МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний
(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин та ПТМ
(повне найменування кафедри)

1.Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)
Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему Дослідження коефіцієнтів тертя та кочення в механізмі пересування крана козлового спеціального Q= 80+2x10т

Виконав: студент(ка) 2 курсу, групи М-313м

Спеціальності 133 Галузеве машино буд.
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання

Цой Владислав Васильович
(прізвище та ініціали)
Керівник Мартовицький Л.М.
(прізвище та ініціали)
Рецензент
(прізвище та ініціали)

2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет_____Машинобудівни_____

Кафедра_____Деталі машин та ПТМ_____

Ступінь вищої освіти __Магістр_____

Спеціальність ___133 Галузеве машинобудування_____

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно транспортні машини та механізми

(назва освітньої програми (спеціалізації)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

_____

«_____» _____20___року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

_____Цой Владислав Васильович_____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи)_____ Дослідження коефіцієнтів тертя та кочення в механізмі пересування крана козлового спеціального Q=80+2х10т_____

_____

_____

_____

Керівник проєкту (роботи)___Мартовицький Л.М._____к-т.н___доцент___,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «__11___» жовтня 2024 року № 404

2. Строк подання студентом проєкту (роботи)__17.12.2024_____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)_____Кран козловий спеціальний Q= 80+2х10т

_____

_____

_____

_____

_____

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

1. Механізм головної талі вантажопідйомністю 80 тонн., 2. Допоміжний підйомний механізм в.п. 2х10т., 3. Механізм пересування візка._4. Механізм пересування крана._5. Металоконструкція крану._____

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

___1. Козловий кран в.п. 80/2х10т. 2.Кінематичні та розрахункові схеми_____

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л.М.		
2	Мартовицький Л.М		
3	Мартовицький Л.М		
4	Мартовицький Л.М		
5	Мартовицький Л.М		

7. Дата видачі завдання «__02___» _____10_____2024___року.

1 КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	2 Примітка
1	Механізм головної талі в.п. 80т	14.10.24 – 28.10.24	
2	Допоміжний підйомний механізм в.п 2х10т	28.10.24 – 04.11.24	
3	Механізм пересування візка	04.11.24 – 18.11.24	
4	Механізм пересування крана	18.11.24- 02.12.24	
5	М металоконструкція крана	02.12.24-17.12.24	

Студент _____ Цой В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи) _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Вступ

РЕФЕРАТ 6

ВСТУП 7

ВИХІДНІ ДАНІ 9

Механізм головної талі 9

СТАНДАРТИ І МАТЕРІАЛИ 12

1. МЕХАНІЗМ ГОЛОВНОЇ ТАЛІ ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 80 ТОНН 13

1.1. Вибір канату 15

1.2. Розрахунок канатного барабана 15

1.3. Вибір електродвигуна 16

1.4. Підбір механічної трансмісії головного механізму талі. 17

1.5. Вибір гальм 18

2. ДОПОМІЖНИЙ ПІДЙОМНИЙ МЕХАНІЗМ В.П.2Х10 Т 19

2.1. Вибір канату 21

2.2 Вибір канатного барабану 21

2.3. Вибір електродвигуна 22

2.4. Вибір гальма 22

3. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА 23

3.2. Вибір механічної передачі механізму пересування візка 25

3.3. Вибір гальма 25

4. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА 26

4.1. Вибір електродвигуна 27

4.2 Вибір механічної передачі механізму пересування крана 28

4.3. Вибір гальма 28

5. МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ КРАНА 29

5.1. Норми та матеріали 30
5.2. Нагрузки..... 30
5.2.1.Горизонтальні інерційні навантаження на елементи конструкції під час руху крана та візка..... 33
5.2.2. Вітрові навантаження робочого стану крана 34
5.2.4. Сейсмическая нагрузка..... 35
5.3. Характеристики перерізів..... 36
5.6. ПЕРЕВІРКА СТІЙКОСТІ НІГ..... 55
5.7. Прогин головної балки на консолі..... 61
5.8. Прогин головної балки в прольоті 61
5.9. Розрахунок коротких діафрагм головної балки 62
5.10. Розрахунок зварних швів..... 62
ЛІТЕРАТУРА 76

Реферат

Дипломний проект складається з: сторінок, 19 рисунків, 9 таблиць та 11 джерел інформації.

Спеціальний козловий кран вантажопідйомністю 80/2х10 тонн встановлений на водозабірному об'єкті ГЕС Се Сан 3 (В'єтнам) і призначений для:

для маневрування ремонтними воротами – детонація затвора на 150 мм і, після заповнення міжболтового простору водою, підйом затвора;

для обслуговування допоміжного обладнання водозабору;

для маневрування грейфером при чищенні решіток;

для маневрування колосниками.

Кран призначений для роботи на відкритому повітрі при температурі навколишнього повітря від плюс 6,4°С до плюс 36°С.

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

У процесі розробки я змінив довжину прольоту з 12 м до 14 м.

Вступ

Кран складається з металоконструкції крана, на якій встановлена візок з механізмами підйому та пересування. Металева конструкція крана складається з порталу і чотирьох стійок. Портал являє собою зварну конструкцію коробчатого перерізу, що складається з двох основних балок, по яких рухається візок, і трьох кінцевих балок, що з'єднують головні балки. Портал спирається на чотири стійки, які, в свою чергу, попарно спираються на ходові балки. Кожна ходова балка змонтована на двох балансирах (холостому і веденому). Кран переміщається по рейках КР100.

На приводних балансирах ходових балок встановлені два захвати: напівавтоматичний з Руд = 11 т і ручний з Руд = 5 т.

На ходовій балці з боку хвостової частини встановлений кабельний барабан (для подачі живлення на кран) і майданчики для електрообладнання.

Кран з боку заднього борту має консоль, на якій підвішена кабіна закритого типу з кондиціонером. Доступ в кабіну і до порталу крана здійснюється по сходових клітках.

По обидва боки порталу розташовані майданчики, на одній з яких знаходиться подача струму на візок.

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

Металева конструкція візка складається з двох марок, що представляють собою зварну конструкцію коробчатого перерізу, на якій встановлений основний підйомний механізм, допоміжний механізм талі і механізм пересування.

Основні, ходові, кінцеві балки і стійки з'єднуються між собою зварними швами.

Основний механізм талі складається з канатного барабана Ø1100 мм, підвіски, блоку перенапруг (реле перевантаження) і приводу барабана.

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

Крайні положення підвіски обмежуються двома кінцевими вимикачами: УБ-250А Т2 і ПП-743 Т2. Для управління байпасом (підрив болта на 150 мм) встановлюється командний набір КА-426А-30 Т2.

Механізм допоміжної талі складається з двох барабанів діаметром ∅710 мм, двох підвісок з RTP 5200 мм, двох блоків вирівнювання (в складі реле перевантаження) і барабанного приводу.

Привід механізму складається з двох редукторів 1Ц3У-355М-100-Т2, електродвигуна 4МТМ225М8 Т1 і двох гальм ТКГ-300М Т2.

Крайні положення підвіски обмежуються командним апаратом КА-426А-30 Т2 - нижнє положення і перемикачем ПП-743 - верхнє положення. Робота командного апарату КА-426А-30 Т2 також обмежена висотою підйому на пульті (~8,5 м).

Механізм пересування візка складається з вертикального редуктора ВКУ-765М-71-23-Т2, редуктора 1ЦУ-160-5-21-Т2, електродвигуна DMTN111-6 Т1 і гальма ТКГ-160М Т2. Привід механізму пересування центральний. Візок спирається на чотири колеса по ∅600 мм, з яких два ведучі.

Ходовий механізм крана виконаний з окремим приводом з чотирьох балансирів, два з яких мають привід. Діаметр коліс становить ∅710 мм.

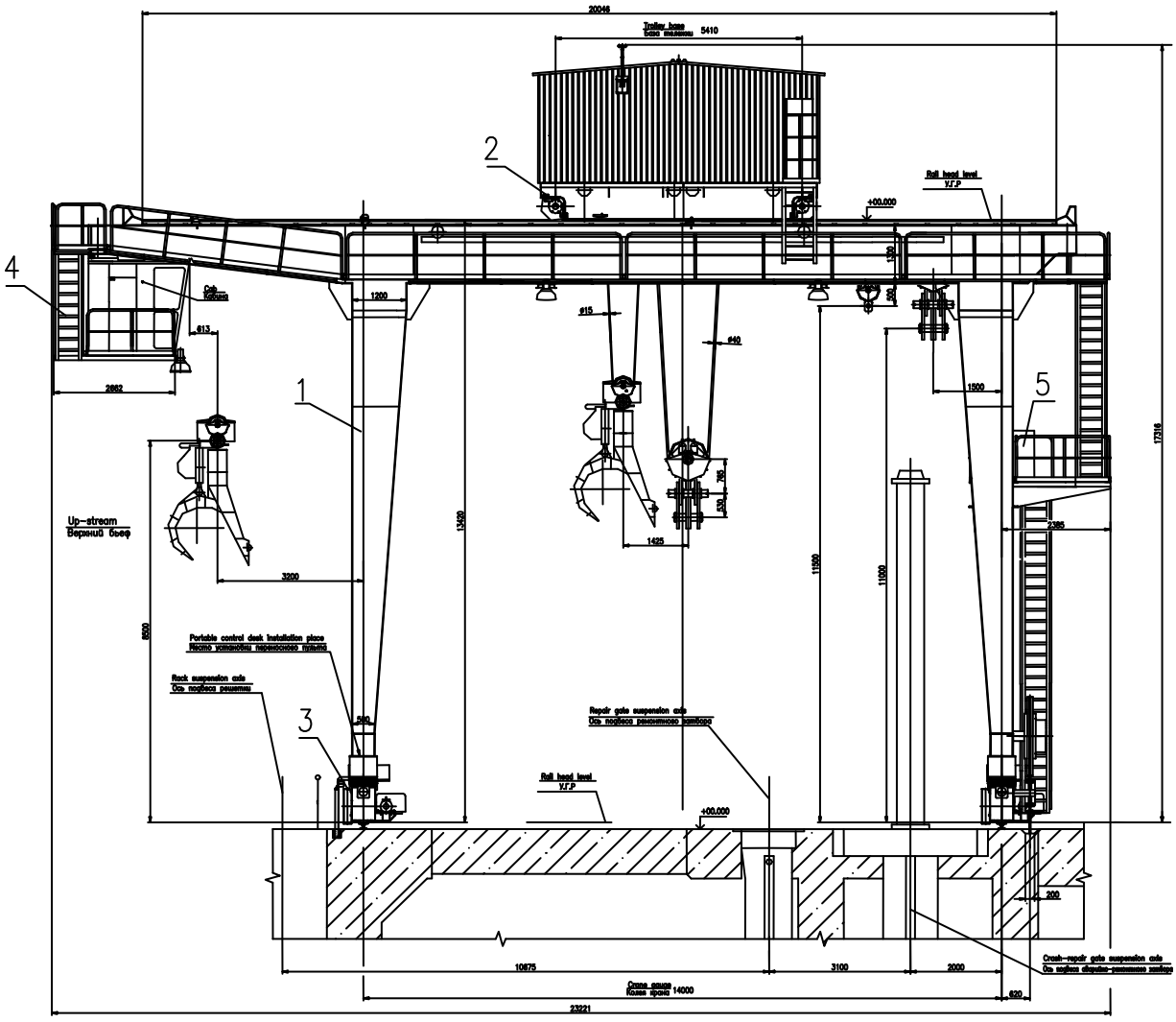
Привід балансирної балки складається з електродвигуна DMTN112-6 Т1, редуктора КЦ2-125Н-40-2КвхКвіх Т1, відкритої зубчастої передачі і гальма ТКГ-200М Т2.

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

Вихідні дані

Механізм головної талі	
Вантажопідйомність, т	80
Дальність підйому, м	
- над головкою рейки	11
- під головкою рейк	21.2
- з байпасом	0,15
Швидкість підйому, м/с (м/хв)	
- у звичайному режимі	0,066 (4)
- при максимальному режимі	0,016 (1)
- посадкова швидкість	0,013 (0,8)
Допоміжний підйомний механізм	
Вантажопідйомність, т	2x10
Дальність підйому, м	
- над головкою рейки	11,5
- під головкою рейки	21.2
Швидкість підйому регулюється, м/с (м/хв)	0,016÷0,133 (1-8)
Відстань між точками підвісу, м	5,2
Механізм пересування візка	
Швидкість руху, м/с (м/хв)	0,083 (5)
Механізм пересування крана	
Швидкість руху, м/с (м/хв)	

- максимум	0,24 (14,4)
- мінімум	0,083 (5)
Підкранова колія, м	14
База крана, м	10,5
Загальні дані	
Живлення для візка	гнучкий кабель
Живлення крана	гнучкий кабель
Живлення на грейферний	гнучкий кабель
Базове управління краном	з кабіни
Аварійне управління краном	з переносного пульта
Струм і напруга, в	380/220, 50 гц



1 – Металева конструкція крана

2 – Візок

3 – Механізм пересування крана

4 – Кабіна крана

5 - Електрообладнання

Креслення 1 – Козловий кран вантажопідйомністю 80/2х10 тонн

Стандарти і матеріали

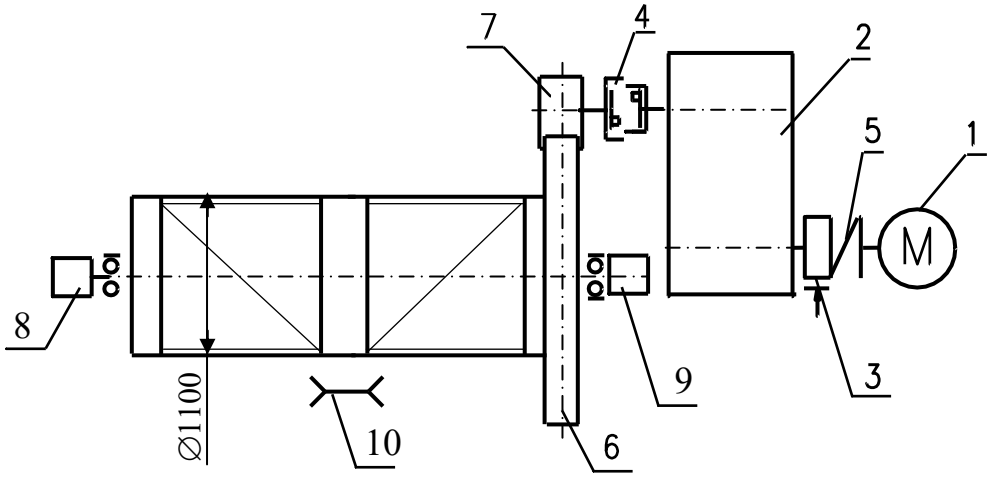
Розрахунок виконаний відповідно до вимог СТП 00117794-2-11-95. Основні положення проектування, [Л.1].

Допустимі опори для основного металу визначені у відповідних розділах розрахунку.

Матеріали, прийняті для виготовлення:

- металоконструкції – 325-09Г2С-12 ГОСТ 19281-89 (листовий метал);
- деталі механізмів – 20-3ГП-М1-ТВ1; 45-3ГП-М1-ТВ1, 45-2ГП по ГОСТ 1050-88, 30Л по ГОСТ 977-88;
- Заводські зварні шви –Св-08Г2С по ГОСТ 2246-70;
- Монтажні зварні шви – Э46А по ГОСТ 9467-75.

1. Механізм головної талі вантажопідйомністю 80 тонн



1-Електродвигун 4МТМ280М10 Т1
N = 60 кВт, n = 575 об/хв, 380 В, 50 Гц

2 – КПП Ц2Н-630-50-12 Т2

3 – гальмо ТКГ-400М Т2

4 – Зубчаста муфта

5 – Напівзчеплення пальців

6 – Зубчасте колесо m=24, z=85

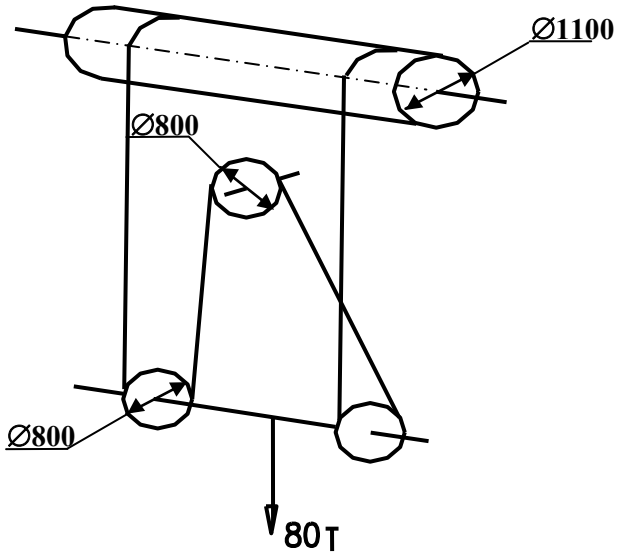
7 – Вал шестерні m=24, z=17

8 – автоматичний вимикач УБ-250А-Т2

9 – командний апарат Ка426А-30 Т2

10 – Реле перевантаження та ослаблення каната

Креслення 1.1 – Кінематична схема механізму головної талі вантажопідйомністю 80 т



Креслення 1.2. - Схема зберігання каната основного підйомного механізму

Таблиця 1.1. –Вихідні дані

Параметри	Найменування	Розмір
Клас механізму за стандартом ISO 4301/1		M2
Вантажопідйомність підвіски, кгс	Q	80000
Вага підвіски, кгс	Gп	1860
Швидкість підйому, м/хв (м/с)	V	0,8-4,0 (0,013-0,066)
Висота підйому, м	H	32,2
кратність шківа	m	2 двійковий

1.1 Вибір канату

ККД шківа	$\eta_п$	0,97
ККД барабана	$\eta_б$	0,97

Розраховуємо максимальне зусилля в гілці мотузки:

$$S = \frac{9{,}81 \cdot (Q + G_n)}{2 \cdot m \cdot \eta_n \cdot \eta_б} = \frac{9.81 * (80000 + 1860)}{2 * 2 * 0.97 * 0.97} = 211328H$$

Мінімально допустимий коефіцієнт використання мотузки (фактор запасу міцності)	Zmin	4,5
Прийнятий діаметр каната, мм	d	39,5
Тип канату	Канат 39,5-Г-І-Ж-Н-Р-1960 ГОСТ 2688-80	
Маркувальна група каната, Мпа		1960
Розривне зусилля каната в цілому, Н	$S_р$	938500

Розраховуємо фактичний коефіцієнт використання каната:

$$Z_ф = \frac{S_p}{S} = \frac{938500}{211328} = 4{,}5$$

1.2 Розрахунок канатного барабана

Розраховуємо мінімально допустимий діаметр барабана в нижній частині канавки, м

$$D_б^{\min} = 12{,}5 \cdot d = 12{,}5 * 0{,}0395 = 0{,}493 \text{ м}$$

Допустимі діаметри барабанів:

по дну канавки, м	$D_б$	1,1
по середній лінії мотузки, м	Dср	1,1395
Внутрішній діаметр барабана, м	Dвн	1,024
Крок нарізки, мм	t	45,12

Обчислюємо корисну довжину канату, намотаного на барабан, м

$L = H \cdot m = 32,2*2 = 64,4$ м

Розраховуємо кількість робочих витків нарізки :

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

Розраховуємо загальну кількість ходів нарізки:

$z_о = z + z_д = 18 + 4 = 22$

Розраховуємо довжину відрізаної частини однієї секції барабана, мм

$L_н = z_о \cdot t = 22*45,12 = 993$

1.3 Вибір електродвигуна

Кількість приводів талі	$N_{прив.}$	1
Ефективність підйомного механізму	ηо	0,9

Розрахункова статична потужність електродвигуна, кВт :

$$P_{ст} = \frac{(Q + G_п) \cdot V}{6120 \cdot \eta_о} = \frac{(80000 + 1860) * 4}{6120 * 0,9} = 59,4 \text{ кВт}$$

Вибираємо електродвигун	4MTM280M10 T2	
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	60
Частота обертання валу двигуна, об/хв	$n_{дв}$	575

Максимальний крутний момент двигуна, Нм	Mmax	3200
Номінальний крутний момент двигуна, Нм	$M_{ном}$	1271

Визначте максимальний пусковий момент електродвигуна, Нм :

Мдв.пуск ≈ 0,7·M_{max} = 0,7 * 3200 = 2240 Н·м

Статичний момент від дії номінального вантажу, Н·м $M_{ст}$ 1164

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

- по максимально допустимій нагрузці, Н·м

Мдв = 0,6·Mmax = 0,6 * 3200 = 2200 Н·м

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

- за умовами запуску

$M_{дв.пуск} > 1,7 \cdot M_{ст}$

2200>1978.8 – умова виконується

1.4 Підбір механічної трансмісії головного механізму талі.

Позначення КПП		Ц2Н-630-50-12 Т2
Передавальне число	ip	50
Передавальне число відкритих зубчастих пар (z1 = 85; z2 = 17)	$i_{пр}$	5

Визначте загальне передавальне число механізму :

I_0 = ip · i3 = 5 * 50 = 250

1.5 Вибір гальм

Коефіцієнт гальмівного запасу $к_г$ 1,5

Необхідний гальмівний момент, Н·м :

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

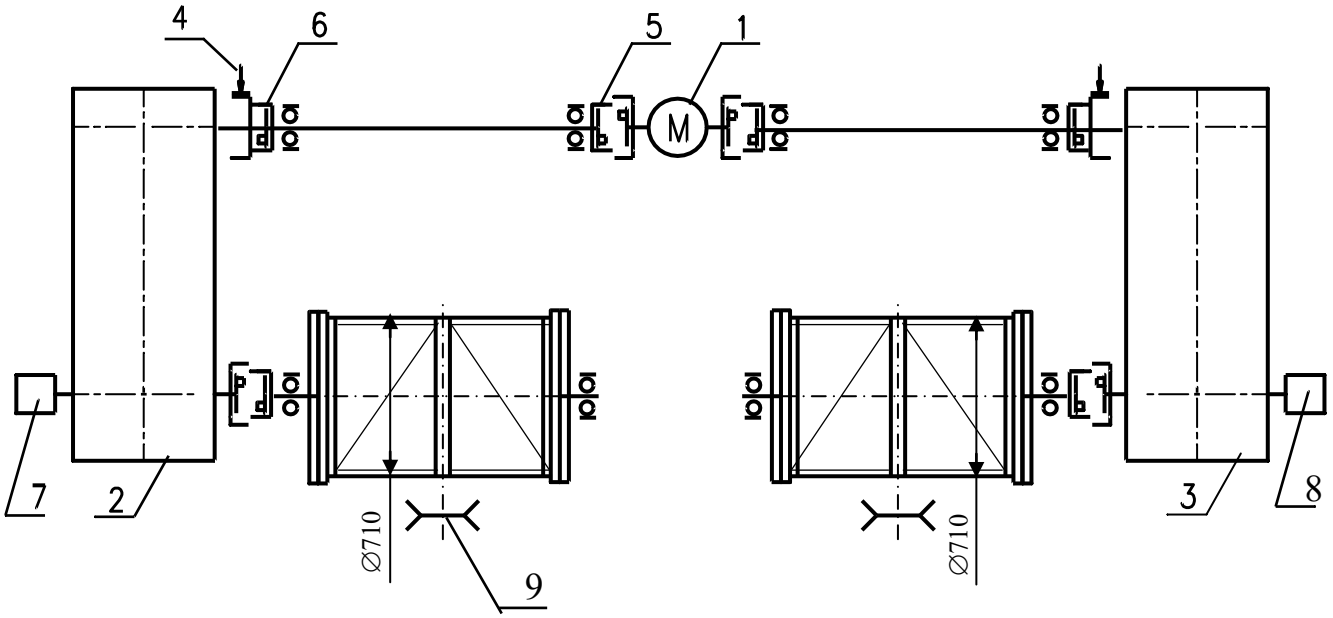
Максимальна ефективність гальмування :

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

Відповідно до необхідного гальмівного моменту виберіть гальмо ТКГ-400М Т2

Максимальний гальмівний момент, Н·м $М_{Гmax}$ 1500

2. Допоміжний підйомний механізм в.п.2х10 т



1-Електродвигун 4МТМ225М8 Т1
N = 30 кВт, n = 715 об/хв, 380В,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

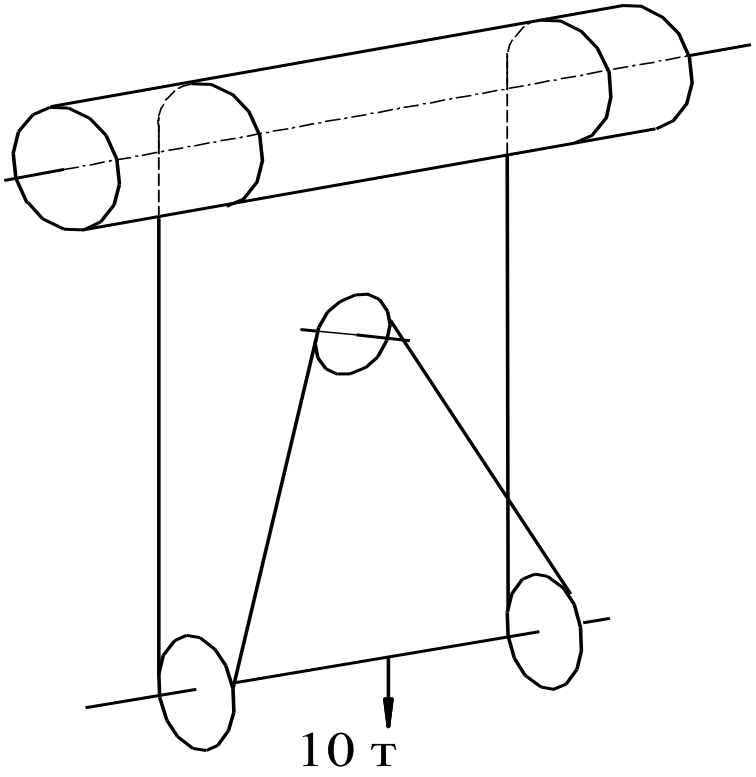
6– Зубчаста напівмуфта

7 – Командний апарат КА-426А-30 Т2

8 – Механізм сигналізації положення МСП-1-1 Т2

9 – Реле перевантаження та ослаблення каната

Креслення 2.1.- Кінематична схема допоміжного підйомного механізму в.п. 2х10 т



Креслення 2.2. – Схема зберігання канату
Допоміжног підйомного механізму .п. 2х10 т

Клас механізму за стандартом ISO 4301/1		М2
Вантажопідйомність підвіски, кгс	Q	10000
Вага підвіски, кгс	$G_п$	250
Швидкість підйому, м/хв (м/с)	V	1-8 (0,016-0,133)
Висота підйому, м	H	32,7
Кратність шківа	m	2
		Двійковий

2.1. Вибір канату

ККД шківа	$\eta_п$	0,97
ККД барабана	$\eta_б$	0,98

Визначаємо максимальне зусилля в розгалуженні каната, Н :

$$S = \frac{9{,}81 \cdot (Q + G_n)}{2 \cdot m \cdot \eta_n \cdot \eta_б} = \frac{9.81 * (10000 + 250)}{2 * 2 * 0{,}97 * 0{,}98} = 26444 \text{ Н}$$

Мінімально допустимий коефіцієнт Використання канату (коефіцієнт запасу міцності)	Z_{min}	4,5
Прийнятий діаметр каната, мм	d	15
Тип канату	Канат 15-Г-І-Ж-Н-Р-1670 ГОСТ 2688-80	
Маркувальна група каната, МПа		1670
Розривне зусилля каната в цілому, Н	S_p	122000

Визначаємо фактичний коефіцієнт використання каната :

$$Z_ф = \frac{S_p}{S} = \frac{122000}{26444} = 4{,}6$$

2.2 Вибір канатного барабану

Визначаємо мінімально допустимий діаметр барабана в нижній частині канавки, м :

$D_б^{min} = 12{,}5 \cdot d = 12{,}5 * 0{,}015 = 0{,}188$ м

Допустимі діаметри барабанів:

по дну канавки, м	$D_б$	0,71
по середній лінії канату, м	$D_{ср}$	0,725
Внутрішній діаметр барабана, м	$D_{вн}$	0,67

2.3. Вибір електродвигуна

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

Визначаємо розрахункову статичну потужність електродвигуна, кВт :

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

Вибираємо електродвигун		4МТМ225М8 Т2
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N	30
Частота обертання валу двигуна, об/хв	$n_{дв}$	715

2.4. Вибір гальма

Сумарне передавальне число механізму	i_o	100
Коефіцієнт гальмівного запасу	$к_Т$	1,5

Визначаємо необхідний гальмівний момент, Н·м :

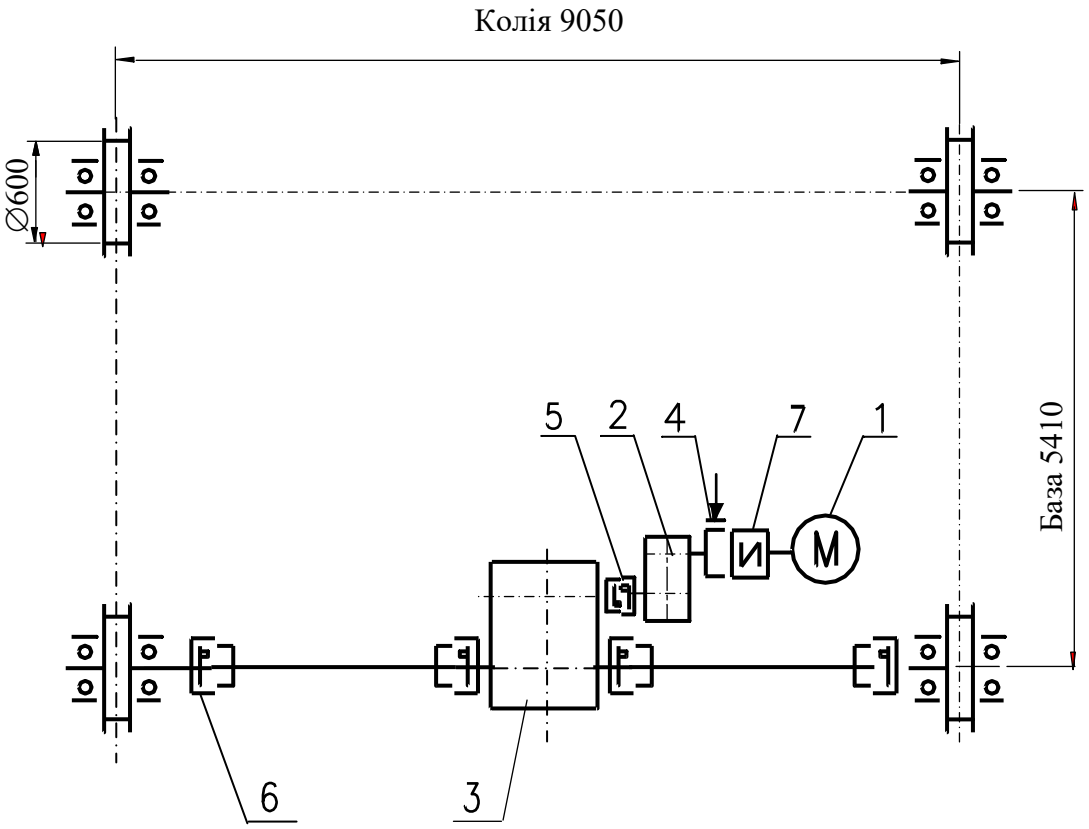
$$M_T = \kappa_T \cdot \frac{9{,}81 \cdot (Q + G_n) \cdot D_{ср}}{2 \cdot m \cdot i_o} \cdot \eta_{max} = 1{,}5 * \frac{9{,}81 * (10000 + 250) * 0{,}725}{2 * 2 * 100} * 0{,}925 = 500 \text{ Н·м}$$

Максимальна ефективність гальмування	η_{max}	0,925

За знайденим гальмівним моментом вибираємо гальмо ТКГ-300М Т2

Максимальний гальмівний момент, Нм	$M_Т^{max}$	800

3. 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 – Зубчаста напівмуфта
7 – Напівзчеплення з пальцями

Креслення 3.1 – Кінематична схема механізму пересування візка

Клас механізму ISO 4301/1	М3
Вага візка, кгс	Gтел 60000
Вага вантажу, що перевозиться, кгс	Gгр 80000
Швидкість пересування візка, м/с (м/хв)	V 0,083 (5)
Діаметр ходового колеса, м	Dк 0,6
Загальна кількість коліс	n 4
Кількість приводних коліс	nпр 2
Тип підшипкової рейки	КР70

3.1. Вибір електродвигуна

Питомий опір руху візка, кг/т	q	10
ККД механізму пересування	η_o	0,85

Визначаємо повний статичний опір пересування, кН:

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

Визначаємо розрахункову статичну потужність електродвигуна, кВт:

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

Вибираємо електродвигун	ДМТН111-6 Т1
Номінальна потужність електродвигуна,	кВт N 3
Частота обертання валу електродвигуна, об/хв	nдв 890
Номінальний момент електродвигуна, Нм	Мном 32,8

3.2. Вибір механічної передачі механізму пересування візка

Визначаємо необхідне передатне число механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_к \cdot n_{дв}}{60 \cdot V} = \frac{3{,}14 * 0{,}6 * 890}{60 * 0{,}083} = 336{,}8$$

Вибираємо редуктор ВКУ-765М-71-23-Т2

Фактичне передатне відношення редуктора ip1 66,28

Позначення редуктора 1ЦУ-160-5-21-Т2

Передатне відношення редуктора ip2 5

Визначаємо загальне передатне число механізму:

i0 = ip1· ip2 = 66,28*5 = 331,4

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

$$V_Ф = \frac{\pi \cdot D_к \cdot n_{дв}}{60 \cdot i_o} = \frac{3{,}14 * 0{,}6 * 890}{60 * 331{,}4} = 0{,}084 \text{ м/с}$$

3.3. Вибір гальма

Коефіцієнт запасу гальмування $к_Т$ 1,5

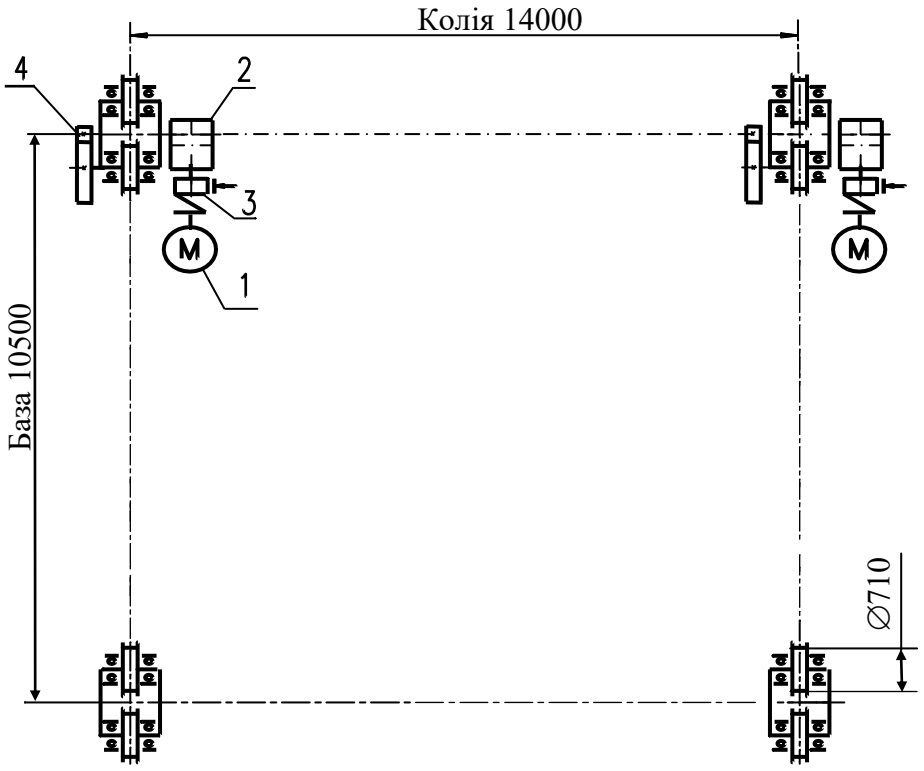
Визначаємо необхідний гальмівний момент, Н·м:

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

Вибираємо гальмо ТКГ-160М Т2

Максимальний гальмівний момент, Н·м $М_Т^{max}$ 100

4. Механізм пересування крана



Креслення 4.1. – Кінематична схема механізму пересування крана

1 – Електродвигун ДМТН112-6 Т1
$N^{40\%}$ = 4,5 кВт; n = 900 об/мин.
2 – Редуктор
КЦ2-125Н-45-42КвхКвых Т1

3 – Гальмо ТКГ-200М Т2
4 – Відкрита зубчата передача
m = 14; z_1/z_2 = 51/17; $i_з$ = 3

Клас механізму ISO 4301/1		М3
Вага крана, тс	$G_{кр}$	116,4
Вага вантажу що перевозиться, тс	$G_{гр}$	80
Швидкість руху крану, м/хв (м/с)	V	14,4 (0,24)
Діаметр ходового колеса, м	$D_к$	0,71
Загальна кількість коліс,	n	8
Кількість приводних коліс,	nпр	2
Тип підкранової рейки		КР100
Тип приводу		раздельный

4.1. 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 пересування, Н:

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

Визначаємо розрахункову статичну потужність електродвигуна, кВт:

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

Вибираємо електродвигун	ДМТН112-6 Т1
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	N 4,5
Частота обертання валу електродвигуна, об/хв	nдв 900
Номінальний момент електродвигуна, Н·м	Мном 47,8

4.2 Вибір механічної передачі механізму пересування крана

Визначаємо необхідне передане число механізму:

$$i_н = \frac{\pi \cdot D_к \cdot n_{дв}}{60 \cdot V} = \frac{3{,}14 * 0{,}71 * 900}{60 * 0{,}24} = 135$$

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

Передатне відношення редуктора $i_р$ 45

Передатне відношення відкритої зубчастої пари

($z_1 = 51$; $z_2 = 17$) i_3 3

Визначаємо загальне передатне відношення механізму:

io = ip · iз = 45*3 = 135

фактичну швидкість пересування, м/с (м/хв):

nдв = 900 – 100% nдв (40%) = 360

$$V_Ф = \frac{\pi \cdot D_к \cdot n_{дв}^{40\%}}{60 \cdot i_o} = \frac{3{,}14 * 0{,}71 * 360}{60 * 135} = 0{,}24 \text{ м/с}$$

4.3. Вибір гальма

Коефіцієнт запасу гальмування $к_Т$ 1,5

Визначаємо розрахунковий гальмівний момент, Нм:

$$M_Р = k_Т \cdot M_{ном} = 1.5 * 47{,}8 = 72 \text{ Н·м}$$

Вибираємо гальмо ТКГ-200М Т2

Максимальний гальмівний момент, Н·м $М_Т^{max}$

300

5. Металоконструкція крана

Вантажопідйомність, Q, т	80/2х10
Колія крана, Lк, м	14
База крана, Вк, м	10,5
Колія візка, Lт, м	9,05
База візка, Вт, м	5,41
Швидкість підйому вантажу найбільша, Vг, м/с	0,067
Висота підйому (над рівнем головки рейки), Н, м	11
Швидкість пересування крана, Vк, м/с	0,25
Швидкість пересування візка, Vт, м/с	0,083
Кількість коліс крана:	
загальне, nк, шт.	8
ведучих, nв, шт.	2
Мінімальне наближення вантажу м.п.	80 т
до осі рейки з боку нижнього б'єфу, м	1,5
Максимальний виліт гака г.п.	80 т
на консоль з боку верхнього б'єфу,м	1,59
Максимальний виліт гака г.п. 2х10 т	
на консоль з боку верхнього б'єфу, м	3,2
Вага візка, Gт, кН	441,5
Максимальна швидкість вітру, V, м/с	28,1
Сейсмічність, у балах	7,2
Тип підстілкової рейки	КР70А
Режим роботи	

5.1. Норми та матеріали

Розрахунок металоконструкції крана виконано відповідно до вимог ОСТ 24.090.72-83 "Норми розрахунку сталевих конструкцій мостових та козлових кранів". [1]

Основний матеріал виготовлення металоконструкції – сталь 09Г2С ГОСТ 19281-89.

Допустима напруга для основного металу і зварних швів приведена в таблиці

Таблиця 5.1. – Допустима напруга в основному металі та зварних швах

Вид напруги	**Матеріал**	**Допустима напруга, МПа**			
		Основне поєднання		**Особливе поєднання**	
		формула	**напруга**	**формула**	**напруга**
Нормальне напруга	Сталь 09Г2С $\sigma_т$ = 325 МПа $\sigma_в$ = 470 МПа	$[\sigma] = 0{,}67 \cdot \sigma_т$	218	$[\sigma_o] = 0{,}75 \cdot \sigma_т$	244
Напруга зсуву		$[\tau] = 0{,}57 \cdot [\sigma]$	124	$[\tau_o] = 0{,}57 \cdot [\sigma_o]$	139
Напруга зсуву у кутових швах		$[\tau_f] = 0{,}67 \cdot R_{\omega f}$	144	$[\tau_{fo}] = 0{,}75 \cdot R_{\omega f}$	161

5.2. Нагрузки

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

– зосереджена:

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

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

G_i – вага відповідного елемента;

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

– рівномірно розподілена:

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

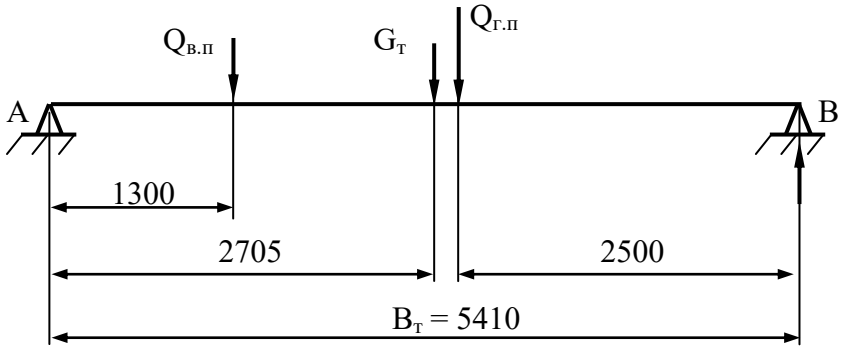
де q_i – інтенсивність розподіленого навантаження;

ℓ_i – довжина відповідного елемента.

Таблиця 5.2. – 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 (стержні 22–24)	1,7	9,05	18,3	2,03
Ригель (стержні 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 керування	2,0	–	21,6	–
Електроустаткування з майданчиком	7,0	9,05	75,5	8,3
Стійка з безконсольної сторони з баластом	10,0	11,4	107,9	9,8
Кабельний барабан	1,5	–	16,2	–

Вертикальні навантаження від коліс візка з вантажем



Креслення 5.1. – Розрахункова схема для визначення вертикальних навантажень на колеса візка

Нормативні навантаження під час роботи головного підйому:

$$P^{н}_{A.Q_{г.п}} = \frac{Q_{г.п} \cdot q \cdot 2500}{2 \cdot B_т} + \frac{G_т}{4} = \frac{80 \cdot 9{,}81 \cdot 2500}{2 \cdot 5410} + \frac{441{,}5}{4} = 291{,}7 \text{ кН},$$

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

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

$$P^{н}_{B.Q_{г.п}} = \frac{Q_{г.п} \cdot q \cdot 2910}{2 \cdot B_т} + \frac{G_т}{4} = \frac{80 \cdot 9{,}81 \cdot 2910}{2 \cdot 5410} + \frac{441{,}5}{4} = 321{,}4 \text{ кН}.$$

Розрахункові навантаження під час роботи головного підйому:

$$P^{р}_{A.Q_{г.п}} = \frac{k_Q \cdot Q_{г.п} \cdot q \cdot 2500}{2 \cdot B_т} + \frac{k_G \cdot G_т}{4} = \frac{1{,}25 \cdot 80 \cdot 9{,}81 \cdot 2500}{2 \cdot 5410} + \frac{1{,}1 \cdot 441{,}5}{4} = 348 \text{ кН},$$

де $k_Q = 1{,}25$ – коефіцієнт перевантаження для ваги вантажу, що піднімається;

$k_G = 1{,}1$ – коефіцієнт навантаження для власної ваги;

$$P^{р}_{B.Q_{г.п}} = \frac{k_Q \cdot Q_{г.п} \cdot q \cdot 2910}{2 \cdot B_т} + \frac{k_G \cdot G_т}{4} = \frac{1{,}25 \cdot 80 \cdot 9{,}81 \cdot 2910}{2 \cdot 5410} + \frac{1{,}1 \cdot 441{,}5}{4} = 385{,}2 \text{ кН}.$$

Розрахункові навантаження під час руху крана з вантажем $Q_{г.п} = 80$ т:

$$P^{д}_{A.Q_{г.п}} = \frac{k^{д}_Q \cdot Q_{г.п} \cdot q \cdot 2500}{2 \cdot B_т} + \frac{k_G \cdot G_т}{4} = \frac{1{,}1 \cdot 80 \cdot 9{,}81 \cdot 2500}{2 \cdot 5410} + \frac{1{,}1 \cdot 441{,}5}{4} = 320{,}9 \text{ кН},$$

де $k^{д}_Q = 1{,}1$ – коефіцієнт навантаження для сили тяжіння вантажу;

$$P^{д}_{B.Q_{г.п}} = \frac{k^{д}_{Q} \cdot Q_{г.п} \cdot q \cdot 2910}{2 \cdot B_{т}} + \frac{k_{G} \cdot G_{т}}{4} = \frac{1{,}1 \cdot 80 \cdot 9{,}81 \cdot 2910}{2 \cdot 5410} + \frac{1{,}1 \cdot 441{,}5}{4} = 353{,}6 \text{ кН.}$$

Нормативні навантаження під час роботи допоміжного підйому:

$$P^{н}_{A.Q_{в.п}} = \frac{Q_{в.п} \cdot q \cdot 4110}{2 \cdot B_{т}} + \frac{G_{т}}{4} = \frac{20 \cdot 9{,}81 \cdot 4110}{2 \cdot 5410} + \frac{441{,}5}{4} = 184{,}9 \text{ кН;}$$

$$P^{н}_{B.Q_{в.п}} = \frac{Q_{в.п} \cdot q \cdot 1300}{2 \cdot B_{т}} + \frac{G_{т}}{4} = \frac{20 \cdot 9{,}81 \cdot 1300}{2 \cdot 5410} + \frac{441{,}5}{4} = 134 \text{ кН.}$$

Розрахункові навантаження під час роботи допоміжного підйому:

$$P^{р}_{A.Q_{в.п}} = \frac{k'_{Q} \cdot Q_{в.п} \cdot q \cdot 4110}{2 \cdot B_{т}} + \frac{k_{G} \cdot G_{т}}{4} = \frac{1{,}25 \cdot 20 \cdot 9{,}81 \cdot 4110}{2 \cdot 5410} + \frac{1{,}1 \cdot 441{,}5}{4} = 214{,}6 \text{ кН,}$$

де $k'_{Q} = 1{,}16$ – коефіцієнт навантаження для роботи грейфером;

$$P^{р}_{B.Q_{в.п}} = \frac{k'_{Q} \cdot Q_{в.п} \cdot q \cdot 1300}{2 \cdot B_{т}} + \frac{k_{G} \cdot G_{т}}{4} = \frac{1{,}25 \cdot 20 \cdot 9{,}81 \cdot 1300}{2 \cdot 5410} + \frac{1{,}1 \cdot 441{,}5}{4} = 150{,}9 \text{ кН,}$$

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

При русі крана

Інерційні навантаження:

$$F^{к}_{ин} = 0{,}15 \cdot G_{i} \cdot a,$$

де G_i – сила ваги елемента конструкції крана;

a – максимальне прискорення крана

$$a = \mu_{0} \cdot g \cdot \frac{n_{в}}{n_{к}} = 0{,}14 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{2}{8} = 0{,}35 \text{ м/с}^2,$$

$\mu_{0} = 0{,}14$ – коефіцієнт тертя колеса по рейці. [3, стр. 78]

Під час руху візка

$$T^{т}_{ин} = \mu_{0} \cdot N_{пр} = 0{,}14 \cdot 321{,}4 = 45 \text{ кН,}$$

де $N_{пр} = P^{н}_{B.Q_{г.п}} = 321{,}4$ кН – навантаження від приводного колеса візка

Таблиця 5.3. - Горизонтальні інерційні навантаження на елементи крану

Елемент конструкції	G_i, кН	ℓ_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 (стержні 23–26)	16,6	–	0,87	–
Ригели (стержні 27–30 та 31–33)	9,81	–	0,54	–
Стійка з боку довгої консолі	38,3	11,4	2,0	0,18
Стійка боку короткої консолі з баластом	98,0	11,4	5,15	0,45
Ходова балка	37,3	–	1,96	–
Кабіна керування	19,62	–	1,08	–
Електрообладнання зі сходами та майданчиками	39,0	–	3,6	–
Візок	441,5	–	23,2	–
Вантаж $Q_{г.п}$ на гначкій підвісці	$F_{ин}^{Q} = 0{,}01 \cdot Q_{г.п} \cdot a$		2,9 кН	

5.2.2. Вітрові навантаження робочого стану крана

Ветровые нагрузки определяются по формуле:

$W = k \cdot c \cdot q \cdot A$, [2, стр. 2]

где k – коэффициент высоты;

c – аэродинамический коэффициент;

q = 250 Па – давление ветра рабочего состояния;

A – наветренная площадь.

5.2.3.Нагрузка от силы перекоса

Сила перекосу визначається за умови пробуксовування приводного колеса крана:

$N_{пер} = 2 \cdot \mu_0 \cdot N_{min} = 2 \cdot 0{,}14 \cdot 84 = 23{,}5$ кН, [3, стр. 78]

де N_{min} = 84 кН – мінімальне навантаження на пробуксове колесо крана.

Таблиця 5.4. – Вітрові навантаження

Елемент конструкції	Напрям вітру	k	c_i	A_i, $м^2$	ℓ_i, м	W_i, кН	q_i, кН/м
Шатер	Уздовж підкранових шляхів	1,48	1,2	22,8	–	10,2 / 21,7	–
Головна балка		1,48	2,85	30,8	21,341	32,5 / 69,3	1,52 / 3,25
Стійка		1,4	1,6	11,0	11,4	6,2 / 13,2	0,54 / 1,15
Кабіна		1,48	1,2	5,0	–	2,2 / 4,69	–
Шатер	Поперек підкранових шляхів	1,48	1,2	38,2	–	17,0 / 36,21	–
Ригелі		1,48	1,7	16,2	9,05	10,2 / 21,7	0,375 / 0,799
Стійка		1,4	1,4	7,0	11,4	3,43 / 7,31	0,3 / 0,64
Кабіна		1,48	1,2	5,0	–	2,2 / 4,69	–
Вантаж		1,4	1,2	32,0	–	13,44	–
Електрообладнання		1,4	1,2	17,0	9,05	7,1 / 15.2	0,78 / 1,67

Примітка: У чисельнику задані навантаження робочого стану крана, а знаменнику – неробочого.

5.2.4. Сейсмическая нагрузка

Сейсмічна навантаження на елементи металоконструкції крана:

$$S_{iк} = Q_к \cdot k_c \cdot \beta_i \cdot \eta_{iк},$$ [3, стр. 88]

де $Q_к$ – навантаження, що викликає інерційну силу;

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

[3, стр. 88]

β_i = 3 – коефіцієнт динамічності; [3, стр. 88]

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

[3, стр. 88]

Таблиця 5.5. - Сейсмічні навантаження

Елемент конструкції	Напрям вагань	$Q_к$, кН	$\ell_к$, м	$S_{i\,к}$, кН	$q_{i\,к}$, кН/м
Візок	Уздовж або впоперек підкранових шляхів	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
Електроустаткування 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
Ходовая балка		37,3	10,5	3,36	0,32

5.3. Характеристики перерізів

В таблиці 5.6. прийнято такі умовні позначення:

F – площа перерізу;

I_{y1} – момент інерції щодо осі y_1;

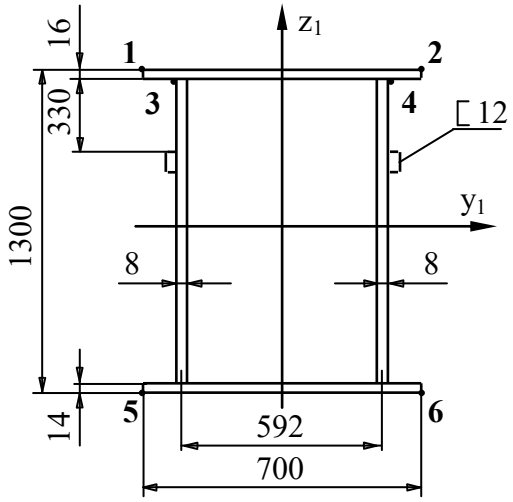
I_{z1} – момент інерції щодо осі z_1;

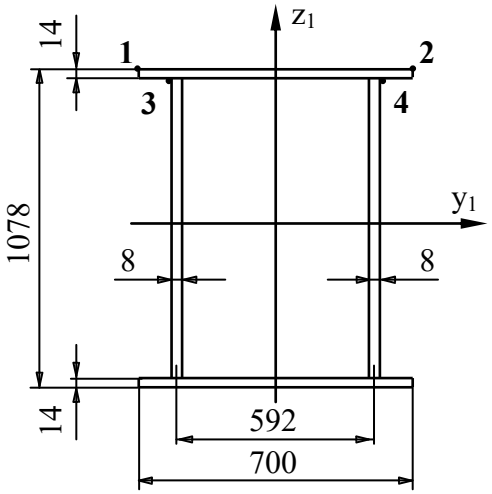
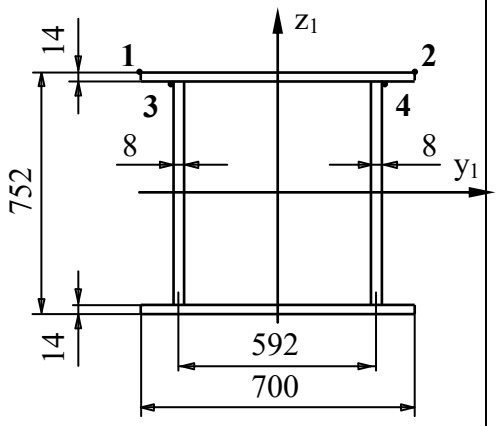
$I_{кр}$ – момент інерції під час кручення;

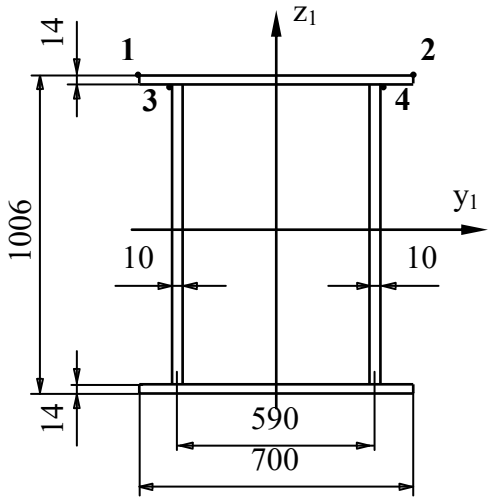
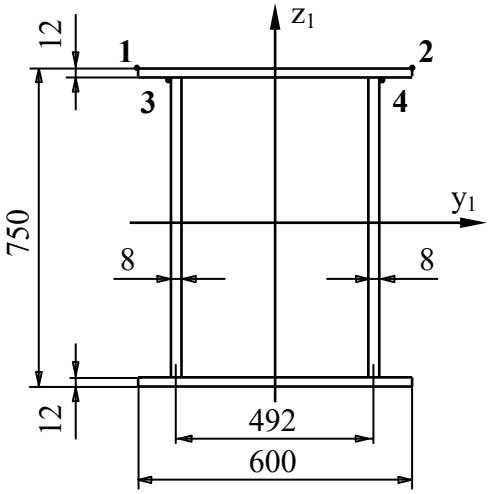
$W_{y1}(i_1, i_{2...} i_n)$, $W_{z1}(i_1, i_{2...} i_n)$ – моменти опору перерізу щодо осей y_1 та z_1 в точках i_1, $i_{2...}$ i_n;

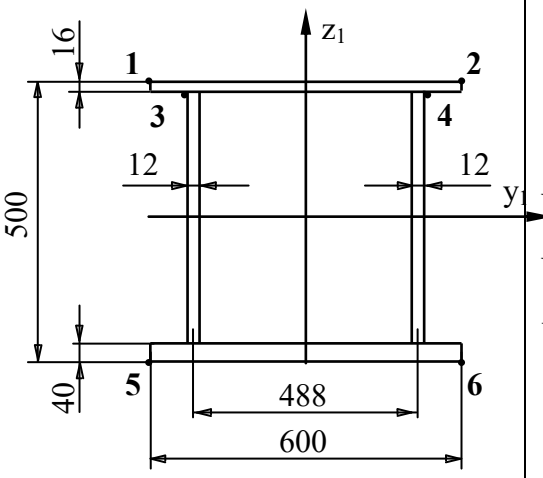
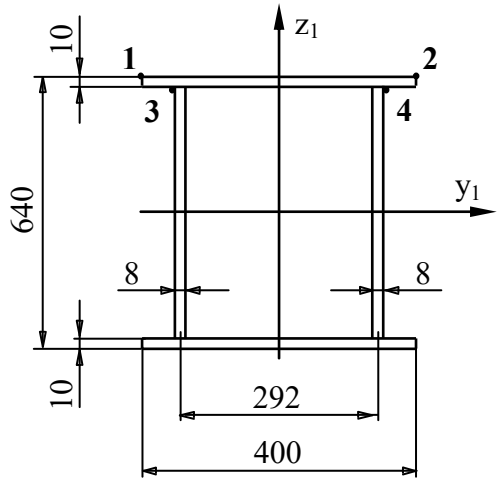
S^n_{y1}, S_{y1} – статичні моменти полиці S^n_{y1} та половини перерізу S_{y1} щодо осі y_1.

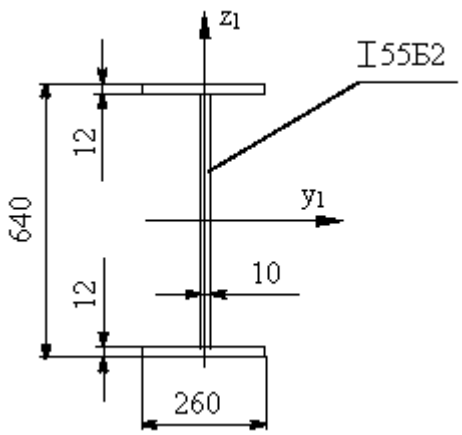
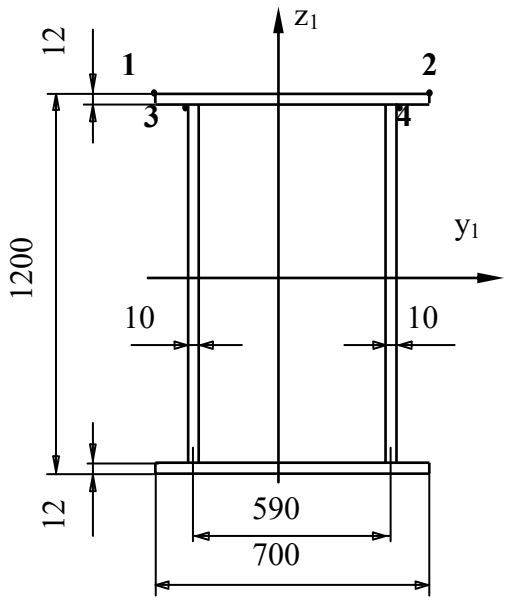
Таблиця 5.6 – Типи перерізів та їх геометричні характеристики.

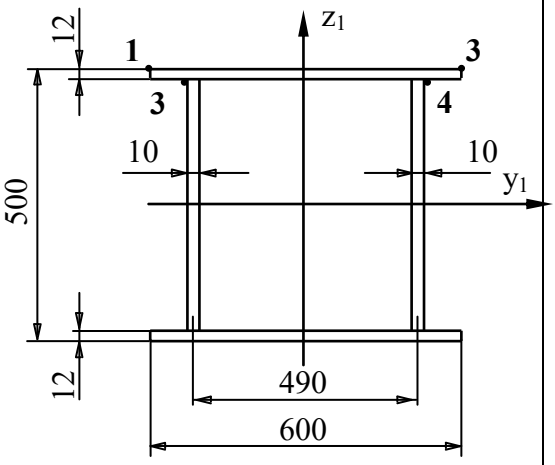
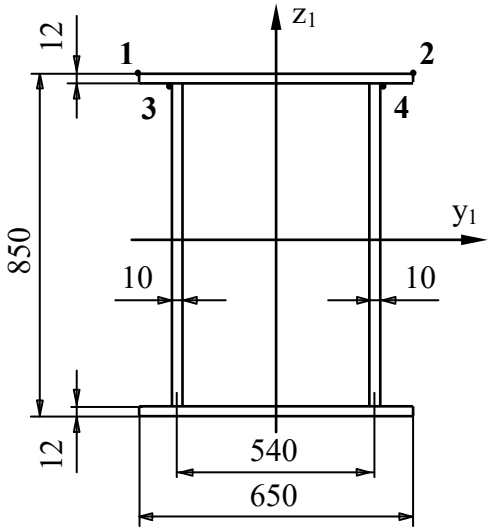
Тип	Переріз	Характеристики	
		геометричні	жорсткі
1	2	3	4
1	 Переріз головної балки (стрижні 33–42)	$F = 426{,}12$ см^2 $I_{y1} = 1110282$ см^4 $I_{z1} = 288549$ см^4 $I_{кр} = 570930$ см^4 $W_{y1(1, 2)} = 17623$ см^3 $W_{y1(5, 6)} = 16571$ см^3 $W_{z1(1, 2)} = 8244$ см^3 $W_{z1(3, 4)} = 9618$ см^3 $S^{н.п}_{y1}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

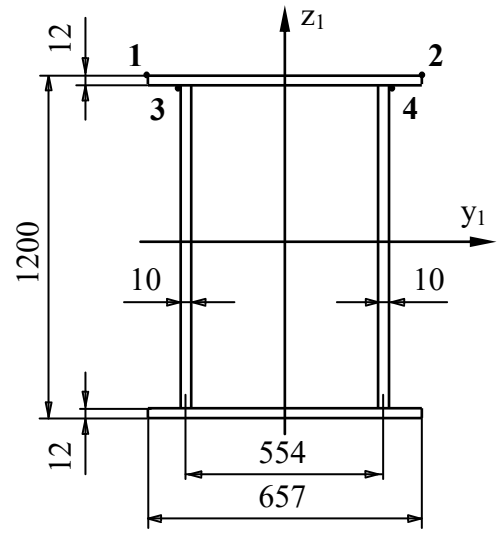
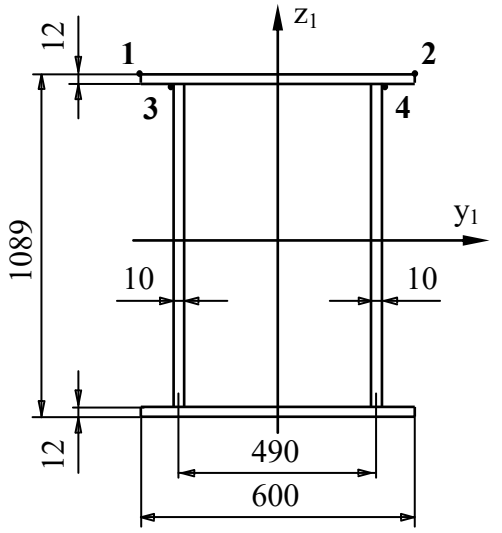
2	 Переріз головної балки (стрижні 31–32)	$F = 364$ см^2 $I_{y1} = 709077$ см^4 $I_{z1} = 227228$ см^4 $I_{кр} = 452700$ см^4 $W_{y1(1,2)} = 13155$ см^3 $W_{y1(3,4)} = 13506$ см^3 $W_{z1(1,2)} = 6492$ см^3 $W_{z1(3,4)} = 7574$ см^3 $S^{п}_{y1} = 5214$ см^3 $S_{y1} = 7419$ см^3	$EF = 764400$ тс $EI_{y1}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

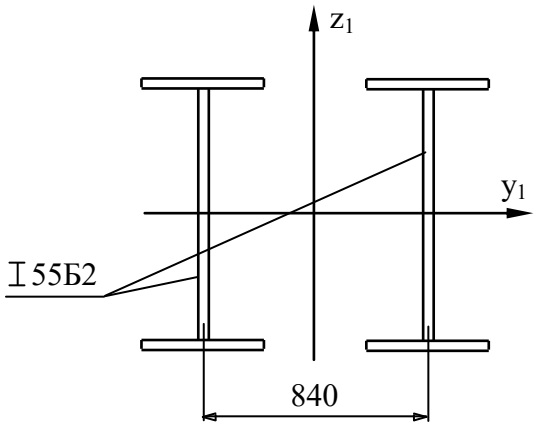
4	 Переріз головної балки (стрижні 43–46)	$F = 391{,}6$ см^2 $I_{y1} = 644890$ см^4 $I_{z1} = 252691$ см^4 $I_{кр} = 484711$ см^4 $W_{y1(1,\,2)} = 12820$ см^3 $W_{y1(3,\,4)} = 13188$ см^3 $W_{z1(1,\,2)} = 7220$ см^3 $W_{z1(3,\,4)} = 8423$ см^3 $S^{п}_{y1} = 9722$ см^3 $S_{y1} = 12113$ см^3	$EF = 822360$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

6	 Переріз ходової балки (стрижні 6, 9)	$F = 442{,}56$ см^2 $I_{y1} = 179579$ см^4 $I_{z1} = 164241$ см^4 $I_{кр} = 174857$ см^4 $W_{y1(1,\,2)} = 5585$ см^3 $W_{y1(3,\,4)} = 5878$ см^3 $W_{z1(1,\,2)} = 5475$ см^3 $S_{y1}^{н.п} = 3804$ см^3 $S_{y1} = 4034$ см^3 $S_{y1}^{в.п} = 3010$ см^3 $W_{z1(3,\,4)} = 6570$ см^3 $W_{y1(5,\,6)} = 10060$ см^3	$EF = 929376$ тс $EI_{y1} = 37711$ тс·м^2 $EI_{z1} = 34490$ тс·м^2 $GI_{кр} = 13988$ тс·м^2
7	 Переріз ригеля (стрижні 22–24)	$F = 1792$ см^2 $I_{y1} = 111157$ см^4 $I_{z1} = 31812$ см^4 $I_{кр} = 62698$ см^4 $W_{y1(1,\,2)} = 3473$ см^3 $W_{y1(3,\,4)} = 3586$ см^3 $W_{z1(1,\,2)} = 1590$ см^3 $W_{z1(3,\,4)} = 2121$ см^3 $S_{y1}^{n} = 1260$ см^3 $S_{y1} = 2079$ см^3	$EF = 376320$ тс $EI_{y1} = 23342$ тс·м^2 $EI_{z1} = 6680$ тс·м^2 $GI_{кр} = 5015$ тс·м^2

8	 Переріз ригеля (стрижні 25,26)	$F = 124$ см^2 $I_{y1} = 64647$ см^4 $I_{z1} = 3515$ см^4 $I_{кр} = 35{,}5$ см^4 $W_{y1} = 2020$ см^3 $W_{z1} = 270$ см^3 $S_{y1} = 1457$ см^3 $S^n_{y1} = 983$ см^3	$EF = 260400$ тс $EI_{y1} = 13575$ тс·м^2 $EI_{z1} = 738$ тс·м^2 $GI_{кр} = 2{,}84$ тс·м^2
9	 Перетин стійки в верхній частині (кінець стрижнів 16 и 17)	$F = 403{,}2$ см^2 $I_{y1} = 826828$ см^4 $I_{z1} = 273282$ см^4 $I_{кр} = 584983$ см^4 $W_{y1(1,2)} = 14397$ см^3 $W_{y1(3,4)} = 14061$ см^3 $W_{z1(1,2)} = 7808$ см^3 $W_{z1(3,4)} = 9442$ см^3	$EF = 846720$ тс $EI_{y1} = 181404$ тс·м^2 $EI_{z1} = 57389$ тс·м^2 $GI_{кр} = 46798$ тс·м^2

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

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

14	 Поперечний переріз стрижня 10 та 11	$F = 240$ см^2 $I_{y1} = 124440$ см^4 $I_{z1} = 5340$ см^4 $I_{кр} = 148$ см^4 $W_{y1} = 4040$ см^3 $W_{z1} = 298$ см^3 $S_{y1} = 2560$ см^3	$EF = 504000$ тс $EI_{y1} = 26132$ тс·м^2 $EI_{z1} = 1121$ тс·м^2 $GI_{кр} = 11{,}8$ тс·м^2

Розрахункові комбінації навантажень:

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

Комбінація 2 - навантаження з гравітації елементів крана та вантажу, горизонтальні динамічні навантаження при переміщенні крана, а також вітрові навантаження робочого стану крана.

Комбінація 3 - навантаження з гравітації елементів крана та вантажу, горизонтальні динамічні навантаження при переміщенні крана, динамічні спотворення навантаження, а також вітрові навантаження робочого стану крана (спеціальна комбінація навантажень).

5.4. Визначення розрахункових зусиль та рухів у металевій структурі крана

Розрахунок зусиль та рухів у металевій структурі крана здійснюється за допомогою комп'ютерів відповідно до схеми - див. Креслення 5.2.

Розрахунок проводиться за трьома варіантами обчислених схем:

Варіант 1 - Кран нерухомо. Поєднання навантажень 1. 6 Комбінації напруги передбачено:

- Поєднання 1 - Робота головного підйому, коли візок розташований посередині проміжку крана, напрямок вітру вздовж колій крана;

- Комбінація 2 - Робота головного підйому, коли візок розташований недалеко від правої опори, напрямок вітру вздовж колій крана;

- комбінація 3 - Робота головного підйому, коли знаходиться візок з навантаженням на лівій консолі, напрямок вітру через крана колії, сили інерції при переміщенні візка з навантаженням;

- Комбінація 4 - Робота допоміжного підйому, коли розташована візок з навантаженням на ліву консолі, напрямок вітру через кранові колії;

- Комбінація 5 - Робота допоміжного підйому, коли візок розташований з навантаженням на лівій консолі, навантаження - це нормальне навантаження;

- Комбінація 6 - Робота головного підйому, візок посередині польоту, навантаження - це нормативна мобільна.

. Поєднання навантажень 2. 6 Комбінації напруги передбачено:

- Комбінація 1 - Робота допоміжного підйому, коли візок розташований на лівій консолі, напрямок вітру вздовж крана доріжок;

- Комбінація 2 - Робота допоміжного підйому, коли розташована візок з навантаженням на ліву консолі, напрямок вітру через кранові колії;

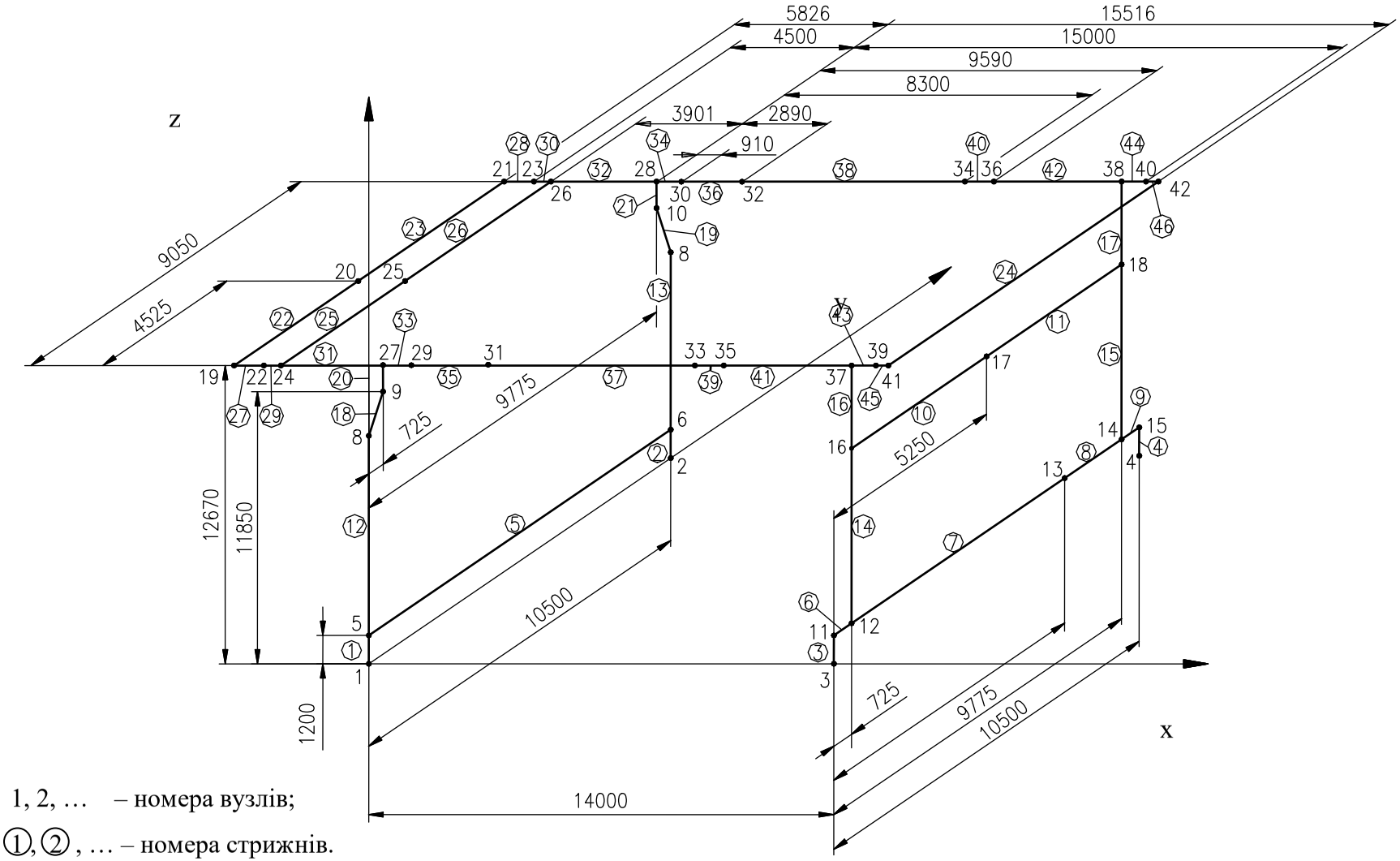
- Комбінація 3 - Робота головного підйому, коли візок розташований посередині проміжку крана, напрямок вітру вздовж колій крана;

- Комбінація 4 - Робота головного підйому, коли візок розташований недалеко від правої опори, напрямок вітру вздовж колій крана;

- комбінація 5 - Робота головного підйому, коли візок розташований недалеко від правої опори, напрямок вітру через крана;

- Комбінація 6 - Робота головного підйому, коли знаходиться візок на лівій консолі, напрямок вітру вздовж колій крана.

Варіант 3 – кран рухається. Навантаження від сили перекосу.



Креслення 5.2. – Розрахункова схема металоконструкції крана

Таблиця 5.8 - Зусилля в найбільш навантажених стрижнях металоконструкції крана

Варіант	Поєднання	Стрижень	N, кН	$M_к$, кН·м	M_y, кН·м	Q_z, кН	M_z, кН·м	Q_y, 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 на малюнку 2; друге: 1 – початок стрижня, 2 – кінець стрижня.

5.5. Перевірка міцності металоконструкції крана

Напруга в основному металі нижньої частини стійки (стрижень 14–1)

Основне поєднання навантажень (зусилля за варіантом завантаження 2, поєднання навантажень 4):

Напруга стиснення в точці 1:

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

де $N_{2.4}$ = 849,2 кН – поздовжня сила стрижні 14 (варіант завантаження 2, поєднання навантажень 4);

$M_{z1.2.4} = 547{,}6$ кН·м – згинальний момент щодо осі z1 на початку стрижня 14 (варіант завантаження 2, поєднання навантажень 4) (див. таблицю 10.7).

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

$$\sigma_{14\text{-}1}^{\text{особ}} = \sigma_{14\text{-}1} + \frac{N_3}{F} + \frac{M_{y1.3}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.3}}{W_{z1(1,2)}} = 199 + \frac{32{,}3 \cdot 10}{239{,}2} + \frac{3{,}87 \cdot 10^3}{4148} + \frac{60 \cdot 10^3}{3345} =$$

$= 219\ \text{МПа} < [\sigma_o] = 244\ \text{МПа},$

де N_3 = 32,3 кН – поздовжня сила а стрижні 14 (варіант завантаження3);

$M_{y1.3} = 3{,}87$ кН·м – згинальний момент щодо осі y1 (варіант завантаження 3);

$M_{z1.3} = 60$ кН·м – згинальний момент щодо осі y1 (варіант завантаження 3);

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

– при позначенні поздовжньої сили Ni.j індекс і позначає варіант завантаження,

j – поєднання навантажень.

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

– y1 та z1 – осі щодо яких діють згинальні моменти або вздовж яких спрямована поперечна сила;

– i – варіант завантаження;

– j – поєднання навантажень.

Напруга у верхній частині стійки (стрижень 12–2)

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

$$\sigma_{12\text{-}2} = \frac{N_{2.6}}{F} + \frac{M_{y1.2.6}}{W_{y1(1,2)}} + \frac{M_{z1.2.6}}{W_{z1(1,2)}} = \frac{957 \cdot 10}{357} + \frac{106{,}5 \cdot 10^3}{11366} + \frac{458{,}1 \cdot 10^3}{5701} = 117\,\text{МПа} < [\sigma].$$

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

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

Напруги в основному металі ходової балки

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

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

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

Відносна напруга в стінці (стрижень 6-2, варіант завантаження 1, поєднання навантажень 2):

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

де δ_c = 0,012 м – товщина стінки.

Напруги в основному металі головної балки

Нормальна напруга в точці 1 (стрижень 31-2, варіант завантаження 2, поєднання навантажень 6):

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

Нормальна напруга в точці 5 (стрижень 37-2, варіант завантаження 2, поєднання навантажень 6):

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

Середня дотична напруга в стінці балки (стрижень 31-2, варіант завантаження 2, поєднання навантажень 6):

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

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

Наведена напруга в стінці в кінці стрижня 31-2:

$$\sigma_{31-2}^{пр} = \sqrt{\sigma_{31-2}^{пр} + 3 \cdot \left(\tau_{31-2}^{ср}\right)^2} = \sqrt{162^2 + 3 \cdot 25^2} = 168\ \text{МПа}.$$

Відносна напруга (стрижень 41-2, варіант завантаження 1, поєднання навантажень 2):

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

Напруга в ригелях

Нормальна напруга (стрижень 24–2, варіант завантаження 1, поєднання навантажень 3):

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

Нормальна напруга при особливому поєднанні навантажень (стрижень 24–2, варіант завантаження 1 + варіант завантаження 3):

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

Нормальна напруга (стрижень 25–2, варіант завантаження 1, поєднання навантажень 3):

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

Наведена напруга у стінці ходової балки (стрижень 6–2, варіант завантаження 1, поєднання навантажень 2):

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

де $\tau_{6-2}^{\text{ср}}$- середня напруга в стінці балки (наприкінці стрижня 6)

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

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

Напруга наприкінці стрижня 19 (стрижень 19–2, варіант завантаження 2, поєднання навантажень 2)

Основне поєднання:

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

Особливе поєднання (варіант завантаження 2, поєднання 2 + варіант завантаження3):

$$\sigma_{19-2}^{особ} = \sigma_{19-2} + \frac{N_3}{F} + \frac{M_{y1.3}}{W_{y1(1,3)}} + \frac{M_{z1.3}}{W_{z1(1,2,3)}} = 64 + \frac{26{,}2 \cdot 10}{391{,}48} + \frac{43{,}3 \cdot 10^3}{7220} + \frac{118{,}41 \cdot 10^3}{13720} = 79\ \text{МПа}.$$

5.6. Перевірка стійкості ніг.

Стійкість у площині поперечної рами

Коефіцієнт розрахункової довжини.

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

$$I_{y1E} = \alpha \cdot I_{y1min} = 4{,}84 \cdot 103706 = 501937 \text{ см}^4,$$

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

$$n_{y1} = \frac{I_{y1min}}{I_{y1max}} = \frac{103706}{826828} = 0{,}125$$ [4, табл. 1]

Коефіцієнт розрахункової довжини:

$$\mu_п = 2 \cdot \sqrt{1 + \frac{0{,}38}{n}} = 2 \cdot \sqrt{1 + \frac{0{,}38}{2}} = 2{,}18,$$

де n – відношення погонних жорсткостей ригеля (головна балка) та ніг

$$n = \frac{I_{г.б} \cdot H}{I_{у\,е} \cdot L_к} = \frac{1110282 \cdot 1267}{501937 \cdot 1400} = 2;$$

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

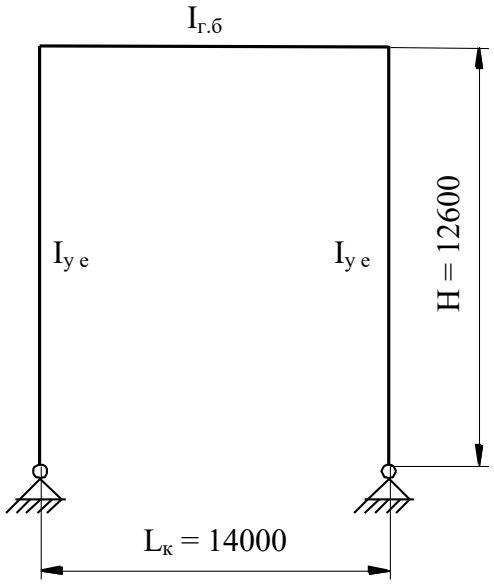
$I_{у\,е}$ – еквівалентний момент інерції ноги крана;

H – висота стійки;

$L_к$ – колію крану.

Радіус інерції ноги щодо осі y_1:

$$i_{y1} = \sqrt{\frac{I_{у\,э}}{F_{ср}}} = \sqrt{\frac{501937}{321{,}2}} = 39 \text{ см}.$$



Креслення 5.3 – Розрахункова схема поперечної рами

Умовна гнучкість стійки:

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

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

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

Ексцентриситет програми навантаження:

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

де $M_{y1}^{max} = 106{,}5$ кН·м – максимальний згинальний момент щодо осі z_1 в кінці стрижня 18, варіант 2, поєднання 6;

N = 957 кН – максимальне стискаюче зусилля стрижні 12, варіант 2, поєднання 6.

Относительный эксцентриситет:

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

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

Наведений відносний ексцентриситет:

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

де η = 1,37 – коефіцієнт впливу форми перерізу. [5, табл. 73]

Перевірка стійкості ноги:

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

де $\varphi_e = 0{,}59$ – коефіцієнт. [5, табл. 74]

Стійкість у площині поздовжньої рами з боку довгої консолі

Еквівалентний момент інерції ригеля на довгій консолі:

$$I^{д.к}_{р\,э} = \frac{G \cdot I^{д.к}_{р} \cdot I^{д.к}_{кр} \cdot b}{4 \cdot E \cdot I^{д.к}_{р} \cdot \ell_к + G \cdot I^{д.к}_{кр} \cdot b} =$$

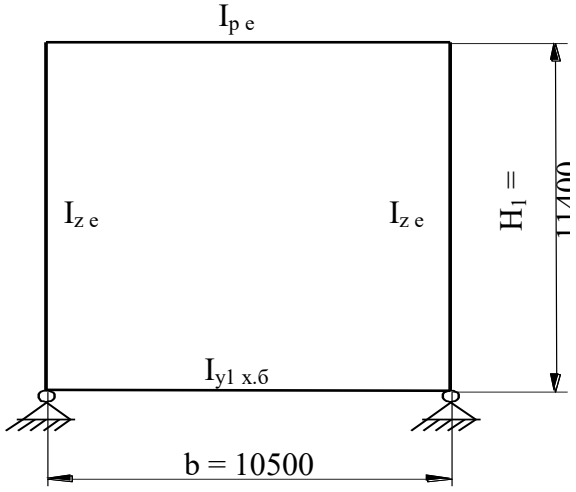
$$= \frac{7{,}84 \cdot 10^4 \cdot 175624 \cdot 452700 \cdot 1050}{4 \cdot 2{,}06 \cdot 10^5 \cdot 175624 \cdot 580 + 7{,}84 \cdot 10^4 \cdot 452700 \cdot 1050} = 54000 \text{ см}^4,$$

де $I^{д.к}_{р} = 175624$ см^4 – сумарний момент інерції двох ригелів на довгій консолі;

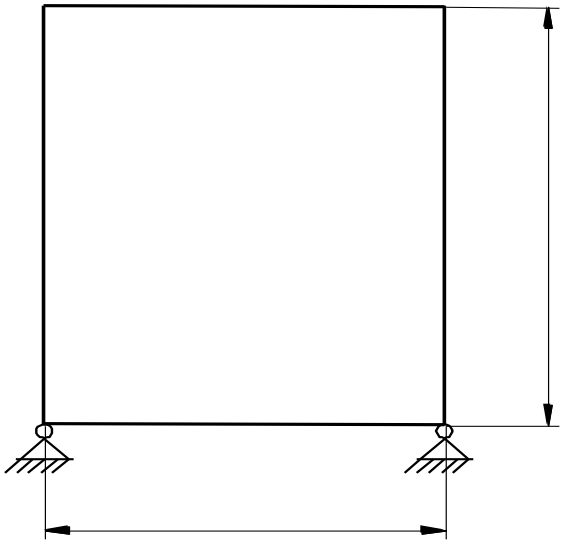
$I^{д.к}_{кр} = 452700$ см^4 – момент інерції довгої консолі під час кручення;

b = 1050 см – відстань між осями стійок у поздовжній рамі;

$\ell_к$ = 580 см – Довжина довгої консолі.



Креслення 5.4. – Розрахункова схема поздовжньої рами з боку довгої консолі



Креслення 5.4.1. – Розрахункова схема поздовжньої рами з боку довгої консолі

Еквівалентний момент інерції ноги:

$$I_{z1e} = k_{z1} \cdot I_{z1\min} = 1{,}69 \cdot 100344 = 169611 \text{ см}^2,$$

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

$H_1 = 1140$ см – розрахункова висота ноги;

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

$$\frac{I_{z1\min}}{I_{z1\max}} = \frac{100344}{237185} = 0{,}423. \qquad \text{[4, табл. 2]}$$

Коефіцієнт розрахункової довжини:

$$\mu_{пр} = \frac{\pi}{u} = \frac{\pi}{1{,}78} = 1{,}76,$$

де u = 1,78 – коефіцієнт, що залежить від параметра t [4, лист 9]

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

$a_0 = \dfrac{I_{z1э} \cdot b}{3 \cdot I_{рэ}^{д.к} \cdot H_1} = \dfrac{169611 \cdot 1050}{3 \cdot 54000 \cdot 1140} = 0{,}964$ – відносна гнучкість закріплення верхнього кінця ноги;

$a_1 = \frac{I_{z1э} \cdot b}{3 \cdot I_{y1хб} \cdot H_1} = \frac{169611 \cdot 1050}{3 \cdot 247093 \cdot 1140} = 0{,}21$ – відносна гнучкість закріплення нижнього кінця ноги;

Гнучкість стійки:

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

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

$$i_{z1} = \sqrt{\frac{I_{z1e}}{F_{ср}}} = \sqrt{\frac{169611}{321{,}2}} = 23 \text{ см.}$$

Ексцентриситет застосування навантаження (стрижень 12–2, варіант завантаження 2, поєднання навантажень 6):

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

Відносний ексцентриситет:

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

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

Наведений відносний ексцентриситет:

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

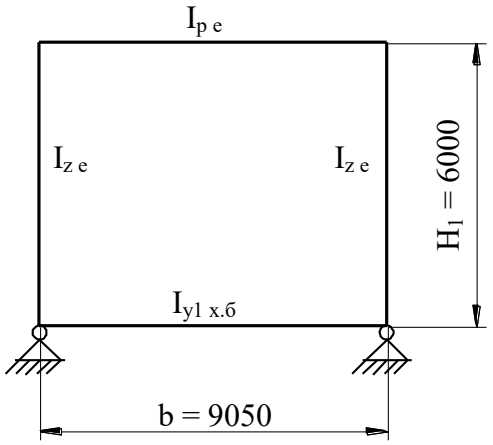
де $\eta = 1{,}36$ – коефіцієнт впливу форми перерізу. [5, табл. 73]

Перевірка стійкості ноги:

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

де $\varphi_e = 0{,}205$ – коефіцієнт. [5, табл. 74]

Стійкість у площині поздовжньої рами з боку короткої консолі



Креслення 5.5. – Розрахункова схема поздовжньої рами з боку короткої консолі

Коефіцієнт розрахункової довжини:

$$\mu_{пр} = \frac{\pi}{u} = \frac{\pi}{2,1} = 1,5,$$

де u = 2,1 – коефіцієнт, що залежить від параметра t [4, лист 9]

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

$a_0 = \frac{I_{z1e} \cdot b}{3 \cdot I_{pe} \cdot H_1} = \frac{169611 \cdot 905}{3 \cdot 124440 \cdot 1140} = 0,36$ – відносна гнучкість закріплення верхнього кінця ноги;

$a_1 = \frac{I_{z1э} \cdot b}{3 \cdot I_{y1x.б} \cdot H_1} = \frac{169611 \cdot 905}{3 \cdot 247093 \cdot 1140} = 0,182$ – відносна гнучкість закріплення нижнього кінця ноги.

Гнучкість стійки:

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

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

$$i_{z1} = \sqrt{\frac{I_{z1e}}{F_{ср}}} = \sqrt{\frac{169611}{321,2}} = 23 \text{ см.}$$

Ексцентриситет застосування навантаження (стрижень 14–2, варіант завантаження 2, поєднання навантажень 4):

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

Відносний ексцентриситет:

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

Наведений відносний ексцентриситет:

$$m_e \cdot f_{z1} = \eta \cdot m_{z1} = 1,36 \cdot 4,61 = 6,27.$$

Перевірка стійкості ноги:

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

5.7. Прогин головної балки на консолі

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

Прогин консолі у вузлі 19 (варіант завантаження 1, поєднання навантажень 5, розрахункова схема – див. рисунок 5.2.):

f_{19} = 14,03 мм.

Відносний прогин консолі:

$$\Delta f_{19} = \frac{f_{19}}{\ell_к} = \frac{14,03}{5826} = \frac{1}{415} < [\Delta f_к] = \frac{1}{300},$$

де $\ell_к$ = 5826 мм – довжина консолі.

5.8.Прогин головної балки в прольоті

Прогин у вузлі 33 (варіант завантаження 1, поєднання навантажень 6, розрахункова схема

– див. рисунок 5.2.

$f_{33} = 9{,}2$ мм.

Відносний прогин консолі:

$$\Delta f_{33} = \frac{f_{33}}{L_к} = \frac{9{,}2}{14000} = \frac{1}{1522} < [\Delta f] = \frac{1}{800}.$$

5.9.Розрахунок коротких діафрагм головної балки

Напруга стиснення в стінці діафрагми під підошвою рейки:

$$\sigma_{сж} = \frac{P^{p}_{B.Q_{г.п}}}{(b + 2\cdot\delta_п)\cdot(\delta_д + \delta_н)} = \frac{385{,}2\cdot10^{-3}}{(0{,}12 + 2\cdot0{,}014)\cdot(0{,}008 + 0{,}006)} = 186 \text{ МПа} < [\sigma],$$

де $b = 0{,}12$ м – ширина підошви рейки;

$\delta_п = 0{,}014$ м – товщина пояса балки;

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

$\delta_н = 0{,}006$ м – товщина накладки.

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

$$\tau_f = \frac{\sigma_{сж}\cdot\ell_н\cdot\delta_н}{(2\cdot h + \ell_н)\cdot0{,}7\cdot k_ш} = \frac{186\cdot0{,}15\cdot0{,}006}{(2\cdot0{,}15 + 0{,}15)\cdot0{,}7\cdot0{,}006} = 89 \text{ МПа} < [\tau_f] = 144 \text{ МПа},$$

де $\ell_н = 0{,}15$ м – довжина накладки;

$h = 0{,}15$ м – висота накладки;

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

Напруга в зварних швах, що з'єднують короткі діафрагми зі стінками балки:

$$\tau_f = \frac{P^{p}_{B.Q_{г.п}}}{4\cdot\ell_ш\cdot0{,}7\cdot k_ш} = \frac{385{,}2\cdot10^{-3}}{4\cdot0{,}4\cdot0{,}7\cdot0{,}006} = 57 \text{ МПа} < [\tau_f],$$

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

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

5.10.Розрахунок зварних швів

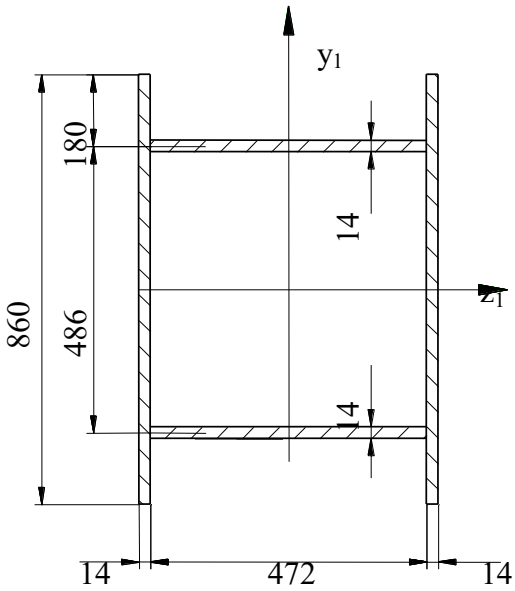
Напруги у зварних швах, що з'єднують пояси головної балки зі стінками

$$\tau^{в.п}_f = \frac{Q^{max}_{z1}\cdot S^{н.п}_{y1}}{4\cdot I_{y1}\cdot0{,}7\cdot k_ш} = \frac{677{,}4\cdot6497\cdot10^{-1}}{4\cdot1110282\cdot0{,}7\cdot0{,}006} = 24 \text{ МПа} < [\tau_f],$$

де $Q^{max}_{z1} = 677{,}4$ кН – поперечна сила в кінці стрижня 41, варіант 1 поєднання 2;

$k_ш$ = 0,006 м – величина катета шва.

Напруги в зварних швах, що з'єднують ногу з ходовою балкою



Креслення 5.6. – Розрахунковий переріз зварних швів у поєднанні з ходовою балкою

Геометричні характеристики перерізу:

$$F = 2 \cdot 86 \cdot 1{,}4 + 2 \cdot 47{,}2 \cdot 1{,}4 = 372{,}96 \text{ см}^2;$$

$$I_{y1} = 240{,}8 \cdot 24{,}3^2 + 2 \cdot 1{,}4 \cdot \frac{47{,}2^2}{12} = 166725 \text{ см}^4;$$

$$W_{y1}^{min} = \frac{166725}{25} = 6669 \text{ см}^3;$$

$$I_{z1} = 132{,}16 \cdot 24{,}3^2 + 2 \cdot 1{,}4 \cdot \frac{86^3}{12} = 226452 \text{ см}^4;$$

$$W_{z1}^{min} = \frac{226452}{43} = 5266 \text{ см}^3.$$

Напруга на початку стрижня 14 (варіант завантаження 2, поєднання навантажень4):

– стиснення:

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

– розтягування:

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

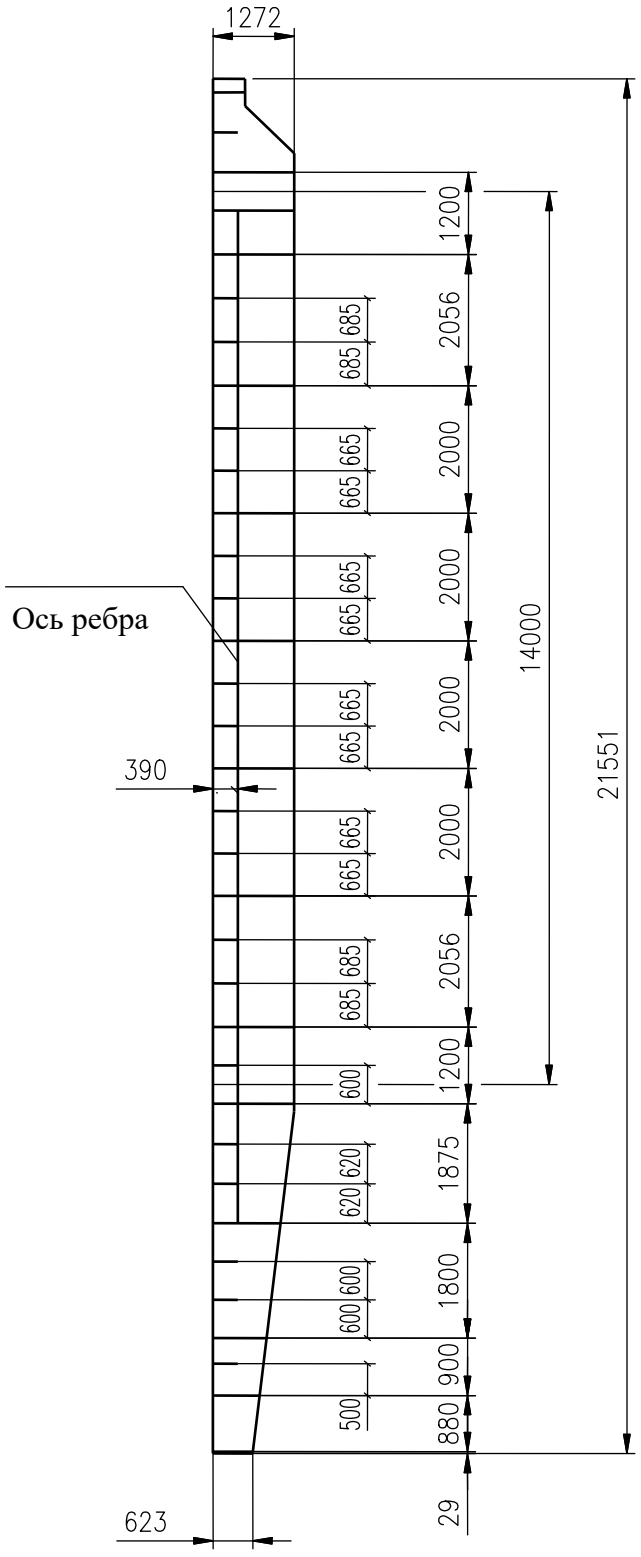
МПа;

Напруги в зварних швах, що з'єднують пояси ходової балки зі стінками

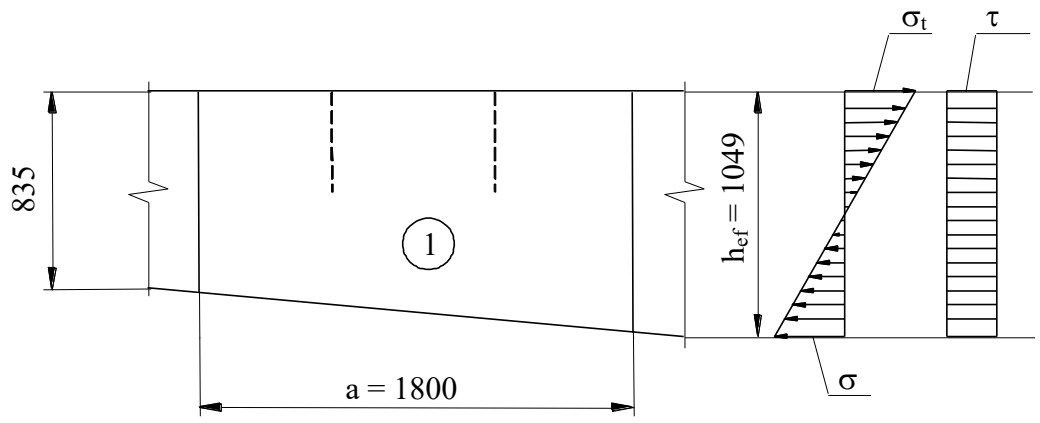
$$\tau_f = \frac{Q_{z1.1.2} \cdot S^{н.п}_{y1}}{4 \cdot I_{y1} \cdot 0{,}7 \cdot k_ш} = \frac{921{,}2 \cdot 3010 \cdot 10^{-1}}{4 \cdot 179579 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}006} = 92\ \text{МПа} < [\tau_f],$$

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

$k_ш$ = 0,006 м – величина катета шва.



Креслення 5.7 – Схема панелей головної балки



Креслення 5.8. – Розрахункова схема пластини 1

Розрахункова напруга в пластинці 1:

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

де M_{max} - максимальний згинальний момент у перерізі з більш високої сторони пластинки 1

$$M_{max} = \frac{q_{г.б} \cdot \ell_1^2}{2} + \frac{Q_{p1}}{2} \cdot \ell_1 + \frac{Q_{p2}}{2} \cdot \ell_2 + \frac{Q_к}{2} \cdot \ell_3 + P^{Д}_{A.Q_{г.п}} \cdot \ell_4 =$$

$$= \frac{6{,}07 \cdot 3{,}7^2}{2} + \frac{18{,}3}{2} \cdot 3{,}7 + \frac{10{,}8}{2} \cdot 1{,}776 + \frac{21{,}6}{2} \cdot 2{,}739 + 320{,}9 \cdot 2{,}375 = 876{,}7 \text{ кН·м};$$

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

ℓ_1=3,7 м - довжина консолі до розрахункового перерізу;

Q_{p1}= 18,3 кН – вага ригеля (стрижні 22 та 23);

Q_{p2} = 10,8 кН – вага ригеля (стрижні 25 та 26);

ℓ_2= 1,776 м – відстань від осі ригеля (стрижні 25 та 26) до розрахункового перерізу;

$Q_к$ = 21,6 кН – сила ваги кабіни;

ℓ_3= 2,739 м – відстань від центру мас кабіни до розрахункового перерізу;

ℓ_4= 2,375 м – відстань від точки торкання колеса візка до розрахункового перерізу.

Відносна напруга:

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

де Q_1 – поперечна сила у розрахунковому перерізі

$$Q_1 = q_{г.б} \cdot \ell_1 + \frac{Q_{p1}}{2} + \frac{Q_{P2}}{2} + \frac{Q_к}{2} + P^{Д}_{A.Q_{г.п}} = 6{,}07 \cdot 3{,}7 + \frac{18{,}3}{2} + \frac{10{,}8}{2} + \frac{21{,}6}{2} + 320{,}9 = 368{,}71 \text{ кН}$$

Умовна гнучкість стінки

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

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

t = 0,8 см – товщина стінки

Розрахунок на стійкість робимо за формулою

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_{cr}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}}\right)^2} \le 0{,}67, \qquad \text{[5, стр. 26]}$$

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

c_{cr} = 34 – коефіцієнт, що приймається за таблицею 21; [Л. 5]

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

μ= 1,716 – відношення більшої сторони платівки до меншої;

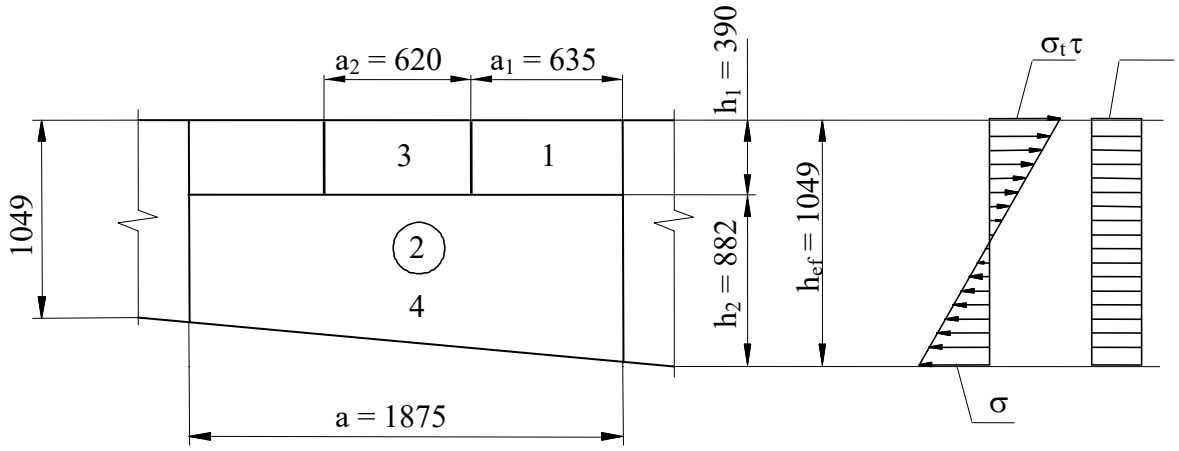
R_s = 179 МПа – розрахунковий опір зрушенню;

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

d = 104,9 см – менша сторона платівки

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

Стійкість пластинки 4 панелі 2



Креслення 5.9. - Розрахункова схема панелі 2

Розрахункова напруга в пластині 2:

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

де M_{max} – максимальний момент у розрахунковому перерізі

$$M_{max} = \frac{q_{г.б}}{2} \cdot \ell_5 + \frac{1}{2} \cdot \left(Q_{p1} \cdot \ell_5 + Q_{p2} \cdot \ell_6 + Q_к \cdot \ell_7\right) + P_{A.Q_{г.п}} \cdot \ell_8 =$$

$$= \frac{6,07}{2} \cdot 5,575^2 + \frac{1}{2} \cdot (18,3 \cdot 5,575 + 10,8 \cdot 3,651 + 21,6 \cdot 4,614) + 320,9 \cdot 4,25 = 1579 \text{ кН·м}.$$

Відносна напруга:

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

де Q_2 – розрахункова поперечна сила в аналізованому перерізі балки

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

$\delta = 0,8$ см – товщина стінки.

Умовна гнучкість стінки:

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

Напруга в розтягнутій зоні платівки 4:

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

Відношення сторін платівки:

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

Коефіцієнт α:

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

Ейлерова напруга:

$$\sigma_E = -E \cdot K \cdot \left(\frac{t}{h_2}\right)^2 = -2 \cdot 10^5 \cdot 11{,}5 \cdot \left(\frac{0{,}8}{88{,}2}\right)^2 = -189 \text{ МПа}, \qquad [6, \text{стр. } 251]$$

де К = 11,5 – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта та

відносини $\frac{a}{h_2}$; [6, табл. 22]

t = 0,8 – товщина пластини.

$$\tau_E = E \cdot K \left(\frac{t}{h_2}\right)^2 = 2 \cdot 10^5 \cdot 6{,}5 \cdot \left(\frac{0{,}8}{88{,}2}\right)^2 = 107 \text{ МПа}, \qquad [6, \text{стр. } 260]$$

где К = 6,5 – коефіцієнт, що залежить від відношення сторін опорного контуру [6, табл. 32]

Вважаємо, що стискаюча напруга приблизно дорівнює половині σ_E.

При $\frac{a}{h_2}$ = 2,13 и α = 1,0 знаходимо

$К_1$ = 4,08 [6, табл. 47]

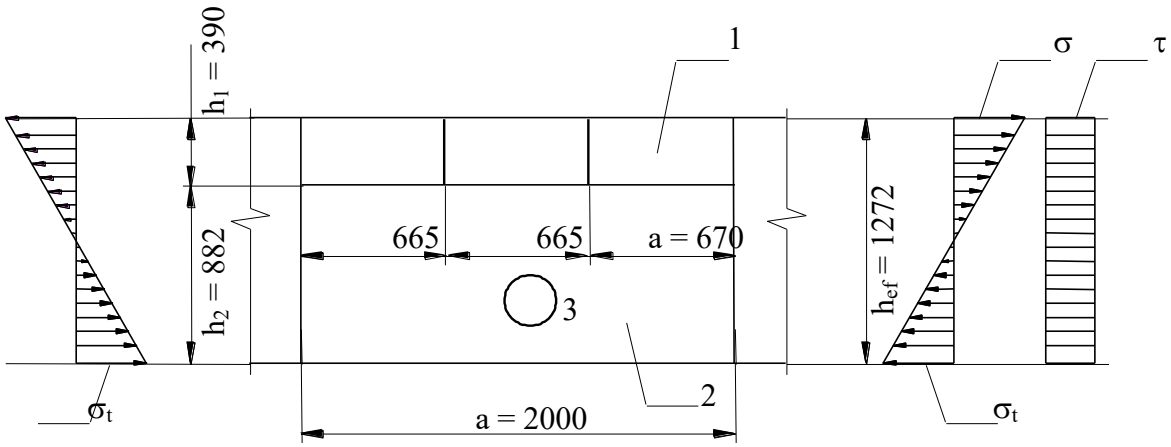
Якщо платівка піддається лише дотичним напругам, то К = 6,5

[7, табл. 32]

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

Стійкість платівки забезпечена.

Стійкість пластин панелі 3



Креслення 5.10. - Розрахункова схема панелі 3

Розрахункова напруга:

$\sigma_{37-2} = \sigma = 101\,\text{МПа}$ – нормальна напруга в кінці стрижня 37

τ_{39-1}^{cp} - напруга зрізу на початку стрижня 39.

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

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

h_{ef} = 127,2 см – висота стінки;

t = 0,8 – товщина стінки.

Умовна гнучкість:

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

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

$$\frac{\sigma}{\sigma_{cr1}} + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr1}}\right)^2 \le 0,67 \qquad \text{[4, стр. 28]}$$

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

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

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

Умова стійкості платівки 1:

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

Платівку 2, розташовану між поздовжнім ребром і розтягнутим поясом, виробляємо за формулою:

$$\sqrt{\left[\dfrac{\sigma \cdot \left(1 - \dfrac{2h_1}{h_{ef}}\right)}{\sigma_{cr2}}\right]^2 + \left(\dfrac{\tau}{\tau_{cr2}}\right)^2} \le 0{,}67, \qquad \text{[4, стр. 29]}$$

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

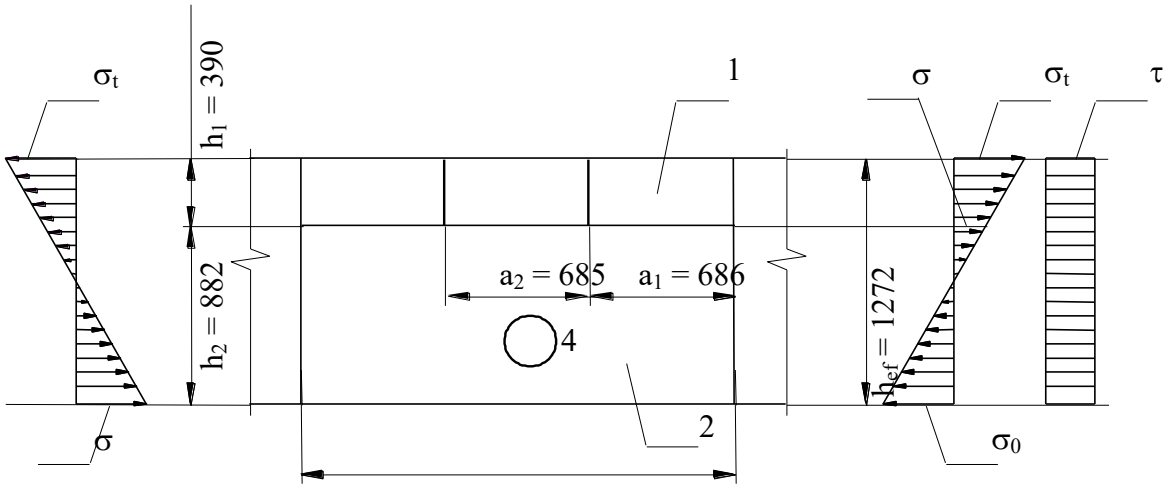
$\tau_{cr2} = 10{,}3 \cdot \left(1 + \dfrac{0{,}76}{\left(\dfrac{a}{h_2}\right)^2}\right) \cdot \dfrac{R_s}{\bar{\lambda}_2} = 10{,}3 \cdot \left(1 + \dfrac{0{,}76}{\left(\dfrac{200}{88{,}2}\right)^2}\right) \cdot \dfrac{179}{4{,}3^2} = 114\,\text{МПа};$

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

Умова стійкості платівки 2:

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

Стійкість пластинки 2 панелі 4



Креслення 5.11. – Розрахункова схема панелі 4

Розрахункова напруга:

– напруги від вигину в кінці стрижня 41:

$$\sigma_0=-\sigma_t=-\frac{M_{y1.1.2}}{W_{y1(5,6)}}-\frac{M_{Z1.1.2}}{W_{Z1(3,4)}}=-\frac{535{,}53\cdot 10^3}{16571}-\frac{17{,}42\cdot 10^3}{9618}=-34\,\text{МПа};$$

$\tau=\tau_{41-2}=38\,$МПа – напруга зрізу в стінці балки в кінці стрижня 41

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

– напруги у розтягнутій зоні платівки 2:

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

Відносини сторін платівки:

$$\frac{a}{h_2}=\frac{2056}{882}=2{,}33.$$

Коефіцієнт α:

$$\alpha = \frac{\sigma_0}{\sigma_0 - \sigma} = \frac{-34}{-34-13} = 0{,}72.$$

Ейлерова напруга:

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

де K = 12,5 – коефіцієнт; [6, табл. 22]

t = 0,8 – товщина пластини.

Так як стискаюча напруга дорівнює $0{,}17\,\sigma_э$,

то коефіцієнт K_1 визначаємо за [6, табл. 47]

$K_1 = 4{,}16$

Ейлерова дотична напруга:

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

Стійкість платівки забезпечена.

Стійкість стисненого пояса головної балки

Стиснутий пояс коробчастої балки перевіряється за коефіцієнтом запасу стійкості:

$$k = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{37-2}} \geq \frac{1}{0{,}67} = 1{,}5,$$

де $\sigma_{кр}$ – критичну напругу при обліку пружного затискання по обидва боки

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

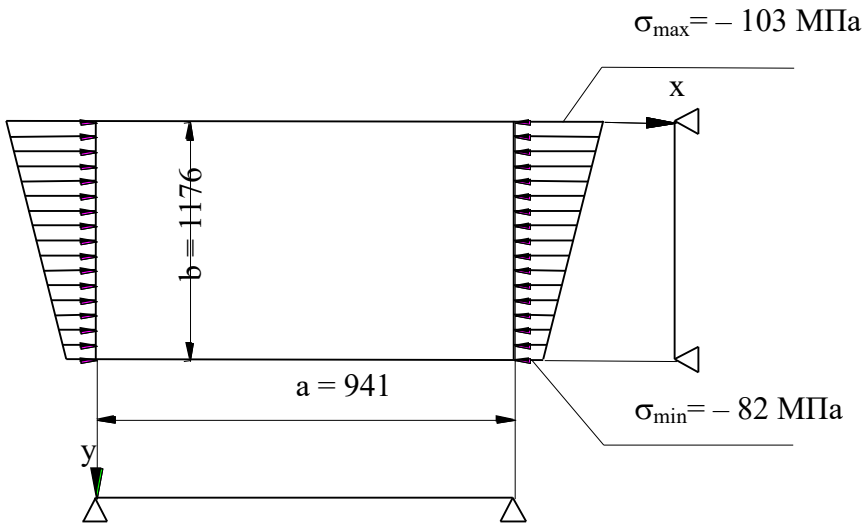
$\delta_п$ = 1,4 см – товщина пояса;

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

Коефіцієнт запасу стійкості пояса:

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

Стійкість платівки ноги



Креслення 5.12. - Розрахункова схема платівки ноги

Розрахункова напруга в панелі (кінець стрижня 12):

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

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

Критична напруга в точці y = 0:

$$\sigma_{кр.о} = -k \cdot 19{,}6 \cdot 10^4 \cdot \frac{t^2}{b^2} = -4{,}68 \cdot 19{,}6 \cdot 10^4 \cdot \frac{1^2}{117{,}6^2} = -66 \text{ МПа,} \qquad \text{[6, стр. 251]}$$

де k – коефіцієнт, що визначається за формулою:

$$k = \frac{\alpha}{\alpha - 0{,}5} \cdot \left(\frac{1}{m} \cdot \frac{a}{b} + m \cdot \frac{b}{a} \right)^2 = \frac{4{,}9}{4{,}9 - 0{,}5} \cdot \left(\frac{1}{1} \cdot \frac{941}{1176} + 1 \cdot \frac{1176}{941} \right)^2 = 4{,}68 \text{ [6, стр. 251]}$$

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

m = 1; [6, стр. 251]

t = 1 см – товщина пластини.

Коефіцієнт запасу стійкості:

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

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

Перелік посилань

1. ДСТУ EN 13001-2:2019 Крани вантажопідіймальні. Конструкція загального призначення. Частина 2. Навантаження. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

2. ДСТУ EN 13001-3-1:2019 Крани вантажопідіймальні. Конструкція загального призначення. Частина 3-1. Граничні старти та перевірка безпеки сталевих конструкцій. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

3. ДБН В.2.6-198:2014 Сталеві конструкції. Норми проектування. / Мінрегіон України. Київ: ДП «Укртехинформ», 2014. 199 с.

4. ДСТУ EN 14439:2015 Крани вантажопідіймальні. Безпека. Крани баштові. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2017.

5. Габрієлов О. М., Попов О. В. Металеві конструкції у важкому машинобудуванні: навчальний посібник. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2020. 174 с.

6. Мазур В. І., Руденко М. М. Деталі машин та основи конструювання: підручник. Київ: Видавничий дім «Профі», 2019. 384 с.

7. ДСТУ ISO 4308-1:2018 Крани вантажопідіймальні. Сталеві канати. Вибір. Частина 1. Загальні положення. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

8. Кравченко О. В., Зайцев М. М. Технологія виготовлення та ремонт підйомно-транспортних машин: навчальний посібник. Суми: Сумський державний університет, 2021. 215 с.

9. ДСТУ EN 12077-2:2018 Безпека вантажопідіймальних кранів. Вимоги до здоров'я та безпеки. Частина 2. Обмежувачі та покажчики. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2018.

10. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : НПАОП 0.00-1.80-18 : затв. Мінсоцполітики України 19.01.2018. // База даних «Законодавство України» / Верховна Рада України.

11. Мартовицький Л.М., Федерякін І.О., Глушко В.І. Методичні вказівки до дипломного проектування для студентів усіх форм навчання за напрямом 6.050503 «Машинобудування» спеціальності 7.05050308 «Підйомнотранспортні, дорожні, меліоративні машини і обладнання». / Укл. Л.М. Мартовицький, І.О. Федерякін, В.І. Глушко. – Запоріжжя: 2011. 280 с.