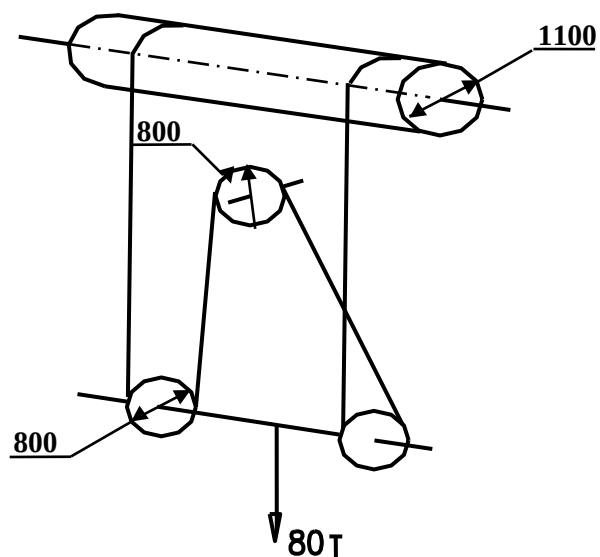


Рисунок 3.2. – Схема запасу каната механізму головного підйому

Таблиця 3. – Вихідні дані

Параметри	Позначення	Величина
Клас механізму за ISO 4301/1		M2
Вантажопідйомність підвіски, кгс	Q	80000
Вага підвіски, кгс	G _п	1860
Швидкість підйому вантажу, м/хв (м/с)	V	0,8-4,0 (0,013-0,066)
Висота підйому, м	H	32,2
Кратність поліспада	m	2 подвійний

3.1 ВИБІР КАНАТА

ККД поліспада	_п	0,97
ККД барабана	_б	0,97

Розраховуємо найбільше зусилля у гілці каната :

$$S = \frac{9,81 \cdot (Q + G_n)}{2 \cdot m \cdot \eta_n \cdot \eta_{\sigma}} = \frac{9,81 \cdot (80000 + 1860)}{2 \cdot 2 \cdot 0,97 \cdot 0,97} = 211328H \quad (3.1)$$

Мінімальний допустимий коефіцієнт використання каната (коефіцієнт запасу міцності)	Zmin	4,5
Прийнятий діаметр каната, мм	d	39,5
Тип каната	Канат 39,5-Г-I-Ж-Н-Р-1960 ДСТУ ГОСТ 2688:2009	
Маркувальна група каната, МПа		1960
Розривне зусилля каната в цілому, Н	S _p	938500

Розраховуємо фактичний коефіцієнт використання каната:

$$Z_{\phi} = \frac{S_p}{S} = \frac{938500}{211328} = 4,5 \quad (3.2)$$

3.2. РОЗРАХУНОК КАНТАНОГО БАРБАНА

Розраховуємо мінімально допустимий діаметр барабана по дну канавки, м

$$D_{\sigma}^{\min} = 12,5 \cdot d = 12,5 \cdot 0,0395 = 0,493 \quad (3.3)$$

Прийняті діаметри барабана:

по дну канавки, м	D _б	1,1
по середній лінії каната, м	D _{ср}	1,1395
внутрішній діаметр барабана, м	D _{вн}	1,024
Крок нарізки, мм	t	45,12

Розраховуємо корисну довжину каната, що намотується на барабан, м

$$L = H \cdot m = 32,2 \cdot 2 = 64,4 \text{ м}$$

(3.4)

Розраховуємо кількість робочих витків нарізки:

$$Z = \frac{L}{\pi \cdot D_{cp}} = \frac{64,4}{3,14 \cdot 1,1395} = 18$$

(3.5)

Розраховуємо загальну кількість витків нарізки:

$$z_o = z + z_d = 18 + 4 = 22$$

(3.6)

Розраховуємо довжину нарізаної частини однієї секції барабана, мм

$$L_n = z_o \cdot t = 22 \cdot 45,12 = 993$$

(3.7)

3.3. Вибір електродвигуна

Кількість приводів підйому

$N_{\text{прив.}}$

1

ККД механізму підйому

η_o

0,9

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{cm} = \frac{(Q + G_n) \cdot V}{6120 \cdot \eta_o} = \frac{(80000 + 1860) \cdot 4}{6120 \cdot 0,9} = 59,4$$

(3.8)

Вибираємо електродвигун 4МТМ280М10 Т2

Номинальна потужність електродвигуна, кВт	N	60
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{\text{дв}}$	575
Максимальний момент електродвигуна, Н·м	M_{max}	3200
Номинальний момент електродвигуна, Н·м	$M_{\text{ном}}$	1271

Визначаємо максимальний пусковий момент електродвигуна, Н·м :

$$M_{\text{дв.пуск}} \approx 0,7 \oplus M_{\text{max}} = 0,7 * 3200 = 2240 \text{ Н·м}$$

Статичний момент від дії номінального

навантаження, Н·м	$M_{\text{ст}}$	1164
-------------------	-----------------	------

Для короткочасного режиму з тривалістю роботи 10 хв. Перевірка електродвигуна:

- за максимально допустимим навантаженням, Н·м

$$M_{\text{дв}} = 0,6 \oplus M_{\text{max}} = 0,6 * 3200 = 2200 \text{ Н·м}$$

$$M_{\text{дв}} > M_{\text{ст}} : 2200 > 1164 \text{ - умова виконується}$$

- за умовами пуску

$$M_{\text{дв.пуск}} > 1,7 \oplus M_{\text{ст}}$$

$$2200 > 1978,8 \text{ – умова виконується}$$

3.4 Вибір механічної передачі механізму головного підйому.

Позначення редуктора Ц2Н-630-50-12 Т2

Передавальне число редуктора	i_p	50
------------------------------	-------	----

Передавальне відношення відкритої зубчастої

пари ($z_1 = 85; z_2 = 17$)	$i_{\text{пр}}$	5
-------------------------------	-----------------	---

Визначаємо загальне передавальне відношення механізму:

$$I_0 = i_p \oplus i_3 = 5 * 50 = 250$$

(3.9)

3.5 Вибір гальма

Коефіцієнт запасу гальмування κ_T 1,5

Необхідний гальмівний момент, Н·м :

$$M_T = \kappa_T \cdot \frac{9,81 \cdot (Q + G_n) \cdot D_{cp}}{2 \cdot m \cdot i_o} \cdot \eta_{\max} = 1,5 \cdot \frac{9,81 \cdot (80000 + 1860) \cdot 1,1395}{2 \cdot 2 \cdot 250} \cdot 0,95 = 1304 \text{ Н·м} \quad (3.10)$$

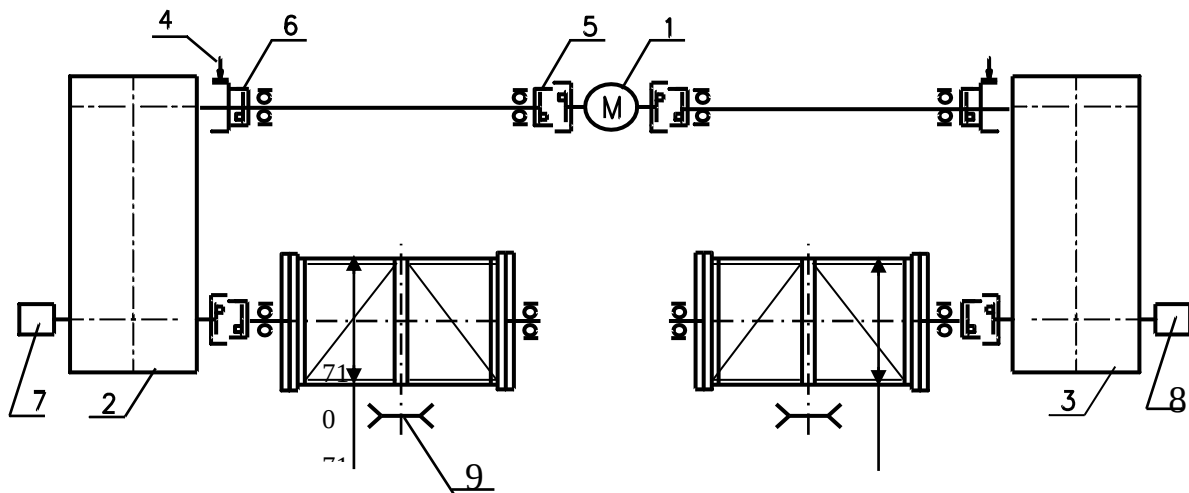
Максимальний ККД при гальмуванні:

$$\eta_{\max} = \frac{1 + \eta_0}{2} = \frac{1 + 0,9}{2} = 0,95 \quad (3.11)$$

За необхідним гальмівним моментом вибираємо гальмо ТКГ-400М Т2

Максимальний гальмівний момент, Н·м $M_{T\max}$ 1500

4 МЕХАНІЗМ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ Г.П. 2x10 Т



1-Електродвигун 4МТМ225М8 Т1

N = 30 кВт, n = 715 об/хв, 380 В, 50 Гц

2-Редуктор-1Ц3У-355М-100-
25Квх.Квих.-Т2

3-Редуктор-1Ц3У-355М-100-
14Квх.Квих.-Т2

4 – Гальмо ТКГ-300М Т2

5- Зубчаста муфта

6 – Напівмуфта зубчаста

7 – Командоапарат КА-426А-30 Т2

8 – Механізм сигналізації
положення

МСП-1-1 Т2

9-Реле перевантаження та
ослаблення каната

Рисунок 4.1. – Кінематична схема механізму допоміжного підйому
вантажопідйомністю 2x10 т

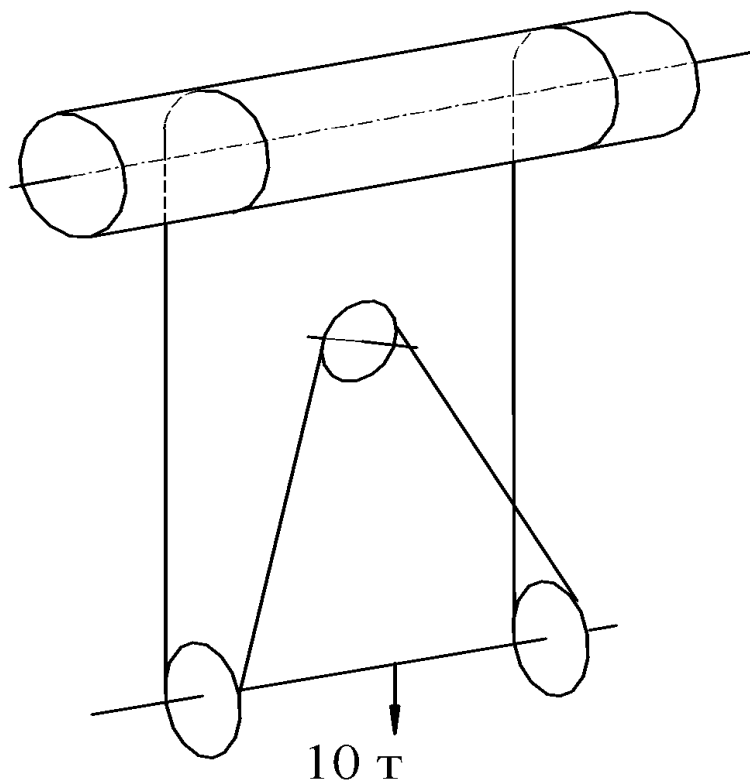


Рисунок 4.2. – Схема запасу каната
механізму допоміжного підйому г.п. 2х10 т

Клас механізму за ISO 4301/1		M2
Вантажопідйомність підвіски, кгс	Q	10000
Вага підвіски, кгс	G _п	250
Швидкість підйому вантажу, м/хв (м/с)	V	1-8 (0,016-0,133)
Висота підйому, м	H	32,7
Кратність поліспада	m	2

4.1. Вибір каната

ККД поліспада	η	0,97
---------------	--------	------

ККД барабана η_6 0,98

Визначаємо найбільше зусилля у гілці каната, Н :

$$S = \frac{9,81 \cdot (Q + G_n)}{2 \cdot m \cdot \eta_n \cdot \eta_6} = \frac{9,81 \cdot (10000 + 250)}{2 \cdot 2 \cdot 0,97 \cdot 0,98} = 26444 \text{ Н} \quad (4.1)$$

Мінімальний допустимий коефіцієнт
використання каната

(коефіцієнт запасу міцності) $Z_{\min}$ 4,5

Прийнятий діаметр каната, мм d 15

Тип каната Канат 15-Г-I-Ж-Н-P-1670
ДСТУ EN 12385-4

Маркувальна група каната, МПа 1670

Розривне зусилля каната в цілому, Н S_p 122000

Визначаємо фактичний коефіцієнт використання каната:

$$Z_{\phi} = \frac{S_p}{S} = \frac{122000}{26444} = 4,6 \quad (4.2)$$

4.2 Вибір канатного барабана

Визначаємо мінімально допустимий діаметр барабана по дну канавки, м:

$$D_6^{\min} = 12,5 \cdot d = 12,5 \cdot 0,015 = 0,188 \text{ м} \quad (4.3)$$

Прийняті діаметри барабана:

по дну канавки, м	D_6	0,71
по середній лінії каната, м	D_{cp}	0,725
внутрішній діаметр барабана, м	D_{BH}	0,67

4.3. Вибір електродвигуна

Кількість приводів підйому	$N_{прив.}$	1
ККД механізму	η_o	0,85

Визначаємо розрахункову статичну потужність електродвигуна, кВт :

$$P_{cm} = \frac{2(Q + G_n) \cdot V}{6120 \cdot \eta_o} = \frac{2 * (10000 + 250) * 8}{6120 * 0,85} = 31,5 \text{ кВт}$$

(4.4)

Вибираємо електродвигун 4МТМ225М8 Т2

Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	30
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{дв}$	715

4.4. Вибір гальма

Загальне передавальне відношення механізму	i_o	100
Коефіцієнт запасу гальмування	κ_T	1,5

Визначаємо необхідний гальмівний момент, Н·м :

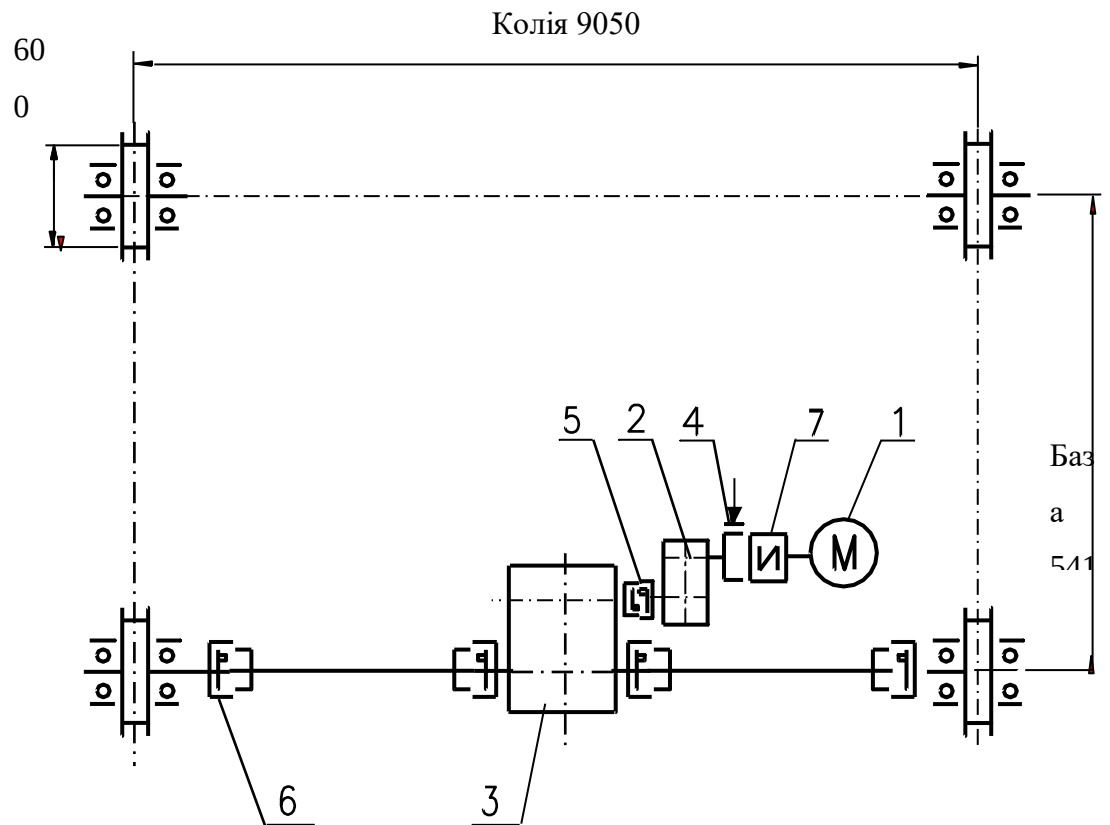
$$M_T = \kappa_T \cdot \frac{9,81 \cdot (Q + G_n) \cdot D_{cp}}{2 \cdot m \cdot i_o} \cdot \eta_{max} = 1,5 * \frac{9,81 * (10000 + 250) * 0,725}{2 * 2 * 100} * 0,925 = 500 \text{ Н·м} \quad (4.5)$$

Максимальний ККД при гальмуванні $\eta_{\max}$ 0,925

За знайденим гальмівним моментом вибираємо гальмо ТКГ-300М Т2

Максимальний гальмівний момент, Н·м $M_T^{\max}$ 800

5 МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА



- 1 – Електродвигун ДМТН111-6 Т1
 $N = 3$ кВт, $n = 890$ об/хв, 380 В, 50 Гц
 2 – Редуктор 1ЦУ-160-5-21-Т2
 3 – Редуктор ВКУ-765М-71-23-Т2

- 4 – Гальмо ТКГ-160М Т2
 5 – Зубчаста муфта
 6 – Напівмуфта зубчаста
 7 – Напівмуфта пальцева

Рисунок 5.1 – Кінематична схема механізму пересування візка

Клас механізму за ISO 4301/1		M3
Вага візка, кгс	$G_{\text{тел}}$	60000
Вага вантажу, кгс	G_{Γ}	80000
Швидкість руху візка, м/с (м/хв)	V	0,083 (5)
Діаметр ходового колеса, м	D_{κ}	0,6
Загальна кількість коліс	n	4
Кількість приводних коліс	$n_{\text{пр}}$	2
Тип підвісної рейки		KP70

5.1. Вибір електродвигуна

Питомий опір руху візка, кг/т	q	10
ККД механізму пересування	η_o	0,85
Визначаємо повний статичний опір пересуванню, кН :		

$$W = 9,81(G_{\text{тел}} + G_{\text{сп}}) \cdot q = 9,81 \cdot (60000 + 80000) \cdot 10 = 13734 \text{ кН}$$

(5.1)

Визначаємо розрахункову статичну потужність електродвигуна, кВт :

$$P = \frac{W \cdot V}{1000 \cdot \eta_o} = \frac{13734 \cdot 0,083}{1000 \cdot 0,85} = 1,27 \text{ кВт}$$

(5.2)

Вибираємо електродвигун ДМТН111-6 Т1

Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	3
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	$n_{\text{дв}}$	890
Номінальний момент електродвигуна, Н·м	$M_{\text{ном}}$	32,8

5.2. Вибір механічної передачі механізму пересування візка

Визначаємо необхідне передавальне число механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_{\kappa} \cdot n_{\partial\partial}}{60 \cdot V} = \frac{3,14 \cdot 0,6 \cdot 890}{60 \cdot 0,083} = 336,8 \quad (5.3)$$

Вибираємо редуктор ВКУ-765М-71-23-Т2

Фактичне передавальне відношення редуктора i_{p1} 66,28

Позначення редуктора 1ЦУ-160-5-21-Т2

Передавальне відношення редуктора i_{p2} 5

Визначаємо загальне передавальне число механізму:

$$i_0 = i_{p1} \cdot i_{p2} = 66,28 \cdot 5 = 331,4 \quad (5.4)$$

Визначаємо фактичну швидкість руху, м/с (м/хв)

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\kappa} \cdot n_{\partial\partial}}{60 \cdot i_o} = \frac{3,14 \cdot 0,6 \cdot 890}{60 \cdot 331,4} = 0,084 \text{ м/с} \quad (5.5)$$

5.3. Вибір гальма

Коефіцієнт запасу гальмування k_T 1,5

Визначаємо необхідний гальмівний момент, Н·м :

$$M_P = k_T \cdot M_{ном} = 1,5 \cdot 32,8 = 64 \text{ Н·м} \quad (5.5)$$

Вибираємо гальмо ТКГ-160М Т2

Максимальний гальмівний момент, Н·м

$M_T^{\max}$ 100

6. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

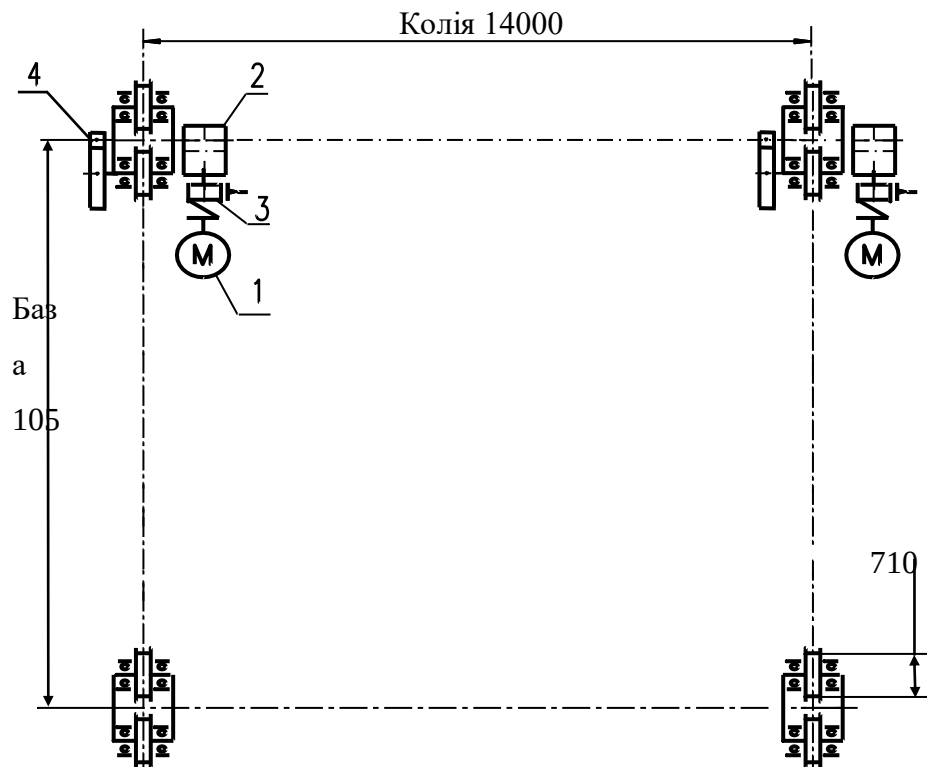


Рисунок 6.1. – Кінематична схема механізму пересування крана

- | | |
|--|--------------------------------------|
| 1 – Електродвигун ДМТН112-6 Т1 | 3 – Гальмо ТКГ-200М Т2 |
| $N^{40\%} = 4,5 \text{ кВт}; n = 900 \text{ об/хв.}$ | 4 – Відкрита зубчата передача |
| 2 – Редуктор КЦ2-125Н-45-42КвхКвих Т1 | $m = 14; z_1 / z_2 = 51/17; i_3 = 3$ |

Клас механізму за ISO 4301/1		М3
Вага крана, тс	$G_{кр}$	116,4
Вага вантажу, тс	$G_{гр} 80$	
Швидкість пересування крана, м/хв (м/с)	V	14,4 (0,24)
Діаметр ходового колеса, м	D_k	0,71
Загальна кількість коліс	n	8
Кількість приводних коліс	ппр	2

Тип підкранової рейки	КР100
Тип приводу	роздільний

6.1. Вибір електродвигуна

Кількість приводів пересування	z	2
ККД механізму пересування	η_o	0,9
Питомий опір руху крана, кг/т	q	10

Визначаємо повний статичний опір пересуванню, Н :

$$W = 9,81 \cdot (G_{кр} + G_{сп}) \cdot q = 9,81 \cdot (80 + 116,4) = 19267 \text{ Н}$$

(6.1)

Визначаємо розрахункову статичну потужність електродвигуна, кВт :

$$P = \frac{W \cdot V}{9,81 \cdot z \cdot 6120 \cdot \eta_o} = \frac{19267 \cdot 2}{9,81 \cdot 2 \cdot 6120 \cdot 0,9} = 2,57 \text{ кВт}$$

(6.2)

Вибираємо електродвигун ДМТН112-6 Т1

Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	4,5
Частота обертання вала електродвигуна, об/хв	n _{дв}	900
Номінальний момент електродвигуна, Н·м	M _{ном}	47,8

6.2. Вибір механічної передачі механізму пересування крана

Визначаємо необхідне передавальне число механізму:

$$i_n = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{\text{дв}}}{60 \cdot V} = \frac{3,14 \cdot 0,71 \cdot 900}{60 \cdot 0,24} = 135$$

(6.3)

Вибираємо редуктор КЦ2-125Н-40-42КвхКвих Т1

Передавальне відношення редуктора

i_p 45

Передавальне відношення відкритої зубчастої пари

($z_1 = 51$; $z_2 = 17$)

i_z 3

Визначаємо загальне передавальне відношення механізму :

$$i_o = i_p \cdot i_z = 45 \cdot 3 = 135$$

(6.4)

фактичну швидкість руху, м/с (м/хв):

ндв = 900 – 100% ндв (40%) = 360

$$i_{\text{дв}} V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{\text{дв}}^{40\%}}{60 \cdot i_o} = \frac{3,14 \cdot 0,71 \cdot 360}{60 \cdot 135} = 0,24 \text{ м/с}$$

(6.5)

6.3. Вибір гальма

Коефіцієнт запасу гальмування

k_T 1,5

Визначаємо розрахунковий гальмівний момент, Н·м:

$$M_P = k_T \cdot M_{\text{ном}} = 1,5 \cdot 47,8 = 72 \text{ Н·м}$$

(6.6)

Вибираємо гальмо ТКГ-200М Т2

Максимальний гальмівний момент, Н·м

M_T^{max} 300

7 МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ КРАНУ

Вантажопідйомність, Q , т	80/2x10
Колія крана, L_k , м	14
База крана, B_k , м	10,5
Колія візка, L_T , м	9,05
База візка, B_T , м	5,41
Максимальна швидкість підйому вантажу, V_r , м/с	0,067
Висота підйому (над рівнем головки рейки), H , м	11
Швидкість пересування крана, V_k , м/с	0,25
Швидкість пересування візка, V_T , м/с	0,083
Кількість коліс крана:	
загальна, n_k , шт.	8
ведучих, n_v , шт.	2
Мінімальне наближення вантажу г.п.	80 т
до осі рейки з боку нижнього б'єфа, м	1,5
Максимальний виліт гака г.п.	80 т
на консоль з боку верхнього б'єфа, м	1,59
Максимальний виліт гака г.п. 2x10 т	
на консоль з боку верхнього б'єфа, м	3,2
Вага візка, G_T , кН	441,5
Максимальна швидкість вітру, V , м/с	28,1
Сейсмічність, у балах	7,2
Тип підвісної рейки	KP70A
Режим роботи	

7.1. Норми та матеріали

Розрахунок металоконструкції крана виконано відповідно до вимог ОСТ 24.090.72-83 «Норми розрахунку сталевих конструкцій мостових і козлових кранів».

Основний матеріал для виготовлення металоконструкції – сталь 09Г2С ДСТУ EN 10025-2:2007.

Допустимі напруження для основного металу та зварних швів наведено в таблиці

Таблиця 7.1. – Допустимі напруження в основному металі та зварних швах

Вид напруги	Матеріал	Допустимі напруження, МПа			
		Основне поєднання		Особливе поєднання	
		Формула	напруження	формула	напруга
Нормальне напруження	Сталь 09Г2С $\sigma_T = 325$ МПа $\sigma_B = 470$ МПа	$[\sigma] = 0,67 \oplus \sigma_T$	218	$[\sigma_o] = 0,75 \oplus \sigma_T$	244
Дотична напруга		$[\tau] = 0,57 \oplus [\sigma]$	124	$[\tau_o] = 0,57 \oplus [\sigma_o]$	139
Дотична напруження у кутових швах		$[\tau_f] = 0,67 \oplus R_{\tau f}$	144	$[\tau_{fo}] = 0,75 \oplus R_{\tau f}$	161

7.2. Навантаження

Навантаження від власної ваги металоконструкції крана та розміщеного на ній обладнання:

– зосереджена:

$$Q_i = k_G \cdot G_i \cdot g,$$

(7.1)

де $k_G = 1,1$ – коефіцієнт перевантаження для власної ваги металоконструкцій;

G_i – вага відповідного елемента;

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

– рівномірно розподілена:

$$q_i = \frac{Q_i}{l_i},$$

де q_i – інтенсивність розподіленого навантаження;

l_i – довжина відповідного елемента.

Таблиця 7.2. – Навантаження від власної ваги металоконструкції крана та розміщеного на ній обладнання

Елемент конструкції	G_i , т	l_i , м	Q_i , кН	q_i , кН/м
Головна балка з рейкою та майданчиком	12,0	21,341	129,5	6,07
Ригель (стрижні 22–24)	1,7	9,05	18,3	2,03
Ригелі (стрижні 25, 26)	1,0	9,05	10,8	1,19
Стійка з боку консолі	3,9	11,4	42,1	3,67
Ходова балка	3,8	10,5	41,0	3,9
Кабіна управління	2,0	–	21,6	–
Електрообладнання майданчиком ³	7,0	9,05	75,5	8,3
Стійка з безконсольного боку з баластом	10,0	11,4	107,9	9,8
Кабельний барабан	1,5	–	16,2	–

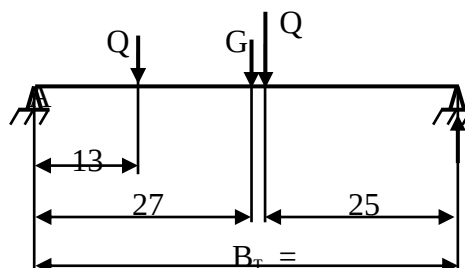


Рисунок 7.1. – Розрахункова схема для визначення вертикальних навантажень на колеса візка

Нормативні навантаження під час роботи головного підйому:

$$P_{A.Q_{г.п}}^H = \frac{Q_{г.п} \cdot q \cdot 2500}{2 \cdot B_T} + \frac{G_T}{4} = \frac{80 \cdot 9,81 \cdot 2500}{2 \cdot 5410} + \frac{441,5}{4} = 291,7 \text{ кН}, \quad (7.2)$$

де $Q_{г.п} = 80 \text{ т}$ – вантажопідйомність головного підйому;

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

$$P_{B.Q_{г.п}}^H = \frac{Q_{г.п} \cdot q \cdot 2910}{2 \cdot B_T} + \frac{G_T}{4} = \frac{80 \cdot 9,81 \cdot 2910}{2 \cdot 5410} + \frac{441,5}{4} = 321,4 \text{ кН}. \quad (7.3)$$

Розрахункові навантаження при роботі головного підйому:

$$P_{A.Q_{г.п}}^P = \frac{k_Q \cdot Q_{г.п} \cdot q \cdot 2500}{2 \cdot B_T} + \frac{k_G \cdot G_T}{4} = \frac{1,25 \cdot 80 \cdot 9,81 \cdot 2500}{2 \cdot 5410} + \frac{1,1 \cdot 441,5}{4} = 348 \text{ кН}, \quad (7.4)$$

де $k_Q = 1,25$ – коефіцієнт перевантаження для ваги вантажу, що підіймається;

$k_G = 1,1$ – коефіцієнт перевантаження для власної ваги;

$$P_{B.Q_{г.п}}^P = \frac{k_Q \cdot Q_{г.п} \cdot q \cdot 2910}{2 \cdot B_T} + \frac{k_G \cdot G_T}{4} = \frac{1,25 \cdot 80 \cdot 9,81 \cdot 2910}{2 \cdot 5410} + \frac{1,1 \cdot 441,5}{4} = 385,2 \text{ кН}. \quad (7.5)$$

Розрахункові навантаження при русі крана з вантажем $Q_{г.п} = 80 \text{ т}$:

$$P_{A.Q_{г.п}}^D = \frac{k_Q^D \cdot Q_{г.п} \cdot q \cdot 2500}{2 \cdot B_T} + \frac{k_G \cdot G_T}{4} = \frac{1,1 \cdot 80 \cdot 9,81 \cdot 2500}{2 \cdot 5410} + \frac{1,1 \cdot 441,5}{4} = 320,9 \text{ кН}, \quad (7.6)$$

де $k_Q^d = 1,1$ – коефіцієнт перевантаження для сили тяжіння вантажу;

$$P_{B.Q_{r,n}}^d = \frac{k_Q^d \cdot Q_{r,n} \cdot q \cdot 2910}{2 \cdot B_T} + \frac{k_G \cdot G_T}{4} = \frac{1,1 \cdot 80 \cdot 9,81 \cdot 2910}{2 \cdot 5410} + \frac{1,1 \cdot 441,5}{4} = 353,6 \text{ кН.} \quad (7.7)$$

Нормативні навантаження при роботі допоміжного підйому:

$$P_{A.Q_{в.п}}^H = \frac{Q_{в.п} \cdot q \cdot 4110}{2 \cdot B_T} + \frac{G_T}{4} = \frac{20 \cdot 9,81 \cdot 4110}{2 \cdot 5410} + \frac{441,5}{4} = 184,9 \text{ кН;} \quad (7.8)$$

$$P_{B.Q_{в.п}}^H = \frac{Q_{в.п} \cdot q \cdot 1300}{2 \cdot B_T} + \frac{G_T}{4} = \frac{20 \cdot 9,81 \cdot 1300}{2 \cdot 5410} + \frac{441,5}{4} = 134 \text{ кН.} \quad (7.9)$$

Розрахункові навантаження при роботі допоміжного підйому:

$$P_{A.Q_{в.п}}^P = \frac{k_Q' \cdot Q_{в.п} \cdot q \cdot 4110}{2 \cdot B_T} + \frac{k_G \cdot G_T}{4} = \frac{1,25 \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 4110}{2 \cdot 5410} + \frac{1,1 \cdot 441,5}{4} = 214,6 \text{ кН,} \quad (7.10)$$

де $k_{2Q} = 1,16$ – коефіцієнт перевантаження для роботи грейфером;

$$P_{B.Q_{в.п}}^P = \frac{k_Q' \cdot Q_{в.п} \cdot q \cdot 1300}{2 \cdot B_T} + \frac{k_G \cdot G_T}{4} = \frac{1,25 \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 1300}{2 \cdot 5410} + \frac{1,1 \cdot 441,5}{4} = 150,9 \text{ кН,} \quad (7.11)$$

7.2.1. Горизонтальні інерційні навантаження на елементи конструкції під час руху крана та візка

Під час руху крана

Інерційні навантаження:

$$F_{ин}^k = 0,15 \cdot G_i \cdot a,$$

де G_i – сила ваги елемента конструкції крана;

a – максимальне прискорення крана

$$a = \mu_0 \cdot g \cdot \frac{n_b}{n_k} = 0,14 \cdot 9,81 \cdot \frac{2}{8} = 0,35 \text{ м/с}^2,$$

(7.12)

$\mu_0 = 0,14$ – коефіцієнт тертя колеса по рейці.

Під час руху візка

$$T_{ин}^T = \mu_0 \cdot N_{пр} = 0,14 \cdot 321,4 = 45 \text{ кН},$$

(7.13)

де $N_{пр} = P_{B.Q.r.n}^H = 321,4$ кН – навантаження від приводного колеса візка

Таблиця 7.3. – Горизонтальні інерційні навантаження на елементи крана

Елемент конструкції	G_i , кН	Δ_i , м	$0,15 \cdot G_i \cdot a$ кН	q_i , кН/м
Головна балка	117,7	21,341	6,2	0,29
Ригель (стрижні 23–26)	16,6	—	0,87	—
Ригелі (стрижні 27–30 та 31–33)	9,81	—	0,54	—
Стійка з боку довгої консолі	38,3	11,4	2,0	0,18
Стійка з боку короткої консолі з баластом	98,0	11,4	5,15	0,45
Ходова балка	37,3	—	1,96	—
Кабіна управління	19,62	—	1,08	—
Електрообладнання зі сходами та майданчиками	39,0	—	3,6	—
Візок	441,5	—	23,2	—
Навантаження $Q_{г.п.}$ на гнучкому підвісі	$F_{ин}^Q = 0,01 \cdot Q_{г.п.} \cdot a$			2,9 кН

7.2.2. Вітрові навантаження робочого стану крана

Вітрові навантаження визначаються за формулою:

$$W = k \cdot c \cdot q \cdot A$$

де k – коефіцієнт висоти;

c – аеродинамічний коефіцієнт;

$q = 250$ Па – тиск вітру робочого стану;

A – навітряна площа.

7.2.3. Навантаження від сили перекосу

Сила перекосу визначається з умови пробуксовки приводного колеса крана:

$$N_{\text{пер}} = 2 \cdot \mu_0 \cdot N_{\text{мін}} = 2 \cdot 0,14 \cdot 84 = 23,5 \text{ кН},$$

(7.14)

де $N_{\text{мін}} = 84$ кН – мінімальне навантаження на колесо крана, що пробуксовує.

Таблиця 7.4. – Вітрові навантаження

Елемент конструкції	Напрямок вітру	k	c _i	A _i , м ²	ℓ _i , м	W _i , кН	Q _i , кН/м
Намет	Уздовж підкранових колій	1,48	1,2	22,8	—	$\frac{10,2}{21,7}$	—
Головна балка		1,48	2,85	30,8	21,341	$\frac{32,5}{69,3}$	$\frac{1,52}{3,25}$
Стійка		1,4	1,6	11,0	11,4	$\frac{6,2}{13,2}$	$\frac{0,54}{1,15}$
Кабіна		1,48	1,2	5,0	—	$\frac{2,2}{4,69}$	—
Шатер	Поперек підкранових колій	1,48	1,2	38,2	—	$\frac{17,0}{36,21}$	—
Ригелі		1,48	1,7	16,2	9,05	$\frac{10,2}{21,7}$	$\frac{0,375}{0,799}$
Стійка		1,4	1,4	7,0	11,4	$\frac{3,43}{7,31}$	$\frac{0,3}{0,64}$
Кабіна		1,48	1,2	5,0	—	$\frac{2,2}{4,69}$	—
Вантаж		1,4	1,2	32,0	—	13,44	—
Електрообладнання		1,4	1,2	17,0	9,05	$\frac{7,1}{15,2}$	$\frac{0,78}{1,67}$
Примітка: У чисельнику задано навантаження робочого стану крана, а в знаменнику – неробочого.							

7.2.4. Сейсмічне навантаження

Сейсмічне навантаження на елементи металоконструкції крана:

$$S_{ik} = Q_k \cdot k_c \cdot \beta_i \cdot \eta_{ik},$$

(7.15)

де Q_k – навантаження, що викликає інерційну силу;

$k_c = 0,03$ – коефіцієнт сейсмічності при сейсмічності району 7,2 бала;

$\beta_i = 3$ – коефіцієнт динамічності;

$\gamma_{ik} = 1$ – коефіцієнт, що залежить від форми деформації конструкції.

Таблиця 7.5. – Сейсмічні навантаження

Елемент конструкції	Напрямок коливань	Q_k , кН	β_k , м	S_{ik} , кН	q_{ik} , кН/м
Візок	Уздовж або поперек підкранових колій	559,2	—	50,3	—
Головна балка		117,7	21,341	10,6	0,5
Ригелі на довгій консолі		27,9	9,05	2,51	0,28
Ригелі на короткій консолі		9,81	9,05	0,88	0,1
Електрообладнання з сходами та майданчиками		69,0	9,05	6,2	0,69
Кабіна		19,62	—	1 766	—
Стійки з боку довгої консолі		38,3	11,4	3,45	0,3
Стійки з боку короткої консолі		98,0	11,4	8,8	0,8
Ходова балка		37,3	10,5	3,36	0,32

7.3 Характеристики перерізів

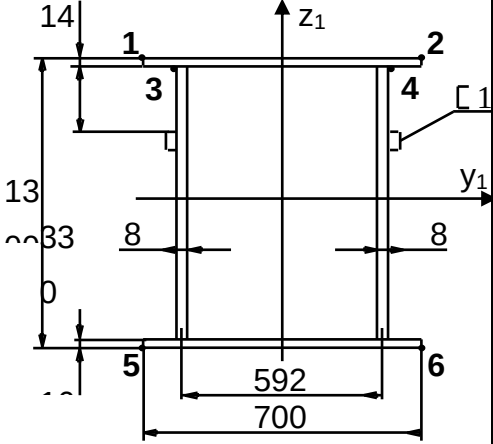
У таблиці 7.6. прийнято такі умовні позначення:

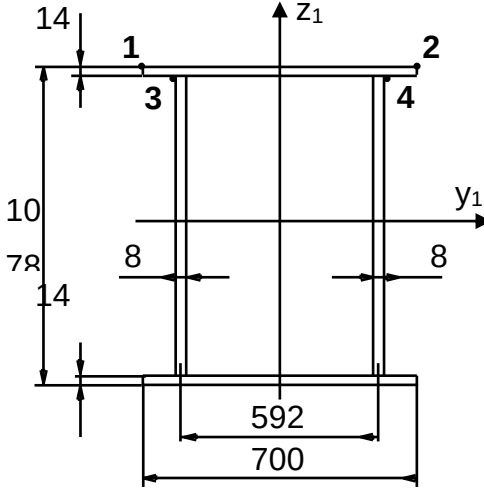
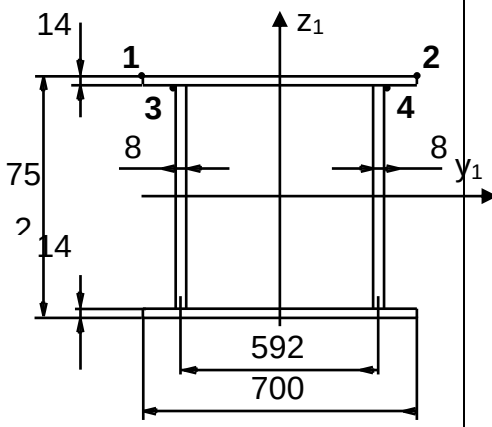
F — площа перерізу;

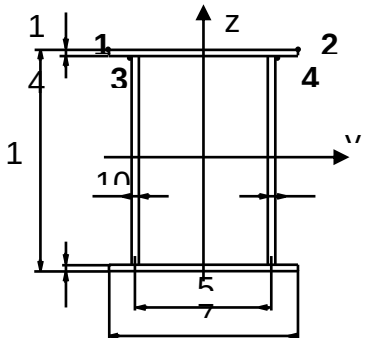
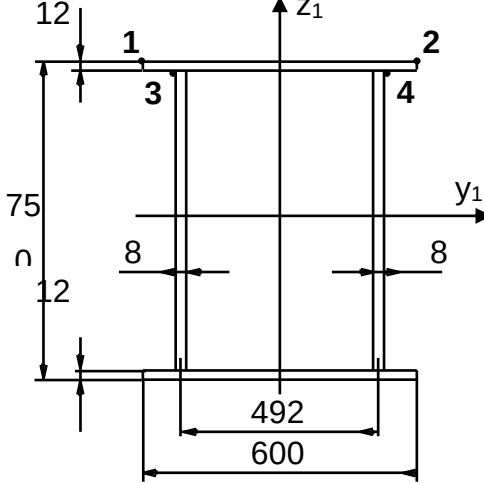
I_{y1} — момент інерції відносно осі y_1 ;

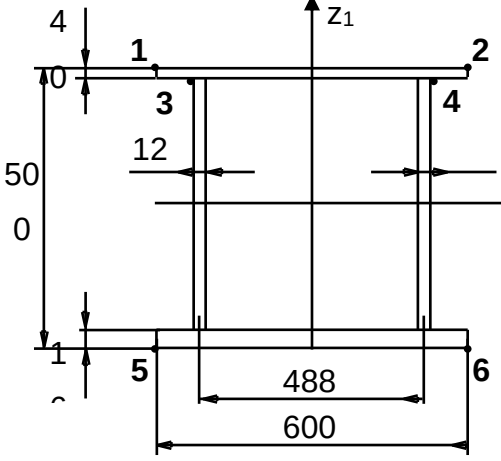
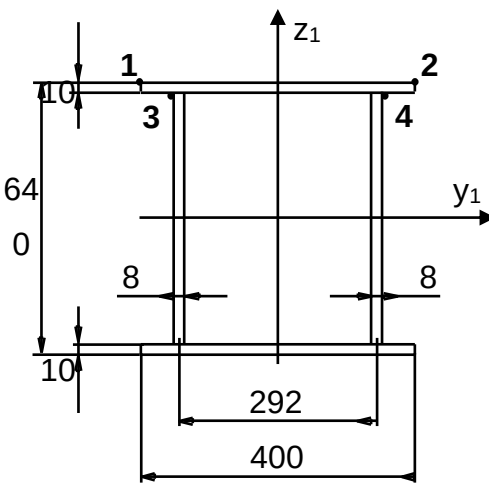
- I_{z1} — момент інерції відносно осі z_1 ;
 $I_{кр}$ — момент інерції при крученні;
 $W_{y1}(i_1, i_2, \dots, i_n)$,
 $W_{z1}(i_1, i_2, \dots, i_n)$ — моменти опору перерізу відносно осей y_1 та z_1 у точках $i_1, i_2, \dots, i_n$;
 S_{y1}^n, S_{y1} — статичні моменти полиці S_{y1}^n та половини перерізу S_{y1} відносно осі y_1 .

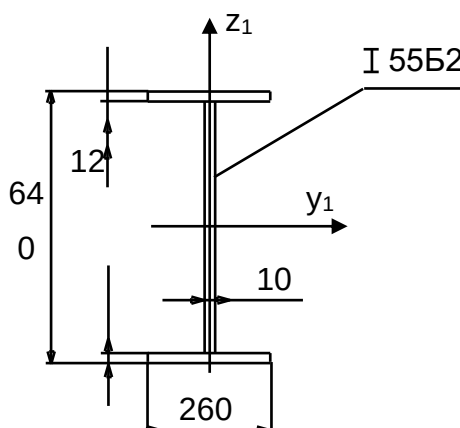
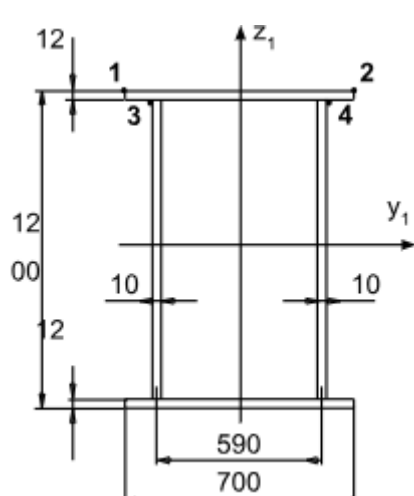
Таблиця 7.7 – Типи перерізів та їхні геометричні характеристики

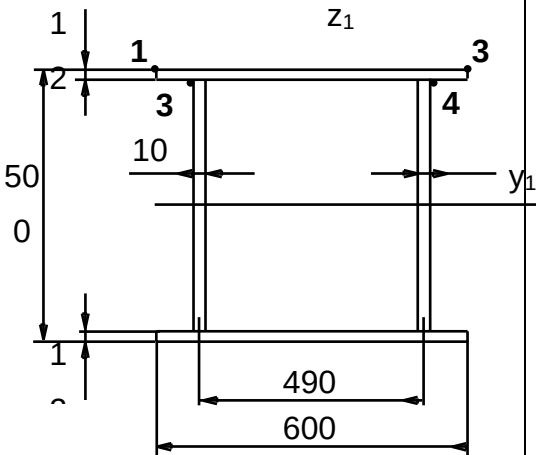
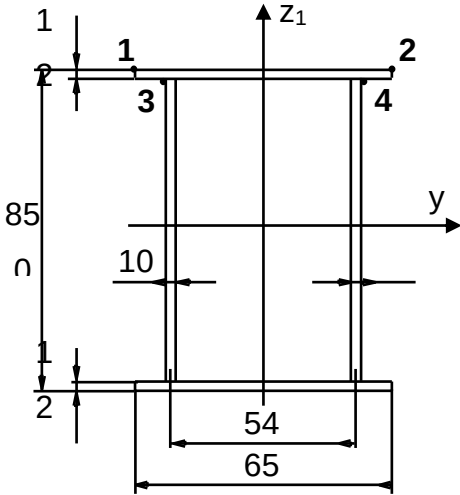
Тип	Перетин	Характеристики	
		геометричні	жорсткі
1	2	3	4
13	 Перетин головної балки (стрижні 33–42)	$F = 426,12 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 1110282 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 288549 \text{ см}^4$ $I_{кр} = 570930 \text{ см}^4$ $W_{y1(1, 2)} = 17623 \text{ см}^3$ $W_{y1(5, 6)} = 16571 \text{ см}^3$ $W_{z1(1, 2)} = 8244 \text{ см}^3$ $W_{z1(3, 4)} = 9618 \text{ см}^3$ $S_{y1}^{н.п} = 6497 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 9940 \text{ см}^3$	$EF = 894852 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 233159 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 60595 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{кр} = 45674 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$

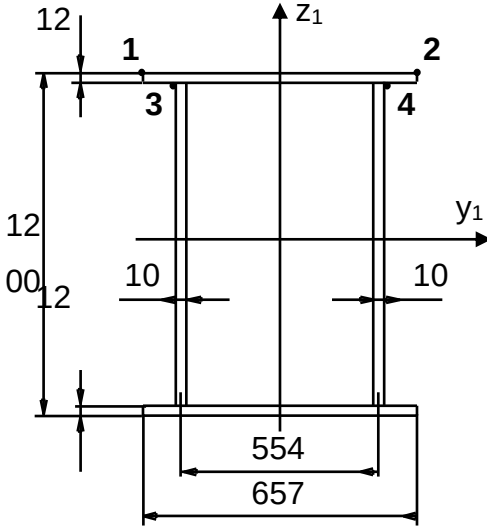
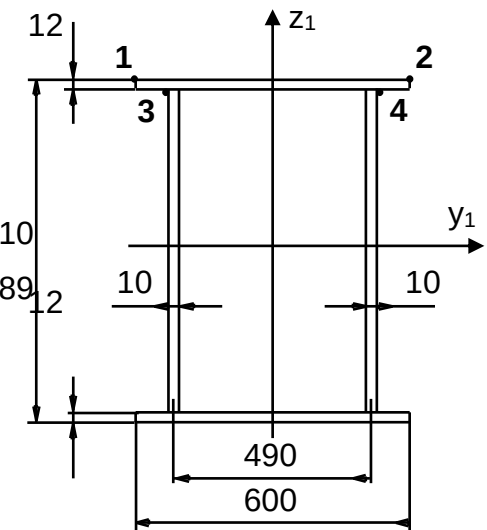
12	 Перетин головної балки (стрижні 31–32)	$F = 364 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 709077 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 227228 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 452700 \text{ см}^4$ $W_{y1(1,2)} = 13155 \text{ см}^3$ $W_{y1(3,4)} = 13506 \text{ см}^3$ $W_{z1(1,2)} = 6492 \text{ см}^3$ $W_{z1(3,4)} = 7574 \text{ см}^3$ $S_{y1}^n = 5214 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 7419 \text{ см}^3$	$EF = 764400 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 148906 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 47718 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 36215 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$
11	 Перетин головної балки (стрижні 27–30)	$F = 311,84 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 317476 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 181528 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 336669 \text{ см}^4$ $W_{y1(1,2)} = 8444 \text{ см}^3$ $W_{y1(3,4)} = 8770 \text{ см}^3$ $W_{z1(1,2)} = 5186 \text{ см}^3$ $W_{z1(3,4)} = 6050 \text{ см}^3$ $S_{y1}^n = 3616 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 4664 \text{ см}^3$	$EF = 654864 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 66670 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 38120 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 26933 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$

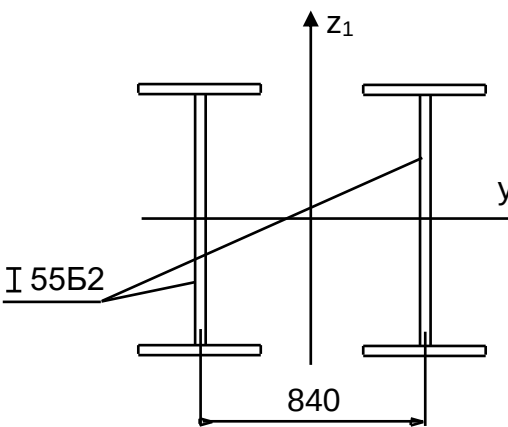
14	 Перетин головної балки (стрижні 43–46)	$F = 391,6 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 644890 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 252691 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 484711 \text{ см}^4$ $W_{y1(1, 2)} = 12820 \text{ см}^3$ $W_{y1(3, 4)} = 13188 \text{ см}^3$ $W_{z1(1, 2)} = 7220 \text{ см}^3$ $W_{z1(3, 4)} = 8423 \text{ см}^3$ $S_{y1}^n = 9722 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 12113 \text{ см}^3$	$EF = 822360 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 135427 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 53065 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 38777 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$
2	 Перетин ходової балки (стрижні 5, 7, 8)	$F = 260,16 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 247093 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 112547 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 197882 \text{ см}^4$ $W_{y1(1, 2)} = 6589 \text{ см}^3$ $W_{y1(3, 4)} = 6845 \text{ см}^3$ $S_{y1}^n = 2657 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 3711 \text{ см}^3$	$EF = 546336 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 51889 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 23635 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 15830 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$

3	 Перетин ходової балки (стрижні 6, 9)	$F = 442,56 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 179579 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 164241 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 174857 \text{ см}^4$ $W_{y1(1,2)} = 5585 \text{ см}^3$ $W_{y1(3,4)} = 5878 \text{ см}^3$ $W_{z1(1,2)} = 5475 \text{ см}^3$ $S_{y1}^{H.П} = 3804 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 4034 \text{ см}^3$ $S_{y1}^{B.П} = 3010 \text{ см}^3$ $W_{z1(3,4)} = 6570 \text{ см}^3$ $W_{y1(5,6)} = 10060 \text{ см}^3$	$EF = 929376 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 37711 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 34490 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 13988 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$
9	 Перетин ригеля (стрижні 22–24)	$F = 1792 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 111157 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 31812 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 62698 \text{ см}^4$ $W_{y1(1,2)} = 3473 \text{ см}^3$ $W_{y1(3,4)} = 3586 \text{ см}^3$ $W_{z1(1,2)} = 1590 \text{ см}^3$ $W_{z1(3,4)} = 2121 \text{ см}^3$	$EF = 376320 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 23342 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 6680 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 5015 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$

		$S_{y1}^n = 1260 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 2079 \text{ см}^3$	
10	 Перетин ригеля (стрижні 25, 26)	$F = 124 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 64647 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 3515 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 35,5 \text{ см}^4$ $W_{y1} = 2020 \text{ см}^3$ $W_{z1} = 270 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 1457 \text{ см}^3$ $S_{y1}^n = 983 \text{ см}^3$	$EF = 260400 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 13575 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 738 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 2,84 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$
	 Перетин стійки у верхній частині (кінець стрижнів 16 і 17)	$F = 403,2 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 826828 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 273282 \text{ см}^4$ $I_{kp} = 584983 \text{ см}^4$ $W_{y1(1,2)} = 14397 \text{ см}^3$ $W_{y1(3,4)} = 14061 \text{ см}^3$ $W_{z1(1,2)} = 7808 \text{ см}^3$ $W_{z1(3,4)} = 9442 \text{ см}^3$	$EF = 846720 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 181404 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 57389 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{kp} = 46798 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$

1	2	3	4
	 Перетин стійки в нижній частині (початок стрижнів 12–15)	$F = 239,2 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 103706 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 100344 \text{ см}^4$ $I_{кр} = 127583 \text{ см}^4$ $W_{y1(1, 2)} = 4148 \text{ см}^3$ $W_{y1(3, 4)} = 4357 \text{ см}^3$ $W_{z1(1, 2)} = 3345 \text{ см}^3$ $W_{z1(3, 4)} = 4014 \text{ см}^3$	$EF = 502320 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 21778 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 21072 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{кр} = 10207 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$
6	 Перетин стійки в середній частині	$F = 321,2 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 367802 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 175355 \text{ см}^4$ $I_{кр} = 317973 \text{ см}^4$ $W_{y1(1, 2)} = 8654 \text{ см}^3$ $W_{y1(3, 4)} = 8905 \text{ см}^3$ $W_{z1(1, 2)} = 5395 \text{ см}^3$ $W_{z1(3, 4)} = 6376 \text{ см}^3$	$EF = 674520 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 77238 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 36825 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{кр} = 25438 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$

	 Перетин стійки у верхній частині (стрижні 18, 19)	$F = 391,48 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 237185 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 823181 \text{ см}^4$ $I_{кр} = 525153 \text{ см}^4$ $W_{y1(1, 2)} = 7220 \text{ см}^3$ $W_{y1(3, 4)} = 8410 \text{ см}^3$ $W_{z1(1, 2)} = 13720 \text{ см}^3$ $W_{z1(3, 4)} = 13999 \text{ см}^3$	$EF = 822528 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 49809 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 172868 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{кр} = 42012 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$
	 Перетин стійки (кінець стрижнів 12 і 13)	$F = 357 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 618899 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 171053 \text{ см}^4$ $I_{кр} = 374998 \text{ см}^4$ $W_{y1(1, 2)} = 11366 \text{ см}^3$ $W_{y1(3, 4)} = 11622 \text{ см}^3$ $W_{z1(1, 2)} = 5701 \text{ см}^3$ $W_{z1(3, 4)} = 6842 \text{ см}^3$	$EF = 749700 \text{ тс}$ $EI_{y1} = 129969 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 35921 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{кр} = 30000 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$

4	 Перетин стрижнів 10 і 11	$F = 240 \text{ см}^2$ $I_{y1} = 124440 \text{ см}^4$ $I_{z1} = 5340 \text{ см}^4$ $I_{кр} = 148 \text{ см}^4$ $W_{y1} = 4040 \text{ см}^3$ $W_{z1} = 298 \text{ см}^3$ $S_{y1} = 2560 \text{ см}^3$	$EF = \tau c$ $EI_{y1} = 26132 \text{ т} \cdot \text{м}^2$ $EI_{z1} = 1121 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$ $GI_{кр} = 11,8 \text{ тс} \cdot \text{м}^2$
---	---	--	---

Розрахункові комбінації навантажень:

Комбінація 1 – навантаження від сил тяжіння елементів крана та вантажу, вертикальні динамічні навантаження від роботи механізму підйому вантажу, а також вітрові навантаження робочого стану крана.

Комбінація 2 – навантаження від сил тяжіння елементів крана та вантажу, горизонтальні динамічні навантаження під час пересування крана, а також вітрові навантаження робочого стану крана.

Комбінація 3 – навантаження від сил тяжіння елементів крана та вантажу, горизонтальні динамічні навантаження під час переміщення крана, динамічні перекосні навантаження, а також вітрові навантаження робочого стану крана (особливе поєднання навантажень).

7.4. Визначення розрахункових зусиль і переміщень у металоконструкції крана

Обчислення зусиль і переміщень у металоконструкції крана проводиться за допомогою ЕОМ відповідно до схеми – див. рисунок 5.2.

Розрахунок проводиться за трьома варіантами розрахункових схем:

Варіант 1 – кран нерухомий. Комбінація навантажень 1. Передбачено 6 комбінацій навантажень:

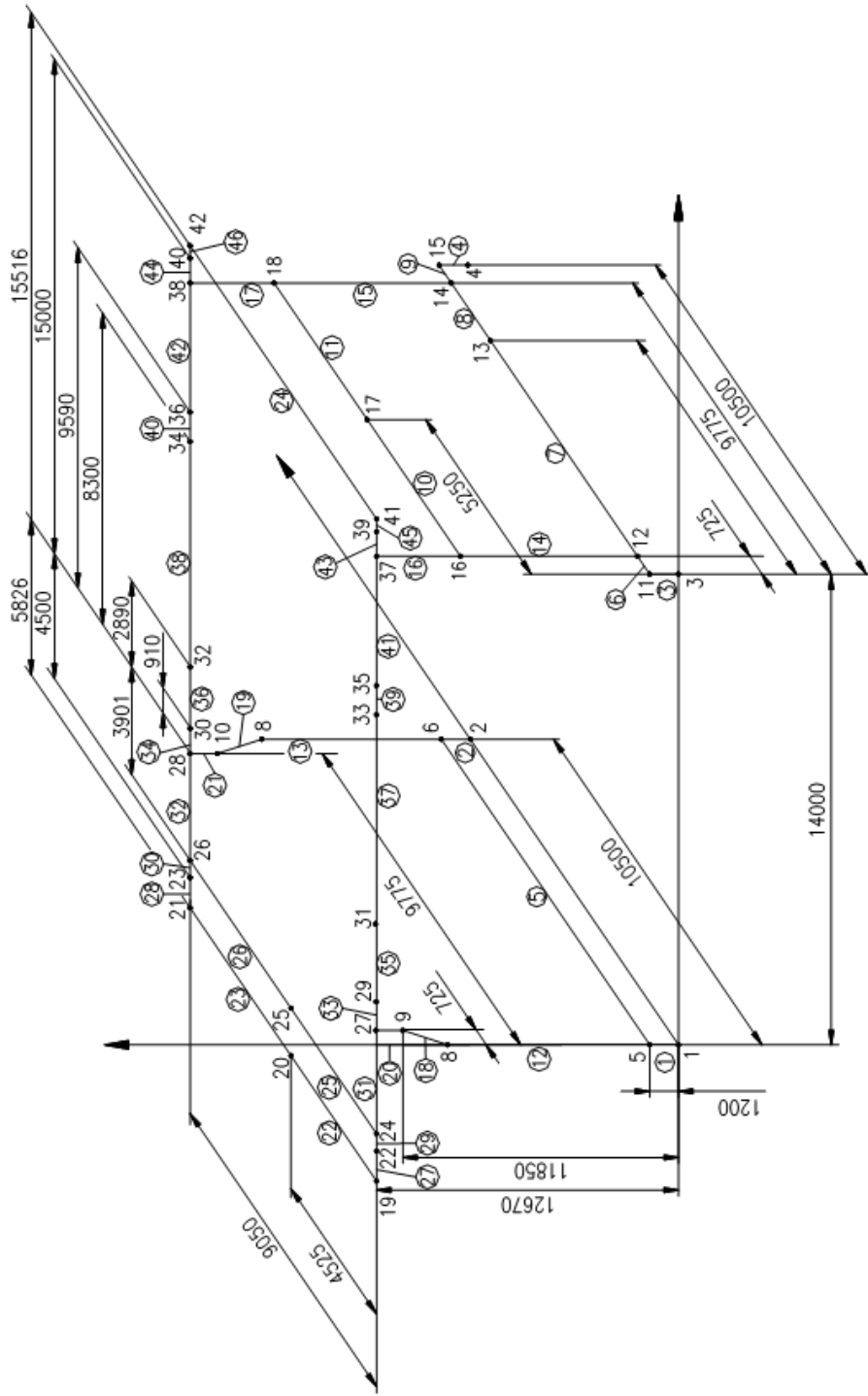
- поєднання 1 – робота головного підйому при розташуванні візка посередині прольоту крана, напрямом вітру вздовж підкранових колій;
- поєднання 2 – робота головного підйому при розташуванні візка, наближеного до правої опори, напрямом вітру вздовж підкранових колій;
- поєднання 3 – робота головного підйому при розташуванні візка з вантажем на лівій консолі, напрямом вітру поперек підкранових колій, сили інерції при русі візка з вантажем;
- комбінація 4 – робота допоміжного підйому при розташуванні візка з вантажем на лівій консолі, напрямом вітру поперек підкранових колій;
- комбінація 5 – робота допоміжного підйому при розташуванні візка з вантажем на лівій консолі, навантаження нормативне рухоме;
- комбінація 6 – робота головного підйому, візок посередині прольоту, навантаження нормативне рухоме.

.Варіант 2 – кран рухається. Комбінація навантажень 2. Передбачено 6 комбінацій навантажень:

- комбінація 1 – робота допоміжного підйому при розташуванні візка з вантажем на лівій консолі, напрямом вітру вздовж підкранових колій;
- поєднання 2 – робота допоміжного підйому при розташуванні візка з вантажем на лівій консолі, напрямом вітру поперек підкранових колій;
- комбінація 3 – робота головного підйому при розташуванні візка посередині прольоту крана, напрямом вітру вздовж підкранових колій;

- комбінація 4 – робота головного підйому при розташуванні візка, наближеного до правої опори, напрямок вітру вздовж підкранових колій;
- комбінація 5 – робота головного підйому при розташуванні візка, наближеного до правої опори, напрямок вітру поперек підкранових колій;
- комбінація 6 – робота головного підйому при розташуванні візка на лівій консолі, напрямок вітру вздовж підкранових колій.

Варіант 3 – кран рухається. Навантаження від сили перекосу.
Передбачено 1 комбінацію навантажень.



1, 2, ... - номера вузлів;
①, ②, ... - номера стержнів.

Рисунок 5.2. - Розрахункова схема металоконструкції крана

Таблиця 7.8 – Зусилля в найбільш навантажених стрижнях металоконструкції крана

Варіант	Пос'єднання	Стрижень	N, кН	M _к , кН⊕ м	M _у , кН⊕ м	Q _z , кН	M _z , кН⊕ м	Q _у , кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	6–1	– 50	12,8	– 60	921,2	0	10,6
		6–2	– 50	12,8	606,7	918,2	– 7,75	10,6
		7–1	69,5	32,4	92,8	41,3	– 0,6	1,68
		7–2	69,5	32,4	278,1	15,9	– 11,3	1,68
		8–2	69,5	32,4	264,5	– 10,4	– 15,7	1,68
		14–1	– 877	– 7,2	– 9,55	– 9	– 514	– 119,5
		14–2	– 877	– 7,2	– 63,5	– 9	193,3	– 116,2
		41–2	– 6,9	– 10,8	-535,53	677,4	17,4	– 3
		16–1	– 708,5	– 7,7	– 63,5	– 8,8	14,1	– 10,8
		16–2	– 708,5	– 7,7	– 111,5	– 8,8	65,2	– 7,8
	1	18–1	– 563,6	– 99,2	– 269,5	152,2	240,2	– 25,7
		18–2	– 563,6	– 99,2	51,5	151	294,6	– 25,7
		37–1	– 27,2	– 29,7	746,2	126,4	37,3	3
		37–2	– 27,2	– 29,7	1383,2	93,4	21,2	3
		16–1	– 356,1	– 13,8	– 220	– 30,51	– 8,8	– 16,4
		16–2	– 356,1	– 13,8	– 387	– 30,51	72,5	– 13,3
	3	18–1	– 918,6	– 50,6	– 402,9	258,9	85,9	– 9,2
		18–2	– 918,6	– 50,6	145,4	258,9	105,4	– 9,2
		29–2	– 3,6	32,5	– 237,6	– 351,2	– 198,6	90,8
		5–1	42,3	– 4,9	– 248,8	40,52	18,15	1,8
		5–2	42,3	– 4,9	– 39,8	– 0,7	– 0,51	1,8
		12–1	– 986,1	– 18,15	7,19	11,8	– 214	– 71,2
		12–2	– 986,1	– 18,15	98,1	9,2	402,9	– 71,2
		31–2	– 2,3	29,9	– 1749,4	– 399,4	75,4	70,4
	4	18–1	– 561	– 7,7	– 232,2	164,4	6,6	0,63
		18–2	– 561	– 7,7	116,1	164,4	5,2	0,63
		29–2	2,06	29,9	– 167,2	– 240,7	– 81,4	43,6
		31–2	4,3	39,5	– 1222,3	– 282,3	55,03	– 34,1
		12–1	– 618	– 4,91	2,8	2,01	– 93,1	– 37,6
		12–2	– 618	– 4,91	8,8	– 0,63	232,2	– 37,6
	1	12–1	– 616,1	– 11	37	25,7	– 183,6	– 54,6
		12–2	– 616,1	– 11	259,6	25,7	269,5	– 50
	3	22–1	90,8	– 1,8	32,5	18,7	23,8	3,65
		22–2	90,8	– 1,8	95,9	9,3	3,4	5,3
		24–1	– 21,9	0,6	– 22,5	16,2	27,9	7,1

		24–2	– 21,9	0,6	40,1	– 2,4	– 51,9	10,5
		25–1	– 161	0	– 2,6	– 24,5	0,6	1,44
		25–2	– 161	0	75,1	9,8	3,32	– 0,25
	2	10–1	– 105,5	0	– 179,2	60,5	0	0,22
		10–2	– 105,5	0	9,3	22,8	0	0,22
2	1	31–2	– 5,3	– 90,6	– 1308,7	– 300,4	101,35	– 54,2
		12–1	– 606,5	– 33,8	3,8	– 11,1	– 258,4	– 72,2
		12–2	– 606,5	– 33,8	– 92,5	– 11,1	313,3	– 66
	3	39–1	7,4	– 17,3	161,3	– 269,4	13,2	– 8,04
	2	18–1	– 558,7	– 99,3	– 262	152	238,4	– 24
		18–2	– 558,7	– 99,3	60	152	289,4	– 24
		19–1	– 525	103,6	– 190	– 166,6	– 316	32,9
		19–2	– 525	103,6	163,04	– 166,6	– 386	32,9
	3	10–1	– 96,3	0	– 257,7	78,4	0,98	0,3
		10–2	– 96,3	0	11,8	40,7	– 0,4	0,3
		24–1	– 11,3	1,4	– 75,6	27	14,8	4,8
		24–2	– 11,3	1,4	86,6	8,4	– 28,3	4,8
		25–1	– 88,9	0	– 64,5	34,2	3,2	0,62
		25–2	– 88,9	0	57,3	19,6	0,43	0,62
		37–1	7,5	– 17,3	1023,3	121	15	6
		37–2	7,5	– 17,3	1619	88,3	– 13,2	4,4
	4	6–1	– 93,2	0	– 111,8	909,1	0	0
		6–1	– 93,2	0	546,2	906,2	0	0
		14–1	– 849,2	– 2,94	0	1,4	– 547,6	– 131,2
		14–2	– 849,2	– 2,94	8,3	1,4	221,3	– 125,2
		16–1	– 662,9	– 3,9	8,4	1,7	– 36,4	– 28,9
		16–2	– 662,9	– 3,9	17,6	1,7	106,7	– 23,5
	6	5–1	6,9	27,3	– 462,6	78	41	6,2
		5–1	6,9	27,3	139,9	36,8	– 24	6,2
		12–1	– 957	– 41	44,15	– 12,8	– 354,4	– 96,9

		12–2	– 957	– 41	– 106,5	– 12,8	458,1	– 131,1
		18–1	– 897,9	– 2,06	458	230,6	114,2	12,9
		18–2	– 897,9	– 2,06	29,1	229,5	– 141,3	12,9
		29–2	– 5,5	– 13	– 256	– 360,8	– 149,2	55,4
		31–2	– 6,2	– 70,6	– 1851,1	– 420,9	137,34	– 75
		22–1	68,5	– 2	– 13	28,3	25,4	5,5
		22–2	68,5	– 2	93,9	19	0,65	5,5
3	1	5–1	– 13,4	– 28	– 96,3	16,8	– 41	– 7,85
		5–2	– 13,4	– 28	– 79,7	16,8	– 41	– 7,85
		6–1	0	– 18,4	0	– 40,3	0	– 15,4
		6–2	0	– 18,4	– 29,2	– 40,3	11,2	– 15,4
		12–1	– 23,5	41	– 2,52	10,4	– 65	– 11,9
		12–2	– 23,5	41	97,4	10,4	36,7	– 11,9
		14–1	– 32,3	43,4	– 3,87	8,9	60	14,7
		14–2	– 32,3	43,4	45,9	8,9	– 28,2	14,7
3	1	19–1	– 26,2	8,6	– 36,71	– 3,1	96,3	-1,04
		19–2	– 26,2	8,6	– 43,3	– 3,1	118,41	– 1,04
		29–2	7,2	– 9,4	– 2,02	– 2,2	33,7	– 0,7
		22–1	– 0,7	– 2,2	– 9,4	2,2	– 32,5	– 7,2
		22–2	– 0,7	– 2,2	0,5	2,2	0	– 7,2
		24–1	– 0,4	0	17,4	– 3,3	– 44,4	– 9,8
		24–2	– 0,4	0	– 17,4	– 3,3	– 44,4	-9,8
		25–1	1,3	0	– 19,4	4,4	– 4,4	– 0,98
		25–2	1,3	0	0,4	4,4	0	– 0,98
		10–1	2,61	0	52,6	– 11,5	0	– 0,74
		10–2	2,61	0	0,53	– 11,5	0	– 0,74

Примітка. Позначення стрижнів: у графі «стрижень» перше число позначає номер стрижня за малюнком 2; друге: 1 – початок стержня, 2 – кінець стержня.

7.5. Перевірка міцності металоконструкції крана

Напруження в основному металі нижньої частини стійки (стержень 14–1)

Основна комбінація навантажень (зусилля за варіантом завантаження 2, комбінація навантажень 4):

Напруження стиснення в точці 1:

$$\sigma_{14-1} = \frac{N_{2.4}}{F} + \frac{M_{z1.2.4}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{849,2 \cdot 10}{239,2} + \frac{547,6 \cdot 10^3}{3345} = 199 \text{ МПа} < [\sigma] = 218 \text{ МПа}, \quad (7.16)$$

де $N_{2.4} = 849,2 \text{ кН}$ – поздовжня сила стрижня 14 (варіант навантаження 2, комбінація навантажень 4);

$M_{z1.2.4} = 547,6 \text{ кН} \oplus \text{ м}$ – згинальний момент відносно осі z_1 на початку стрижня 14 (варіант навантаження 2, комбінація навантажень 4) (див. таблицю 10.7).

Особливе поєднання навантажень (варіант навантаження 2, поєднання 4 плюс варіант навантаження 3):

$$\begin{aligned} \sigma_{14-1}^{\text{особ}} &= \sigma_{14-1} + \frac{N_3}{F} + \frac{M_{y1.3}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.3}}{W_{z1(1,2)}} = 199 + \frac{32,3 \cdot 10}{239,2} + \frac{3,87 \cdot 10^3}{4148} + \frac{60 \cdot 10^3}{3345} = \\ &= 219 \text{ МПа} < [\sigma_o] = 244 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (7.17)$$

де $N_3 = 32,3$ кН – поздовжня сила стержня 14 (варіант навантаження 3);

$M_{y1.3} = 3,87$ кН⊕ м – згинальний момент відносно осі y_1 (варіант навантаження 3);

$M_{z1.3} = 60$ кН⊕ м – згинальний момент відносно осі z_1 (варіант навантаження 3).

Надалі індекси при позначенні розрахункових зусиль у стрижнях мають такі значення:

– при позначенні поздовжньої сили $N_{i,j}$ індекс i позначає варіант навантаження,

j – поєднання навантажень.

Індекси при згинальних моментах $M_{y1.i,j}$, $M_{z1.i,j}$ та поперечних силах $Q_{y1.i,j}$, $Q_{z1.i,j}$ наступні:

– y_1 і z_1 – осі, відносно яких діють згинальні моменти або вздовж яких спрямована поперечна сила;

– i – варіант навантаження;

– j – комбінація навантажень.

Напруження у верхній частині стійки (стрижень 12–2)

Основне поєднання навантажень (варіант навантаження 2, поєднання навантажень 6):

$$\sigma_{12.2} = \frac{N_{2.6}}{F} + \frac{M_{y1.2.6}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.2.6}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{957 \cdot 10}{357} + \frac{106,5 \cdot 10^3}{11366} + \frac{458,1 \cdot 10^3}{5701} = 117 \text{ МПа} < [\sigma]. \quad (7.18)$$

Особливе поєднання навантажень (варіант навантаження 2, поєднання 6 плюс варіант навантаження 3):

$$\sigma_{12-2}^{\text{особ}} = \sigma_{12-2} + \frac{N_3}{F} + \frac{M_{y1.3}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.3}}{W_{z1(1,2)}} = 117 + \frac{23,5 \cdot 10}{357} + \frac{97,4 \cdot 10^3}{11366} + \frac{36,7 \cdot 10^3}{5701} = 133 \text{ МПа} < [\sigma].$$

(7.18)

Напруження в основному металі ходової балки

Нормальна напруга у верхньому поясі точка 1 (стрижень 6–2).

Основне поєднання навантажень (варіант навантаження 1, поєднання навантажень 2):

$$\sigma_{6-2} = \frac{N_{1.2}}{F} + \frac{M_{y1.1.2}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.1.2}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{50 \cdot 10}{442,56} + \frac{606,7 \cdot 10^3}{7813} + \frac{7,75 \cdot 10^3}{5475} = 80 \text{ МПа} < [\sigma].$$

(7.19)

Дотичне напруження в стінці (стрижень 6–2, варіант навантаження 1, комбінація навантажень 2):

$$\tau_{6-2} = \frac{Q_{z1.1.2} \cdot S_{y1}}{2 \cdot I_{y1} \cdot \delta_c} = \frac{918,2 \cdot 2799 \cdot 10^{-1}}{2 \cdot 198456 \cdot 0,012} = 114 \text{ МПа} < [\tau] = 124 \text{ МПа},$$

(7.20)

де $\delta_c^{\text{TM}} = 0,012 \text{ м}$ – товщина стінки.

Напруження в основному металі головної балки

Нормальне напруження в точці 1 (стрижень 31–2, варіант навантаження 2, комбінація навантажень 6):

$$\sigma_{31-2} = \frac{N_{2.6}}{F} + \frac{M_{y1.2.6}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.2.6}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{6,2 \cdot 10}{364} + \frac{1851,1 \cdot 10^3}{13155} + \frac{137,34 \cdot 10^3}{6490} = 162 \text{ МПа} < [\sigma].$$

(7.21)

Нормальне напруження в точці 5 (стрижень 37–2, варіант навантаження 2, комбінація навантажень 6):

$$\sigma_{37-2} = \frac{N_{2.3}}{F} + \frac{M_{y1.2.3}}{W_{y1(5,6)}} + \frac{M_{z1.2.3}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{7,5 \cdot 10}{426,19} + \frac{1619 \cdot 10^3}{16571} + \frac{13,2 \cdot 10^3}{8244} = 101 \text{ МПа} < [\sigma]. \quad (7.22)$$

Середнє дотичне напруження в стінці балки (стрижень 31–2, варіант навантаження 2, комбінація навантажень 6):

$$\tau_{31-2}^{\text{cp}} = \frac{Q_{z1.2.6}}{2 \cdot F_{\text{ст}}} = \frac{420,9 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,0084} = 25 \text{ МПа}, \quad (7.23)$$

де $F_{\text{ст}} = 0,0084 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу стінки.

Наведена напруга в стінці на кінці стрижня 31–2:

$$\sigma_{31-2}^{\text{np}} = \sqrt{\sigma_{31-2}^{\text{np}} + 3 \cdot (\tau_{31-2}^{\text{cp}})^2} = \sqrt{162^2 + 3 \cdot 25^2} = 168 \text{ МПа}. \quad (7.24)$$

Тангенціальне напруження (стрижень 41–2, варіант навантаження 1, комбінація навантажень 2):

$$\tau_{41-2} = \frac{Q_{z1.1.2} \cdot S_{y1}}{2 \cdot I_{y1} \cdot \delta_c} = \frac{677,4 \cdot 9940 \cdot 10^{-1}}{2 \cdot 1110282 \cdot 0,008} = 38 \text{ МПа} < [\tau]. \quad (7.25)$$

Напруження в ригелях

Нормальне напруження (стрижень 24–2, варіант навантаження 1, комбінація навантажень 3):

$$\sigma_{24-2} = \frac{N_1}{F} + \frac{M_{y1.1.3}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.1.3}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{21,9 \cdot 10}{179,2} + \frac{40,1 \cdot 10^3}{3473} + \frac{51,9 \cdot 10^3}{1590} = 45 \text{ МПа} < [\sigma]. \quad (7.26)$$

Нормальне напруження при особливому поєднанні навантажень (стрижень 24–2, варіант навантаження 1 + варіант навантаження 3):

$$\sigma_{24-2}^{\text{особ}} = \sigma_{24-2} + \frac{N_3}{F} + \frac{M_{y1.3}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.3}}{W_{z1(1,2)}} = 45 + \frac{0,4 \cdot 10}{179,2} + \frac{17,3 \cdot 10^3}{3473} + \frac{44,4 \cdot 10^3}{1590} = 78 \text{ МПа} < [\sigma]. \quad (7.27)$$

Нормальне напруження (стрижень 25–2, варіант навантаження 1, комбінація навантажень 3):

$$\sigma_{25-2} = \frac{N_2}{F} + \frac{M_{y1.1.3}}{W_{y1}} + \frac{M_{z1.1.3}}{W_{z1}} = \frac{161 \cdot 10}{124} + \frac{75,1 \cdot 10^3}{2020} + \frac{3,32 \cdot 10^3}{249} = 63 \text{ МПа} < [\sigma]. \quad (7.28)$$

Наведена напруга в стінці ходової балки (стрижень 6–2, варіант навантаження 1, комбінація навантажень 2):

$$\sigma_{6-2}^{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_{6-2}^2 + 3 \cdot (\tau_{6-2}^{\text{ср}})^2} = \sqrt{80^2 + 3 \cdot 87^2} = 171 \text{ МПа} < [\sigma], \quad (7.29)$$

де $\tau_{6-2}^{\text{ср}}$ - середнє напруження в стінці балки (на кінці стрижня 6)

$$\tau_{6-2}^{\text{ср}} = \frac{Q_{Z1.1.2}}{2 \cdot F_{\text{ст}}} = \frac{918,2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,0053} = 87 \text{ МПа}, \quad (7.30)$$

$F_{\text{ст}} = 0,0053 \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу стінки.

Напруження в кінці стрижня 19 (стрижень 19–2, варіант навантаження 2, комбінація навантажень 2)

Основне поєднання:

$$\sigma_{19-2} = \frac{N_2}{F} + \frac{M_{y1.2.2}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.2.2}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{525 \cdot 10}{391,48} + \frac{163,04 \cdot 10^3}{7220} + \frac{386 \cdot 10^3}{13720} = 64 \text{ МПа} \quad (7.31)$$

Особливе поєднання (варіант навантаження 2, поєднання 2 + варіант навантаження 3):

=79 МПа.

7.6. Перевірка стійкості ніг

Стійкість у площині поперечної рами

Коефіцієнт розрахункової довжини.

Для визначення коефіцієнта розрахункової довжини ноги визначається еквівалентний момент інерції ноги:

$$I_{y1\varnothing} = \alpha \cdot I_{y1\min} = 4,84 \cdot 103706 = 501937 \text{ см}^4, \quad (7.32)$$

де $\alpha = 4,84$ – коефіцієнт, що залежить від відношення

$$n_{y1} = \frac{I_{y1\min}}{I_{y1\max}} = \frac{103706}{826828} = 0,125 \quad (7.33)$$

Коефіцієнт розрахункової довжини:

$$\mu_n = 2 \cdot \sqrt{1 + \frac{0,38}{n}} = 2 \cdot \sqrt{1 + \frac{0,38}{2}} = 2,18, \quad (7.34)$$

де n – відношення погонних жорсткостей ригеля (головна балка) і ніж

$$n = \frac{I_{г.б} \cdot H}{I_{yэ} \cdot L_k} = \frac{1110282 \cdot 1267}{501937 \cdot 1400} = 2; \quad (7.35)$$

$I_{г.б}$ – момент інерції перерізу головної балки;

$I_{yэ}$ – еквівалентний момент інерції ноги крана;

H – висота стійки;

L_k – колія крана.

Радіус інерції ноги відносно осі y_1 :

$$i_{y1} = \sqrt{\frac{I_{yэ}}{F_{сп}}} = \sqrt{\frac{501937}{321,2}} = 39 \quad (7.36)$$

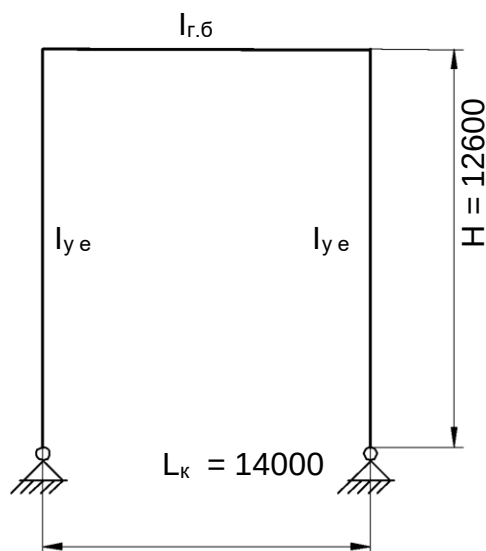


Рисунок 7.3 – Розрахункова схема поперечної рами

Умовна гнучкість стійки:

$$\bar{\lambda}_{y1} = \frac{\mu_n \cdot H}{i_{y1}} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{2,18 \cdot 1267}{39} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 2,74, \quad (7.37)$$

де $R_y = 309$ МПа – розрахунковий опір сталі за межею плинності;

$E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі.

Ексцентриситет прикладання навантаження:

$$e_{y1} = \frac{M_{y1}^{\max}}{N} = \frac{106,5}{957} = 0,11 \text{ м}, \quad (7.38)$$

де $M_{y1}^{\max} = 106,5$ кН·м – максимальний згинальний момент відносно осі

z_1 на кінці стрижня 18, варіант 2, комбінація 6;

$N = 957$ кН – максимальне стискаюче зусилля в стрижні 12, варіант 2, комбінація 6.

Відносний ексцентриситет:

$$m_{y1} = \frac{e_{y1} \cdot F}{W_{y1(1,2)}} = \frac{0,11 \cdot 239,2 \cdot 10^{-4}}{4148 \cdot 10^{-6}} = 0,24, \quad (7.39)$$

де F і $W_{y1(1,2)}$ – площа поперечного перерізу та момент опору відносно осі y_1 для нижнього перерізу стійки.

Наведений відносний ексцентриситет:

$$m_e \cdot f_{y1} = \eta \cdot m_{y1} = 1,37 \cdot 0,24 = 0,33, \quad (7.40)$$

$\delta_e = 1,37$ – коефіцієнт впливу форми перерізу. [5, табл. 73]

Перевірка стійкості ноги:

$$\frac{N}{\varphi_e \cdot F} = \frac{957 \cdot 10^{-3}}{0,59 \cdot 239,2 \cdot 10^{-4}} = 68 \text{ МПа} < [\sigma], \quad (7.41)$$

$\delta_e = 0,59$ – коефіцієнт.

Стійкість у площині поздовжньої рами з боку довгої консолі

Еквівалентний момент інерції ригеля на довгій консолі:

$$I_{p\varphi}^{d,k} = \frac{G \cdot I_p^{d,k} \cdot I_{kr}^{d,k} \cdot b}{4 \cdot E \cdot I_p^{d,k} \cdot \ell_k + G \cdot I_{kr}^{d,k} \cdot b} =$$

$$= \frac{7,84 \cdot 10^4 \cdot 175624 \cdot 452700 \cdot 1050}{4 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 175624 \cdot 580 + 7,84 \cdot 10^4 \cdot 452700 \cdot 1050} = 54000 \text{ см}^4, \quad (7.42)$$

де $I_p^{d,k} = 175624 \text{ см}^4$ – сумарний момент інерції двох ригелів на довгій консолі;

$I_{kr}^{d,k} = 452700 \text{ см}^4$ – момент інерції довгої консолі при крученні;

$b = 1050 \text{ см}$ – відстань між осями стійок у поздовжній рамі;

$\ell_k = 580 \text{ см}$ – довжина довгої консолі.

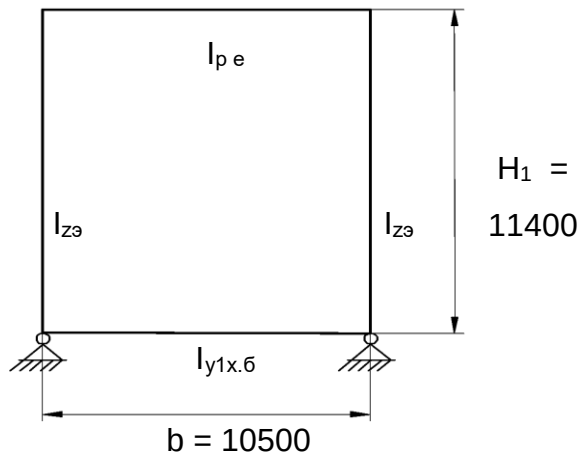


Рисунок 7.4. – Розрахункова схема поздовжньої рами з боку довгої консолі

Еквівалентний момент інерції ноги:

$$I_{z1a} = k_{z1} \cdot I_{z1min} = 1,69 \cdot 100344 = 169611 \text{ см}^2, \quad (7.43)$$

$$k_{z1} = \frac{\left(1 + \frac{b}{2}\right)^2 + \frac{H_1^2}{12}}{\left(1 + \frac{b}{2}\right)^2 \cdot \beta + \frac{H_1^2}{12} \cdot \gamma} = \frac{\left(1 + \frac{1050}{2}\right)^2 + \frac{1140^2}{12}}{\left(1 + \frac{1050}{2}\right)^2 \cdot 0,512 + \frac{1140^2}{12} \cdot 0,795} = 1,69 \quad (7.44)$$

де ,

$H_1 = 1140$ см – розрахункова висота ноги;

$\beta = 0,512$; $\gamma = 0,795$ – коефіцієнти, що залежать від відношення

$$\frac{I_{z1min}}{I_{z1max}} = \frac{100344}{237185} = 0,423. \quad (7.45)$$

Коефіцієнт розрахункової довжини:

$$\mu_{np} = \frac{\pi}{u} = \frac{\pi}{1,78} = 1,76, \quad (7.46)$$

де $u = 1,78$ – коефіцієнт, що залежить від параметра t

$$t = \frac{a_0 \cdot a_1 - 0,4}{a_0 + a_1 + 1} = \frac{0,964 \cdot 0,21 - 0,4}{0,964 + 0,21 + 1} = -0,091 ; \quad (7.47)$$

$$a_0 = \frac{I_{z1\vartheta} \cdot b}{3 \cdot I_{p\vartheta}^{д.к} \cdot H_1} = \frac{169611 \cdot 1050}{3 \cdot 54000 \cdot 1140} = 0,964 \quad (7.48)$$

– відносна пружність закріплення верхнього кінця ноги;

$$a_1 = \frac{I_{z1\vartheta} \cdot b}{3 \cdot I_{y1x.6} \cdot H_1} = \frac{169611 \cdot 1050}{3 \cdot 247093 \cdot 1140} = 0,21 \quad (7.49)$$

– відносна пружність закріплення нижнього кінця ноги.

Гнучкість стійки:

$$\bar{\lambda}_{z1} = \frac{\mu_{np} \cdot H_1}{i_{z1}} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{1,76 \cdot 1140}{21,7} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 3,6 , \quad (7.50)$$

де i_{z1} – радіус інерції ноги відносно осі z

$$i_{z1} = \sqrt{\frac{I_{z1\vartheta}}{F_{cp}}} = \sqrt{\frac{169611}{321,2}} = 23 \text{ см.} \quad (7.51)$$

Ексцентриситет прикладання навантаження (стрижень 12–2, варіант навантаження 2, комбінація навантажень б):

$$e_{z1} = \frac{M_{z1}^{\max}}{N} = \frac{354,4}{957} = 0,37 \text{ м.} \quad (7.52)$$

Відносний ексцентриситет:

$$m_{z1} = \frac{e_{z1} \cdot F}{W_{z1(1,2)}} = \frac{0,37 \cdot 239,2 \cdot 10^{-4}}{3345 \cdot 10^{-6}} = 2,7, \quad (7.53)$$

де F і $W_{z1(1,2)}$ – площа поперечного перерізу та момент опору відносно осі z_1 для нижнього перерізу стійки.

Наведений відносний ексцентриситет:

$$m_e \cdot f_{z1} = \eta \cdot m_{z1} = 1,36 \cdot 2,7 = 3,7, \quad (7.54)$$

де $\eta = 1,36$ – коефіцієнт впливу форми перерізу.

Перевірка стійкості ноги:

$$\frac{N}{\varphi_e \cdot F} = \frac{957 \cdot 10^{-3}}{0,205 \cdot 239,2 \cdot 10^{-4}} = 195 \text{ МПа} < [\sigma], \quad (7.55)$$

де $\varphi_e = 0,205$ – коефіцієнт.

Стійкість у площині поздовжньої рами з боку короткої консолі

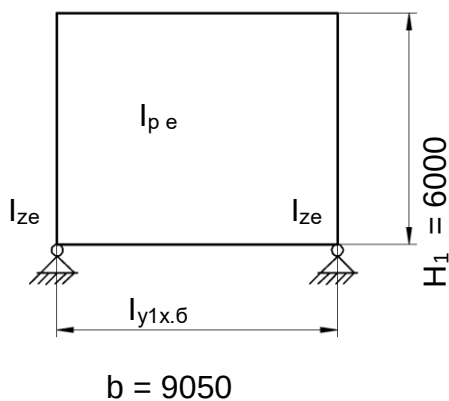


Рисунок 7.5. – Розрахункова схема поздовжньої рами з боку короткої консолі

Коефіцієнт розрахункової довжини:

$$\mu_{np} = \frac{\pi}{u} = \frac{\pi}{2,1} = 1,5, \quad (7.56)$$

де $u = 2,1$ – коефіцієнт, що залежить від параметра t

$$t = \frac{a_0 \cdot a_1 - 0,4}{a_0 + a_1 + 1} = \frac{0,36 \cdot 0,182 - 0,4}{0,36 + 0,182 + 1} = -0,217; \quad (7.57)$$

$$a_0 = \frac{I_{z1\partial} \cdot b}{3 \cdot I_{p\partial} \cdot H_1} = \frac{169611 \cdot 905}{3 \cdot 124440 \cdot 1140} = 0,36 \quad (7.58)$$

– відносна пружність кріплення верхнього кінця ноги;

$$a_1 = \frac{I_{z1\partial} \cdot b}{3 \cdot I_{y1\kappa.6} \cdot H_1} = \frac{169611 \cdot 905}{3 \cdot 247093 \cdot 1140} = 0,182 \quad (7.59)$$

– відносна пружність закріплення нижнього кінця ноги.

Гнучкість стійки:

$$\bar{\lambda}_{z1} = \frac{\mu_{np} \cdot H_1}{i_{z1}} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{1,5 \cdot 600}{23} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 1,52, \quad (7.60)$$

де i_{z1} – радіус інерції ноги відносно осі z

$$i_{z1} = \sqrt{\frac{I_{z1\partial}}{F_{cp}}} = \sqrt{\frac{169611}{321,2}} = 23 \text{ см.} \quad (7.61)$$

Ексцентриситет прикладання навантаження (стрижень 14–2, варіант навантаження 2, комбінація навантажень 4):

$$e_{z1} = \frac{M_{z1}^{\max}}{N} = \frac{547,6}{849,2} = 0,645 \text{ м.} \quad (7.62)$$

Відносний ексцентриситет:

$$m_{z1} = \frac{e_{z1} \cdot F}{W_{z1(1,2)}} = \frac{0,645 \cdot 239,2 \cdot 10^2}{3345} = 4,61 \quad (7.63)$$

Наведений відносний ексцентриситет:

$$m_e \cdot f_{z1} = \eta \cdot m_{z1} = 1,36 \cdot 4,61 = 6,27 \quad (7.64)$$

Перевірка стійкості опори:

$$\frac{N}{\varphi_e \cdot F} = \frac{849,2 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 239,2 \cdot 10^{-4}} = 178 \text{ МПа} < [\sigma]. \quad (7.65)$$

7.7. Прогин головної балки на консолі

Прогин визначається на ЕОМ від нормативного рухомого навантаження як на консолі, так і в прольоті.

Прогин консолі у вузлі 19 (варіант навантаження 1, комбінація навантажень 5, розрахункова схема – див. рисунок 7.2.):

$f_{19} = 14,03 \text{ мм}.$

Відносний прогин консолі:

$$\Delta f_{19} = \frac{f_{19}}{\ell_k} = \frac{14,03}{5826} = \frac{1}{415} < [\Delta f_k] = \frac{1}{300}, \quad (7.66)$$

де $\ell_k = 5826 \text{ мм}$ – довжина консолі.

7.8. Прогин головної балки в прольоті

Прогин у вузлі 33 (варіант навантаження 1, комбінація навантажень 6, розрахункова схема – див. рисунок 7.2.)

$f_{33} = 9,2 \text{ мм}.$

Відносний прогин консолі:

$$\Delta f_{33} = \frac{f_{33}}{L_k} = \frac{9,2}{14000} = \frac{1}{1522} < [\Delta f] = \frac{1}{800}. \quad (7.67)$$

7.9. Розрахунок коротких діафрагм головної балки

Напруження стиснення в стінці діафрагми під підшвою рейки:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{B.Q.r.n}^p}{(b + 2 \cdot \delta_n) \cdot (\delta_d + \delta_n)} = \frac{385,2 \cdot 10^{-3}}{(0,12 + 2 \cdot 0,014) \cdot (0,008 + 0,006)} = 186 \text{ МПа} < [\sigma], \quad (7.68)$$

де $b = 0,12$ м – ширина підшви рейки;

$t_{\Pi} = 0,014$ м – товщина поясу балки;

$t_{\Delta} = 0,008$ м – товщина діафрагми;

$t_{\text{н}} = 0,006$ м – товщина накладки.

Напруження у зварних швах, що з'єднують діафрагму з накладкою:

$$\tau_f = \frac{\sigma_{\text{сж}} \cdot \ell_{\text{н}} \cdot \delta_{\text{н}}}{(2 \cdot h + \ell_{\text{н}}) \cdot 0,7 \cdot k_{\text{ш}}} = \frac{186 \cdot 0,15 \cdot 0,006}{(2 \cdot 0,15 + 0,15) \cdot 0,7 \cdot 0,006} = 89 \text{ МПа} < [\tau_f] = 144 \text{ МПа}, \quad (7.69)$$

де $\ell_{\text{н}} = 0,15$ м – довжина накладки;

$h = 0,15$ м – висота накладки;

$k_{\text{ш}} = 0,006$ м – величина катета шва.

Напруження у зварних швах, що з'єднують короткі діафрагми зі стінками балки:

$$\tau_f = \frac{P_{\text{В.К.г.п}}^p}{4 \cdot \ell_{\text{ш}} \cdot 0,7 \cdot k_{\text{ш}}} = \frac{385,2 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0,4 \cdot 0,7 \cdot 0,006} = 57 \text{ МПа} < [\tau_f], \quad (7.70)$$

де $\ell_{\text{ш}} = 0,4$ м – розрахункова довжина зварного шва;

$k_{\text{ш}} = 0,006$ м – величина катета шва.

7.10. Розрахунок зварних швів

Напруження у зварних швах, що з'єднують пояси головної балки зі стінками

$$\tau_f^{в.п} = \frac{Q_{z1}^{max} \cdot S_{y1}^{н.п}}{4 \cdot I_{y1} \cdot 0,7 \cdot k_{ш}} = \frac{677,4 \cdot 6497 \cdot 10^{-1}}{4 \cdot 1110282 \cdot 0,7 \cdot 0,006} = 24 \text{ МПа} < [\tau_f], \quad (7.71)$$

де $Q_{z1}^{max} = 677,4$ кН – поперечна сила на кінці стрижня 41, варіант 1, комбінація

2;

$k_{ш} = 0,006$ м – величина катета шва.

Напруження у зварних швах, що з'єднують опору з ходовою балкою

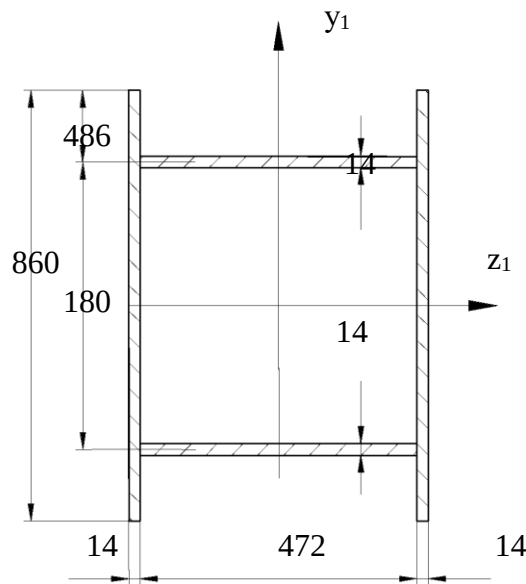


Рисунок 7.6. – Розрахунковий переріз зварних швів у з'єднанні з ходовою балкою

Геометричні характеристики перерізу:

$$\begin{aligned} F &= 2 \cdot 86 \cdot 1,4 + 2 \cdot 47,2 \cdot 1,4 = 372,96 \text{ см}^2 ; \\ I_{y1} &= 240,8 \cdot 24,3^2 + 2 \cdot 1,4 \cdot \frac{47,2^3}{12} = 166725 \text{ см}^4 ; \\ W_{y1}^{min} &= \frac{166725}{25} = 6669 \text{ см}^3 ; \\ I_{z1} &= 132,16 \cdot 24,3^2 + 2 \cdot 1,4 \cdot \frac{86^3}{12} = 226452 \text{ см}^4 ; \\ W_{z1}^{min} &= \frac{226452}{43} = 5266 \text{ см}^3 . \end{aligned}$$

(7.72)

Напруження на початку стрижня 14 (варіант навантаження 2, поєднання навантажень 4):

– стиснення:

$$\sigma_{f\ 14-1}^c = -\frac{N_2}{F} - \frac{M_{z1.2}}{W_{z1}^{\min}} = -\frac{849,2 \cdot 10}{372,96} - \frac{547,6 \cdot 10^3}{5266} = -127 \text{ МПа} < [\tau_f] = 144 \text{ МПа}; \quad (7.73)$$

– розтягування:

$$\sigma_{f\ 13-1}^p = -\frac{N_2}{F} + \frac{M_{y1.2}}{W_{y1}^{\min}} + \frac{M_{z1.2}}{W_{z1}^{\min}} = -\frac{779,41 \cdot 10}{526} + \frac{3,66 \cdot 10^3}{8629} + \frac{472,4 \cdot 10^3}{7952} = 45 \text{ МПа} < [\tau_f] = 144 \text{ МПа}; \quad (7.74)$$

Напруження у зварних швах, що з'єднують пояси ходової балки зі стінками

$$\tau_f = \frac{Q_{z1.1.2} \cdot S_{y1}^{H,\Pi}}{4 \cdot l_{y1} \cdot 0,7 \cdot k_{ш}} = \frac{921,2 \cdot 3010 \cdot 10^{-1}}{4 \cdot 179579 \cdot 0,7 \cdot 0,006} = 92 \text{ МПа} < [\tau_f], \quad (7.75)$$

де $Q_{z1.1.2} = 921,2$ кН – поперечна сила на початку стрижня 6 (варіант навантаження 1, комбінація навантажень 2)

$k_{ш} = 0,006$ м – величина катета шва.

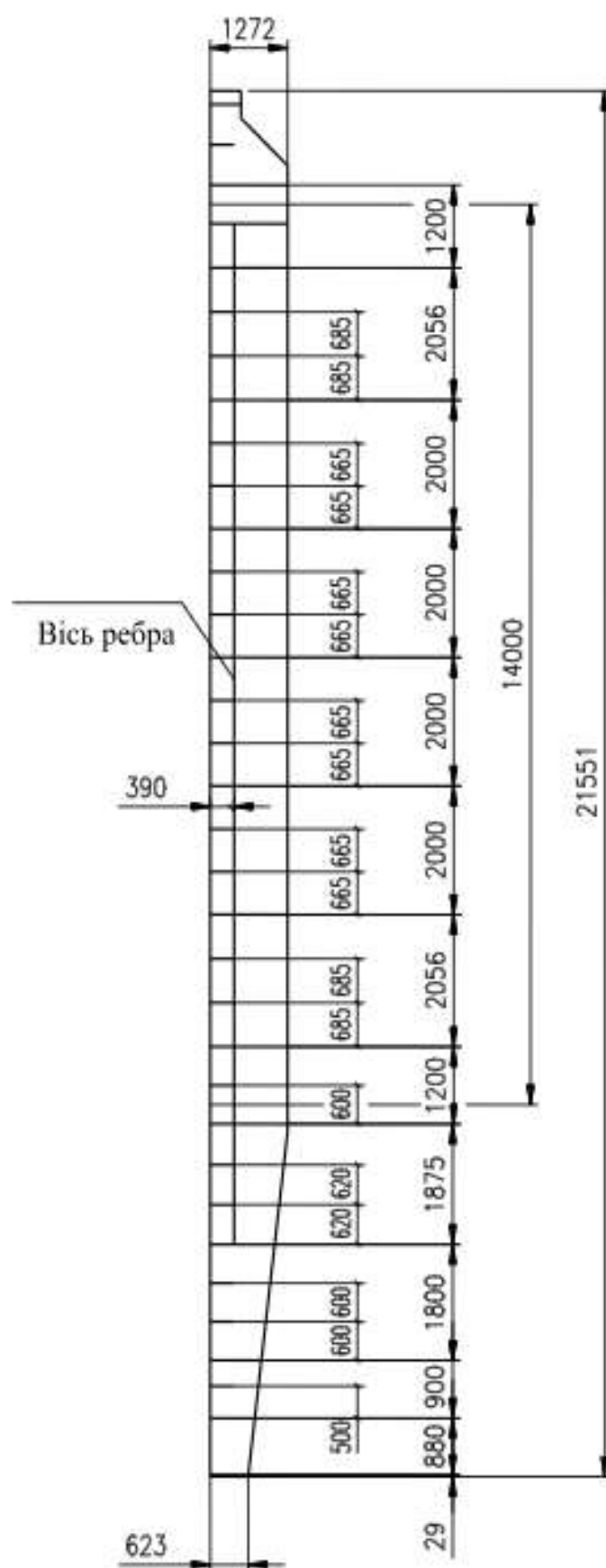


Рисунок 5.7.- Схема панелей головної балки

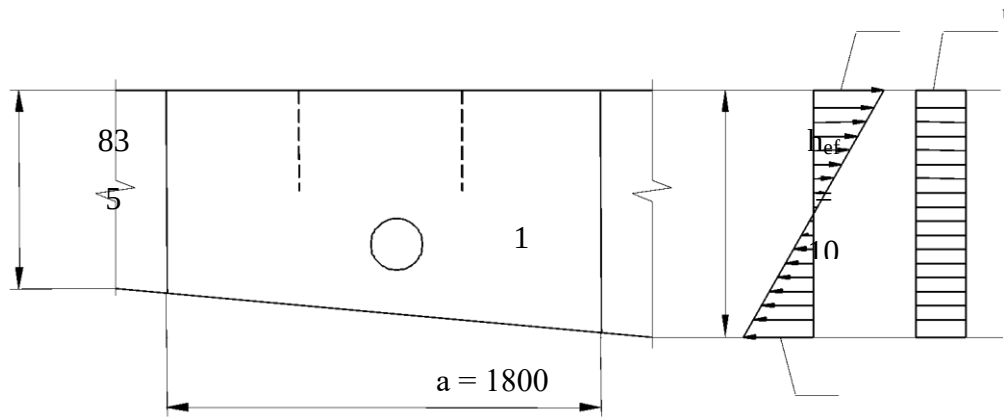


Рисунок 7.8. – Розрахункова схема пластинки 1

Розрахункові напруження в пластинці 1:

$$\sigma = \sigma_t = \frac{M_{\max}}{W_{y1(1,2,3)}} = \frac{876,7 \cdot 10^3}{13155} = 67 \text{ МПа}, \quad (7.76)$$

де $M_{\max}$ – максимальний згинальний момент у перерізі з вищої сторони пластинки 1

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \frac{q_{г.б} \cdot l_1^2}{2} + \frac{Q_{p1}}{2} \cdot l_1 + \frac{Q_{p2}}{2} \cdot l_2 + \frac{Q_k}{2} \cdot l_3 + P_{A.Q_{г.н}}^D \cdot l_4 = \\ &= \frac{6,07 \cdot 3,7^2}{2} + \frac{18,3}{2} \cdot 3,7 + \frac{10,8}{2} \cdot 1,776 + \frac{21,6}{2} \cdot 2,739 + 320,9 \cdot 2,375 = 876,7 \text{ кН} \cdot \text{м}; \end{aligned} \quad (7.77)$$

$q_{г.б} = 6,07 \text{ кН/м}$ – розрахункове навантаження від ваги головної балки з майданчиками;

$l_1 = 3,7 \text{ м}$ – довжина консолі до розрахункового перерізу;

$Q_{p1} = 18,3 \text{ кН}$ – вага ригеля (стрижні 22 і 23);

$Q_{p2} = 10,8 \text{ кН}$ – вага ригеля (стрижні 25 і 26);

$\bar{x}_2=1,776$ м – відстань від осі ригеля (стрижні 25 і 26) до розрахункового перерізу;

$Q_k = 21,6$ кН – сила ваги кабіни;

$\bar{x}_3=2,739$ м – відстань від центру маси кабіни до розрахункового перерізу;

$\bar{x}_4=2,375$ м – відстань від точки дотику колеса візка до розрахункового перерізу.

Дотична напруга:

$$\tau = \frac{Q_1 \cdot S_{y1}}{2 \cdot I_{y1} \cdot \delta} = \frac{368,71 \cdot 7419 \cdot 10}{2 \cdot 709077 \cdot 0,8} = 24 \text{ МПа}; \quad (7.78)$$

де Q_1 – поперечна сила в розрахунковому перерізі

$$Q_1 = q_{r.6} \cdot \bar{x}_1 + \frac{Q_{p1}}{2} + \frac{Q_{p2}}{2} + \frac{Q_k}{2} + P_{A, Q_{r.n}}^D = 6,07 \cdot 3,7 + \frac{18,3}{2} + \frac{10,8}{2} + \frac{21,6}{2} + 320,9 = 368,71 \text{ КН} \quad (7.79)$$

Умовна гнучкість стінки

$$\bar{\lambda} = \frac{h_{ef}}{t} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{104,9}{0,8} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 5,08, \quad (7.78)$$

де $h_{ef} = 104,9$ – розрахункова висота стінки;

$t=0,8$ см – товщина стінки

Розрахунок на стійкість виконуємо за формулою

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2} \leq 0,67, \quad (7.79)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{c_{cr} \cdot R_y}{\bar{\lambda}^2} = \frac{34 \cdot 309}{5,08^2} = 407 \text{ МПа},$$

(7.80)

$c_{cr} = 34$ – коефіцієнт, що береться за таблицею 21;

$$\tau_{cr} = 10,3 \cdot \left(1 + \frac{0,76}{\mu^2}\right) \cdot \frac{R_s}{\bar{\lambda}_{ef}^2} = 10,3 \cdot \left(1 + \frac{0,76}{1,716^2}\right) \cdot \frac{179}{5,08^2} = 90 \text{ МПа}$$

(7.81)

$\mu = 1,716$ – відношення більшої сторони пластинки до меншої;

$R_s = 179 \text{ МПа}$ – розрахунковий опір зсуву;

$$\bar{\lambda}_{ef}^2 = \frac{d}{t} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{104,9}{0,8} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 5,08;$$

(7.82)

$d = 104,9 \text{ см}$ – менша сторона пластинки

$$\sqrt{\left(\frac{67}{407}\right)^2 + \left(\frac{24}{90}\right)^2} = 0,31 < 0,67$$

(7.82)

Стійкість пластинки 4, панелі 2

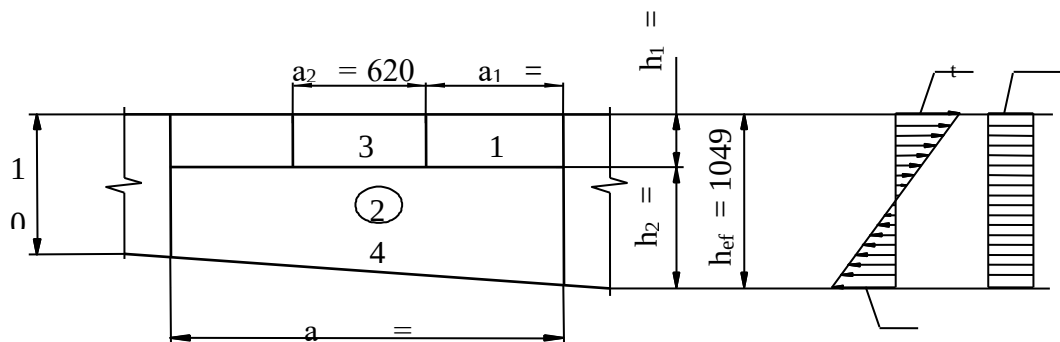


Рисунок 7.9. – Розрахункова схема панелі 2

Розрахункові напруження в пластині 2:

$$\sigma_0 = -\sigma_t = -\frac{M_{\max}}{W_{y1(1,2)}} = \frac{1579 \cdot 10^3}{16571} = -95 \text{ МПа}, \quad (7.83)$$

де $M_{\max}$ – максимальний момент у розрахунковому перерізі

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \frac{q_{г.б}}{2} \cdot l_5 + \frac{1}{2} \cdot (Q_{p1} \cdot l_5 + Q_{p2} \cdot l_6 + Q_k \cdot l_7) + P_{A.Q_{г.п}} \cdot l_8 = \\ &= \frac{6,07}{2} \cdot 5,575^2 + \frac{1}{2} \cdot (18,3 \cdot 5,575 + 10,8 \cdot 3,651 + 21,6 \cdot 4,614) + 320,9 \cdot 4,25 = 1579 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (7.89)$$

Дотична напруга:

$$\tau = \frac{Q_2 \cdot S_{y1}}{2 \cdot I_{y1} \cdot \delta} = \frac{380,1 \cdot 9940 \cdot 10}{2 \cdot 1110282 \cdot 0,8} = 21 \text{ МПа}, \quad (7.90)$$

де Q_2 – розрахункова поперечна сила в розглянутому перерізі балки

$$Q_2 = Q_1 + q_{г.б} \cdot a = 368,71 + 6,07 \cdot 1,875 = 380,1 \text{ кН} \quad (7.91)$$

$\delta = 0,8$ см – товщина стінки.

Умовна гнучкість стінки:

$$\bar{\lambda} = \frac{h_{ef}}{t} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{127,2}{0,8} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 6,2. \quad (7.92)$$

Напруження в розтягнутій зоні пластинки 4:

$$\sigma = \frac{\sigma_t \cdot (h_{ef} - 2h_1)}{h_{ef}} = \frac{95 \cdot (127,2 - 2 \cdot 39)}{127,2} = 37 \text{ МПа.}$$

(7.93)

Співвідношення сторін пластинки:

$$\frac{a}{h_2} = \frac{187,5}{88,2} = 2,13.$$

(7.94)

Коефіцієнт α :

$$\alpha = \frac{\sigma_0}{\sigma_0 - \sigma} = \frac{-95}{-95 - 37} = 0,72.$$

(7.95)

Напруження Ейлера:

$$\sigma_y = -E \cdot K \cdot \left(\frac{t}{h_2} \right)^2 = -2 \cdot 10^5 \cdot 11,5 \cdot \left(\frac{0,8}{88,2} \right)^2 = -189 \text{ МПа,}$$

(7.96)

де $K = 11,5$ – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта α та

відношення $\frac{a}{h_2}$;

$t = 0,8$ – товщина пластинки.

$$\tau_y = E \cdot K \left(\frac{t}{h_2} \right)^2 = 2 \cdot 10^5 \cdot 6,5 \cdot \left(\frac{0,8}{88,2} \right)^2 = 107 \text{ МПа,}$$

(7.97)

де $K = 6,5$ – коефіцієнт, що залежить від відношення сторін опорного контуру

Вважаємо, що стискаюче напруження σ_0 приблизно дорівнює половині σ_3 .

При $\frac{a}{h_2} = 2,13$ і $\alpha = 1,0$ знаходимо

$$K_1 = 4,08$$

Якщо пластинка піддається лише дотичним напруженням, то $K = 6,5$

$$\tau_3 = E \cdot K_1 \cdot \left(\frac{t}{h_2} \right)^2 = 2 \cdot 10^5 \cdot 4,08 \cdot \left(\frac{0,8}{88,2} \right)^2 = 67 \text{ МПа} > \frac{\tau}{0,67} = \frac{21}{0,67} = 32 \text{ МПа} \quad (7.98)$$

Стійкість пластинки забезпечена.

Стійкість пластинок панелі 3

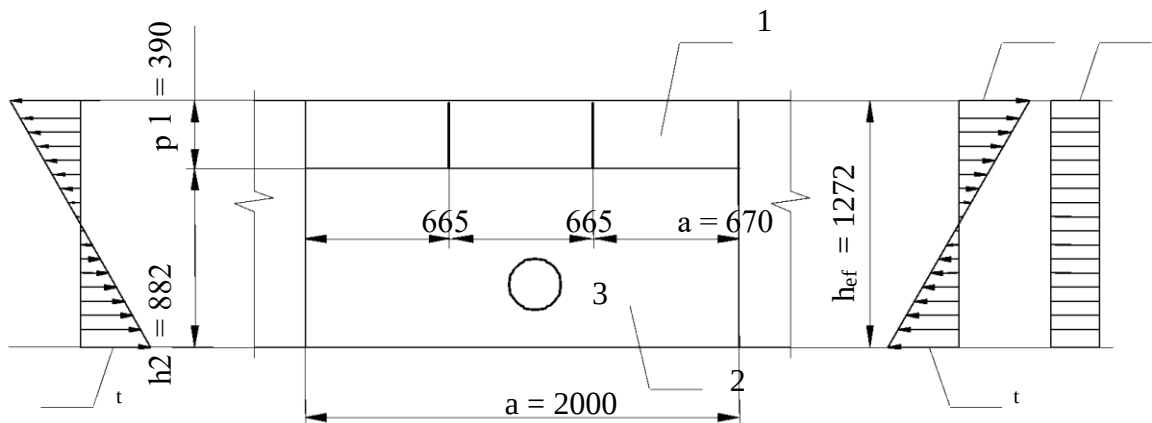


Рисунок 7.10. – Розрахункова схема панелі 3

Розрахункові напруження:

$\sigma_{37-2} = \sigma = 101 \text{ МПа}$ – нормальне напруження на кінці стрижня 37

τ_{39-1}^{cp} - напруження зсуву на початку стрижня 39.

$$\tau = \tau_{39-1}^{cp} = \frac{Q_{39-1}}{2 \cdot h_{ef} \cdot t} = \frac{269,4}{2 \cdot 127,2 \cdot 0,8} = 13 \text{ МПа,} \quad (7.99)$$

де $Q_{39-1} = 269,4$ кН – поперечна сила на початку стрижня 39 (варіант 2, комбінація 3);

$h_{ef} = 127,2$ см – висота стінки;

$t = 0,8$ – товщина стінки.

Умовна гнучкість:

$$\bar{\lambda} = \frac{h_{ef}}{t} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{127,2}{0,8} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 6,2 \quad (7.100)$$

Пластинку 1, розташовану між стиснутим поясом і поздовжнім ребром, перевіряємо за формулою:

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr1}} + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr1}} \right)^2 \leq 0,67$$

$$\sigma_{cr1} = \frac{4,76}{1 - \frac{h_1}{h_{ef}}} \cdot \frac{R_y}{\bar{\lambda}_1^2} = \frac{4,76}{1 - \frac{39}{127,2}} \cdot \frac{309}{1,9^2} = 587 \text{ МПа;} \quad (7.101)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{h_1}{t} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{39}{0,8} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^5}} = 1,9; \quad (7.102)$$

$$\tau_{cr1} = 10,3 \cdot \left(1 + \frac{0,76}{\left(\frac{a_1}{h_1} \right)^2} \right) \cdot \frac{R_s}{\bar{\lambda}_1^2} = 10,3 \cdot \left(1 + \frac{0,76}{\left(\frac{67}{39} \right)^2} \right) \cdot \frac{179}{1,9^2} = 642 \text{ МПа.} \quad (7.103)$$

Умова стійкості пластинки 1:

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr1}} + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr1}} \right)^2 = \frac{94}{587} + \left(\frac{15}{642} \right)^2 = 0,16 < 0,67. \quad (7.104)$$

Пластинку 2, розташовану між поздовжнім ребром і розтягнутим поясом, обчислюємо за формулою:

$$\sqrt{\left[\frac{\sigma \cdot \left(1 - \frac{2h_1}{h_{ef}} \right)}{\sigma_{cr2}} \right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr2}} \right)^2} \leq 0,67, \quad (7.105)$$

$$\sigma_{cr2} = \frac{5,43}{\left(0,5 - \frac{h_1}{h_{ef}} \right)^2} \cdot \frac{R_y}{\bar{\lambda}^2} = \frac{5,43}{\left(0,5 - \frac{39}{127,2} \right)^2} \cdot \frac{309}{6,2^2} = 1167 \text{ МПа}; \quad (7.106)$$

$$\tau_{cr2} = 10,3 \cdot \left(1 + \frac{0,76}{\left(\frac{a}{h_2} \right)^2} \right) \cdot \frac{R_s}{\bar{\lambda}_2} = 10,3 \cdot \left(1 + \frac{0,76}{\left(\frac{200}{88,2} \right)^2} \right) \cdot \frac{179}{4,3^2} = 114 \text{ МПа}; \quad (7.107)$$

$$\bar{\lambda}_2 = \frac{h_2}{t} \cdot \sqrt{\frac{R_y}{E}} = \frac{88,2}{0,8} \cdot \sqrt{\frac{309}{2,06 \cdot 10^6}} = 4,3. \quad (7.108)$$

Умова стійкості пластинки 2:

$$\sqrt{\left[\frac{\sigma \cdot \left(1 - \frac{2h_1}{h_{ef}} \right)}{\sigma_{cr2}} \right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr2}} \right)^2} = \sqrt{\left[\frac{101 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 39}{127,2} \right)}{1167} \right]^2 + \left(\frac{13}{114} \right)^2} = 0,13 < 0,67. \quad (7.109)$$

Стійкість пластинки 2 панелі 4

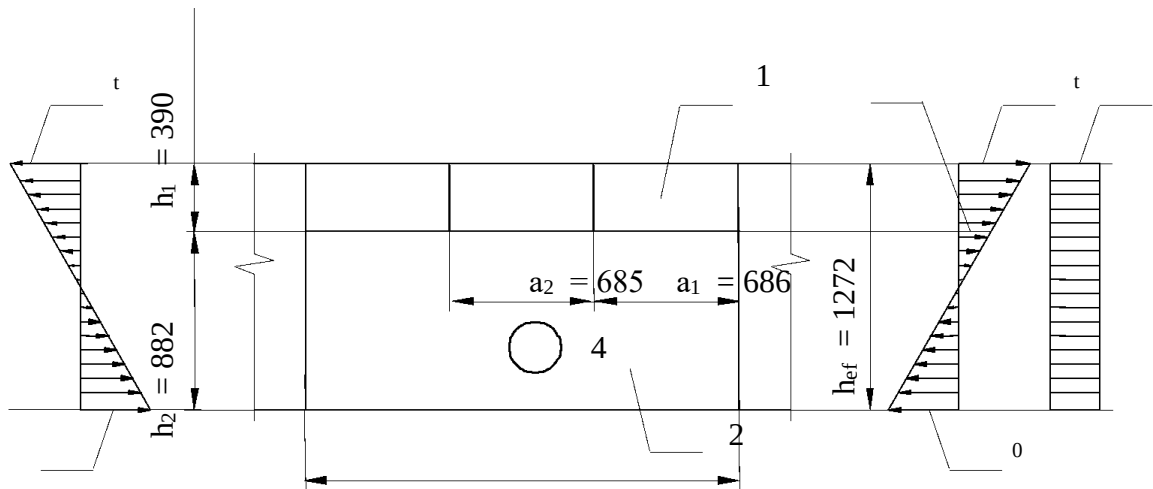


Рисунок 7.11. – Розрахункова схема панелі 4

Розрахункові напруження:

– напруження від згину на кінці стрижня 41:

$$\sigma_0 = -\sigma_t = -\frac{M_{y1.1.2}}{W_{y1(5,6)}} - \frac{M_{z1.1.2}}{W_{z1(3,4)}} = -\frac{535,53 \cdot 10^3}{16571} - \frac{17,42 \cdot 10^3}{9618} = -34 \text{ МПа}; \quad (7.110)$$

$\tau = \tau_{41-2} = 38 \text{ МПа}$ – напруження зсуву в стінці балки на кінці стрижня 41

Пластинку 1, розташовану між розтягнутим поясом і поздовжнім ребром, перевіряємо за формулою.

– напруження в розтягнутій зоні пластинки 2:

$$\sigma = \frac{\sigma_t \cdot (h_{ef} - 2 \cdot h_1)}{h_{ef}} = \frac{34 \cdot (127,2 - 2 \cdot 39)}{127,2} = 13 \text{ МПа} \quad (7.111)$$

Напруження Ейлера:

$$\sigma_{\text{э}} = -E \cdot K \cdot \left(\frac{t}{h_2} \right)^2 = -2 \cdot 10^5 \cdot 12,5 \cdot \left(\frac{0,8}{88,2} \right)^2 = -206 \text{ МПа}, \quad (7.112)$$

де $K = 12,5$ – коефіцієнт;

$t = 0,8$ – товщина пластинки.

Оскільки стискаюче напруження дорівнює $0,17 \sigma_{\text{э}}$, то коефіцієнт K_1 визначаємо за формулою

$$K_1 = 4,16$$

Ейлерове дотичне напруження:

$$\tau_{\text{э}} = E \cdot K_1 \cdot \left(\frac{t}{h_2} \right)^2 = 2 \cdot 10^5 \cdot 4,16 \cdot \left(\frac{0,8}{88,2} \right)^2 = 68 \text{ МПа} > \frac{\tau}{0,67} = \frac{38}{0,67} = 58 \text{ МПа} \quad (7.113)$$

Стійкість пластинки забезпечена.

Стійкість стиснутого поясу головної балки

Стиснутий пояс коробчастої балки перевіряється за коефіцієнтом запасу стійкості:

$$k = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma_{37-2}} \geq \frac{1}{0,67} = 1,5, \quad (7.114)$$

де $\sigma_{\text{кр}}$ – критичне напруження з урахуванням пружного затискання з двох боків

$$\sigma_{\text{кр}} = 98,1 \cdot \left(\frac{100 \cdot \delta_{\text{п}}}{b} \right)^2 = 98,1 \cdot \left(\frac{100 \cdot 1,4}{58,4} \right)^2 = 563 \text{ МПа}; \quad (7.115)$$

$t_{\Pi} = 1,4$ см – товщина пояса;

$b = 58,64$ см – ширина поясного листа в світлі.

Коефіцієнт запасу стійкості пояса:

$$k = \frac{563}{101} = 5,6 > 1,5$$

Стійкість пластинки ноги

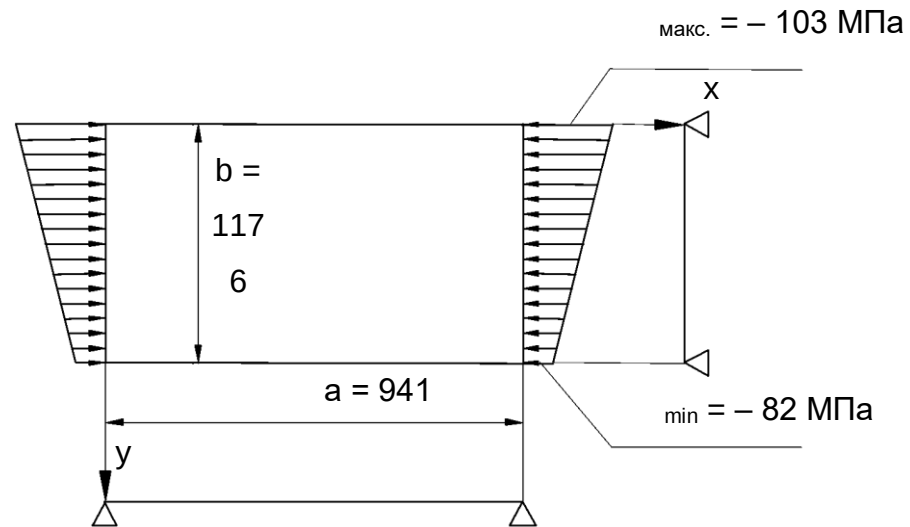


Рисунок 7.12. – Розрахункова схема пластинки ноги

Розрахункові напруження в панелі (кінець стрижня 12):

$$\sigma_{\max} = -\frac{N_{2.6}}{F} - \frac{M_{y1.2.6}}{W_{y1(3,4)}} - \frac{M_{z1.2.6}}{W_{z1(3,4)}} = -\frac{957 \cdot 10}{357} - \frac{106,5 \cdot 10^3}{11622} - \frac{458,1 \cdot 10^3}{6842} = -103 \text{ МПа;} \quad (7.116)$$

$$\sigma_{\min} = -\frac{N_{2.6}}{F} + \frac{M_{y1.2.6}}{W_{y1(3,4)}} - \frac{M_{z1.2.6}}{W_{z1(3,4)}} = -\frac{957 \cdot 10}{357} + \frac{106,5 \cdot 10^3}{11622} - \frac{458,1 \cdot 10^3}{68842} = -82 \text{ МПа.} \quad (7.117)$$

Критичне напруження в точці $y = 0$:

$$\sigma_{\text{к.р.о}} = -k \cdot 19,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{t^2}{b^2} = -4,68 \cdot 19,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{1^2}{117,6^2} = -66 \text{ МПа,} \quad (7.118)$$

де k – коефіцієнт, що визначається за формулою:

$$k = \frac{\alpha}{\alpha - 0,5} \cdot \left(\frac{1}{m} \cdot \frac{a}{b} + m \cdot \frac{b}{a} \right)^2 = \frac{4,9}{4,9 - 0,5} \cdot \left(\frac{1}{1} \cdot \frac{941}{1176} + 1 \cdot \frac{1176}{941} \right)^2 = 4,68 \quad (7.119)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}} = \frac{-103}{-103 - (-82)} = 4,9; \quad (7.120)$$

$m = 1$;

$t = 1$ см – товщина пластинки.

Коефіцієнт запасу стійкості:

$$k = \frac{\sigma_{кр.о}}{\sigma_{\max}} = \frac{66}{103} = 0,64 < \frac{1}{0,67} = 1,49 \quad (7.121)$$

Для забезпечення місцевої стійкості стінки необхідно встановити вертикальне ребро жорсткості перерізом 100х10 мм у чотирьох верхніх панелях, де товщина стінок 10 мм . Ребро встановити на відстані 500 мм від вертикального пояса ноги.

8 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Спеціальний козловий кран вантажопідйомністю $80/2 \times 10$ т призначений для виконання монтажних, ремонтних та експлуатаційних робіт на водоприймальній споруді ГЕС Се Сан 3 (В'єтнам). Кран забезпечує підйом та переміщення затворів, гідромеханічного обладнання, металоконструкцій та допоміжних вантажів під час експлуатації гідроелектростанції.

Використання спеціального козлового крана дозволяє підвищити ефективність проведення ремонтних робіт, зменшити тривалість простоїв гідроагрегатів та забезпечити безпечну експлуатацію водоприймальної споруди.

8.1 Вихідні дані для економічних розрахунків

Для виконання економічного обґрунтування приймаються такі вихідні дані:

- вантажопідйомність головного підйому — 80 т;
- вантажопідйомність допоміжного підйому — 2×10 т;
- режим роботи — середній;
- кількість робочих днів на рік — 300;
- тривалість роботи — 10 год/добу;
- термін експлуатації крана — 20 років.

Орієнтовна вартість виготовлення та монтажу козлового крана складає 5,3 млн дол. США.

8.2 Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення включають:

- вартість металоконструкції;
- вартість механізмів підйому та пересування;
- електрообладнання;
- витрати на транспортування;
- монтажні та пусконаладжувальні роботи.

Загальні капітальні витрати визначаються за формулою:

$$K=K_1+K_2+K_3+K_4+K_5$$

(8.1)

де:

- K_1 — вартість металоконструкції;
- K_2 — вартість механічного обладнання;
- K_3 — вартість електрообладнання;
- K_4 — транспортні витрати;
- K_5 — монтажні витрати.

Для даного проєкту загальна величина капітальних вкладень становить:

$$K = 5,3 \text{ млн. дол. США}$$

8.3 Розрахунок амортизаційних відрахувань

Амортизаційні відрахування визначаються прямолінійним методом:

$$A = \frac{K}{T}$$

де:

- A — річна сума амортизації;
- K — капітальні вкладення;
- T — термін служби обладнання.

Підставляємо значення:

$$A = \frac{5,3}{20} = 0,265 \text{ млн.дол.США}$$

Таким чином, річні амортизаційні відрахування складають:

$$A = 265 \text{ тис.дол.США}$$

8.4 Експлуатаційні витрати

До експлуатаційних витрат належать:

- заробітна плата персоналу;
- витрати на електроенергію;
- витрати на технічне обслуговування;
- витрати на поточний ремонт;
- амортизаційні відрахування.

Річні експлуатаційні витрати визначаються за формулою:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5$$

де:

- C_1 — заробітна плата;
- C_2 — витрати на електроенергію;
- C_3 — витрати на технічне обслуговування;
- C_4 — ремонтні витрати;
- C_5 — амортизаційні відрахування.

Орієнтовні річні експлуатаційні витрати становлять:

$$C = 310\text{--}350 \text{ тис.дол.США}$$

8.5 Економічна ефективність проекту

Використання спеціального козлового крана забезпечує:

- скорочення часу виконання ремонтних робіт;
- підвищення продуктивності праці;
- зниження витрат на залучення сторонньої техніки;
- підвищення надійності роботи ГЕС;
- зменшення аварійних простоїв.

Економічний ефект визначається зниженням експлуатаційних витрат та скороченням часу простою обладнання.

Коефіцієнт економічної ефективності визначається за формулою:

$$E = \frac{\Delta C}{K}$$

де:

- E — коефіцієнт економічної ефективності;
- ΔC — річна економія коштів;
- K — капітальні вкладення.

9 ОХОРОНА ПРАЦІ

Спеціальний козловий кран вантажопідйомністю 80/2×10 т, встановлений на водоприймальній споруді ГЕС Се Сан 3 (В'єтнам), належить до вантажопідіймальних машин підвищеної небезпеки. Під час його експлуатації необхідно забезпечити безпечні умови праці для обслуговуючого персоналу відповідно до вимог нормативних документів з охорони праці та техніки безпеки.

Основними небезпечними та шкідливими виробничими факторами при роботі козлового крана є:

- переміщення великогабаритних вантажів;
- робота електрообладнання високої напруги;
- можливість падіння вантажу;
- робота на висоті;
- вплив підвищеної вологості;
- підвищений рівень шуму та вібрації.

Для забезпечення безпечної експлуатації крана необхідно виконувати вимоги інструкцій з охорони праці та проводити регулярний контроль технічного стану обладнання.

9.1 Вимоги безпеки до конструкції крана

Конструкція спеціального козлового крана повинна відповідати вимогам безпеки вантажопідіймальних машин.

Кран повинен бути обладнаний:

- обмежувачами вантажопідйомності;
- кінцевими вимикачами механізмів підйому та пересування;

- аварійною системою зупинки;
- звуковою та світловою сигналізацією;
- пристроями захисту від перевантаження;
- системою заземлення електрообладнання.

Для безпечного пересування персоналу передбачаються:

- площадки обслуговування;
- захисні огороження;
- протиковзкі настили;
- сходи з поручнями.

9.2 Електробезпека

Оскільки кран працює від електричної мережі, особливу увагу необхідно приділяти заходам електробезпеки.

Для захисту персоналу від ураження електричним струмом застосовуються:

- захисне заземлення;
- автоматичне відключення живлення;
- ізоляція струмоведучих частин;
- використання захисних автоматів і запобіжників.

Опір заземлення визначається за формулою:

$$R = \frac{\rho}{2\pi l} \ln \frac{2l}{d}$$

де:

- R — опір заземлювача;
- ρ — питомий опір ґрунту;
- l — довжина заземлювача;
- d — діаметр заземлювача.

Обслуговування електрообладнання повинно виконуватись тільки персоналом, який має відповідну групу допуску з електробезпеки.

9.3 Пожежна безпека

На водоприймальній споруді ГЕС існує небезпека виникнення пожежі внаслідок короткого замикання електрообладнання або перегріву механізмів.

Для забезпечення пожежної безпеки необхідно:

- встановити порошкові та вуглекислотні вогнегасники;
- забезпечити вільний доступ до евакуаційних виходів;
- виконувати регулярну перевірку електрообладнання;
- проводити інструктажі з пожежної безпеки;
- заборонити використання відкритого вогню поблизу обладнання.

Кран повинен бути оснащений системою аварійного відключення живлення у разі виникнення пожежонебезпечної ситуації.

9.4 Безпека під час експлуатації крана

До керування козловим краном допускаються лише працівники, які:

- пройшли медичний огляд;
- пройшли спеціальне навчання;
- мають посвідчення машиніста крана;
- пройшли інструктаж з охорони праці.

Перед початком роботи машиніст зобов'язаний:

- перевірити справність механізмів;
- перевірити роботу гальм;

- оглянути канати та вантажозахоплювальні пристрої;
- перевірити роботу сигналізації.

Під час роботи забороняється:

- перевищувати допустиму вантажопідйомність;
- перебування людей під піднятим вантажем;
- виконання ремонтних робіт під час руху механізмів;
- робота крана при несправних гальмах або системах захисту.

9.5 Заходи щодо зниження шуму та вібрації

Під час роботи механізмів крана виникають шум та вібрація, які негативно впливають на персонал.

Для зниження рівня шуму застосовуються:

- використання сучасних редукторів;
- встановлення віброгасних прокладок;
- регулярне технічне обслуговування механізмів;
- застосування шумоізоляційних матеріалів.

Рівень шуму на робочому місці не повинен перевищувати допустимих санітарних норм.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. ДСТУ EN 13001-3-1:2024 Крани вантажопідіймальні. Загальне проектування. Частина 3-1: Граничні стани та перевірка відповідності сталевих конструкцій. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2024. — 156 с.
2. ДСТУ EN 13001-2:2019 Безпека вантажопідіймальних кранів. Загальне проектування. Частина 2: Навантаження від вітру та інших зовнішніх чинників. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 74 с.
3. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Металеві конструкції підйомно-транспортних машин: Підручник. — К.: ЦУЛ, 2014. — 368 с.
4. ДСТУ EN 15011:2019 Крани вантажопідіймальні. Крани мостові та козлові. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 210 с.
5. ДБН В.2.6-198:2014 Сталеві конструкції. Норми проектування. — Київ: Мінрегіон України, 2014. — 199 с.
6. Барановський І. В., Король Ю. М. Будівельна механіка та міцність корабля. — Миколаїв: НУК ім. адмірала Макарова, 2011. — 312 с.
7. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. — Львів: Афіша, 2008. — 560 с.
8. ДСТУ EN 13001-1:2019 Крани вантажопідіймальні. Загальне проектування. Частина 1: Загальні принципи та вимоги. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 92 с.
9. ДСТУ ISO 4301-1:2024 Крани вантажопідіймальні. Класифікація. Частина 1: Загальні положення. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2024. — 34 с.
10. ДСТУ ISO 4308-1:2022 Крани вантажопідіймальні. Сталеві канати. Частина 1: Вибір канатів і барабанів. Вказівки щодо розрахунку. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2022. — 118 с.
11. ДСТУ EN 13135:2019 Крани вантажопідіймальні. Конструювання. Вимоги до механізмів. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 168 с.

12. Григор'єв О. В., Петренко Н. О. Довідник з вантажопідіймальних кранів та машин. — Харків: ХНАДУ, 2015. — 420 с.
13. ДСТУ ISO 281:2018 Підшипники кочення. Динамічна розрахункова вантажопідйомність та номінальний ресурс. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2018. — 52 с.
14. Сукач М. К. Проектування будівельних та підйомно-транспортних машин. — К.: Хімджест, 2021. — 472 с.
15. ДСТУ EN 1993-1-8:2023 (Єврокод 3) Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-8: Проектування з'єднань. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2023. — 148 с.
16. ДСТУ EN 13001-3-5:2019 Крани вантажопідіймальні. Загальне проектування. Частина 3-5: Граничні стани та перевірка відповідності механізмів. — Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 134 с.
17. НПАОП 0.00-1.80-18 «Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підйомальних пристроїв і відповідного обладнання». Затверджено Наказом Міністерства соціальної політики України № 62 від 19.01.2018. — Київ, 2018. — 87 с