

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

(ступінь вищої освіти)

на тему Реконструкція мостового спеціального крана
Q=2х63т

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»

СТРИЖАК В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент ФРОЛОВ Р.О.

(прізвище та ініціали)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Мартовицький Л.М.
« 15 » 01 2026 року

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

Стрижак Віктор Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Реконструкція мостового спеціального крана
Q=2x63т

керівник проєкту (роботи) Сидоренко Михайло Володимирович, доцент, к.т.н.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція мостового спеціального крана Q=2x63т

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис конструкції. 2. Інженерні розрахунки механізму підйому. 3. Розрахунки механізму пересування. 4. Перевірка металоконструкції канатного механізму. 5. Охорона праці.

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

Механізм канатний – 2 листа A0 ; візок – 2 листа A1; механізм підйому – 1 лист A1;
Металоконструкція рами механізму – 1 лист A1; механізм пересування візка – 1 лист A1; механізм канатний – 1 лист A1.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Сидоренко М.В., доцент	15.04.26	
2	Сидоренко М.В., доцент	15.04.26	
3	Сидоренко М.В., доцент	15.04.26	
4	Сидоренко М.В., доцент	15.04.26	
5	Сидоренко М.В., доцент	15.04.26	
6			
7			
8			
9			

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Срок виконання етапів проєкту (роботи)	Примітки
1	Опис конструкції	22.04.26	
2	Розрахунок механізму підйому вантажу	29.04.26	
3	Розрахунок механізму пересування	06.05.26	
4	Перевірка металоконструкції	13.05.26	
5	Охорона праці та цивільна оборона	20.05.26	

Студент

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

Стрижак В.В.,
(прізвище та ініціали)

Сидоренко М.В.,
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 87 сторінок, 4 таблиці, 32 рисунка, 15 джерел літератури.

Графічна частина включає в себе 3 креслення формату А1 та 2 креслення формату А0.

Об'єкт дослідження - проект крана електричного мостового спеціального $Q=2\times 63\text{т}$.

Метою дипломного проекту - реконструкція мостового спеціального крана $Q = 2 \times 63\text{т}$.

При реконструкції був зроблений розрахунок механізму підйому, розрахунок механізму пересування моста, розрахунок металоконструкції рами канатного механізму і розроблені заходи з охорони праці.

Робота виконана на кафедрі ДМ і ПТМ Національного університету «Запорізька політехніка».

Ключові слова: КРАН, ПОЛІСПАСТИ, БЛОК, БАРАБАН, МЕХАНІЗМ, ПІДВІСКА, ВАНТАЖ, ВАЛ, ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, ПЕРЕСУВАННЯ, МІЦНІСТЬ, ПІДЙОМ, КРУТНІЙ МОМЕНТ, ГАЛЬМА.

ЗМІСТ

Завдання на дипломний проект.....	2
Реферат.....	4
Вступ.....	7
1 Опис конструкції.....	9
2 Розрахунок механізму підйом.....	10
2.1 Вибір канату.....	11
2.2 Проектування та розрахунок канатного барабану.....	12
2.3 Вибір електродвигуна.....	13
2.4 Вибір механічної передачі механізму підйому.....	14
2.5 Вибір гальма.....	14
2.6 Крутній момент на валах механізму підйому.....	15
2.7 Перевірні розрахунки редукторів і вибір муфт.....	16
2.8 Кріплення канату до барабану притискними планками.....	18
2.9 Кріплення зубчастої маточини до барабану.....	19
2.10 Розрахунок барабана на міцність.....	20
2.11 Визначення навантажень на опори барабану.....	21
2.12 Розрахунок піввісів барабана.....	22
2.13 Визначення довговічності підшипників опор барабана.....	24
2.14 Розрахунок швидкохідного трансмісійного вала.....	25
2.15 Розрахунок шпонок швидкохідного трансмісійного вала.....	26
2.16 Розрахунок вилки підвіски $Q = 2 \times 63\text{т}$	27
2.17 Розрахунок вісі блоів підвіски.....	29
2.18 Розрахунок траверси підвіски $Q = 2 \times 63\text{т}$	31
2.19 Розрахунок провуїни підвіски.....	33
2.20 Розрахунок вісі обводних блоків.....	34
2.21 Кути відхилення каната на барабані.....	36

3 Механізм пересування.....	38
3.1 Визначення максимальних і мінімальних навантажень на рейоки естакади.....	38
3.2 Визначення опору пересування механізму.....	39
3.3 Вибір електродвигуна.....	40
3.4 Вибір механічної передачі механізму пересування.....	41
3.5 Крутні моменти. Перевірка мотор-редуктора. Вибір напівмуфти....	42
3.6 Перевірка гальма.....	42
3.7 Час розгону електропривод.....	43
4 Перевірка металоконструкція канатного механізму.....	44
4.1 Матеріали, які застосовуються.....	44
4.2 Зовнішні навантаження і їх визначення.....	45
4.3 Побудова епюр згинаючих моментів перерізуючих сил і крутніх моментів, що діють в балках.....	46
4.4 Геометричні характеристики перерізів.....	60
4.5 Перевірка несучої здатності металоконструкції механізму.....	62
5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	68
5.1 Аналіз потенційних небезпек.....	68
5.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки.....	69
5.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці.....	75
5.4 Заходи з пожежної безпеки.....	77
5.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	79
Висновки.....	81
Перелік джерел посилення.....	82
Додаток А – Специфікація – Механізм канатний $Q = 2 \times 63\text{т}$	84
Додаток Б – Специфікація - Механізм підйомний $Q = 2 \times 63\text{т}$	85
Додаток В – Специфікація – Механізм пересування.....	86

ВСТУП

Мостові крани застосовують в цехах металургійних, ремонтних і інших підприємств.

Конструкції спеціальних мостових кранів досить різноманітні. Ці крани можуть бути поступально-переміщуючі по крановим рейках або обертаються навколо вертикальної осі:

- до обертових кранів відносяться хордові, радіальні і поворотні.
- до поступально-переміщуючих відносять крани з однобалочними і двобалочними мостами. Мостові крани, які поступально-переміщуються, часто оснащують гаками, скобами або спеціальними вантажозахоплювальними пристроями (магнітами, грейферами, механічними кліщами).

Конструктивна більшість мостових кранів складається з моста і візка, що переміщається по рейках, який може кріпитися на верхніх або нижніх поясах мостів. Механізми мостового крана забезпечують три рухи: підйом вантажу, пересування візка і пересування моста.

Механізм підйому представляє собою лебідку, пов'язану зі здвоєним поліспастом. При вантажопідйомності більше 10т крани оснащують двома самостійними механізмами підйому - головним і допоміжним (які мають вантажопідйомність, рівну приблизно 0.25 від основного), і використовують для підйому малих вантажів з великою швидкістю. Механізм підйому грейферного крана виконують у вигляді двох однакових підйомних незалежних механізмів, електродвигуни яких управляються двома контролерами, які мають загальну рукоять управління.

Механізм пересування моста, як правило, має два незалежних і два приводних колеса, кожне з яких обертається індивідуальним електродвигуном через редуктор. Для мостових кранів великої

вантажопідйомності і з великою довжиною моста застосовується більшу кількість приводних електродвигунів (чотири, шість і т.д.).

Механізм пересування візка має два незалежних і два приводних колеса, які обертаються, як правило, одним електродвигуном через редуктор.

ВИХІДНІ ДАНІ:

Вантажопідйомність підвісок, т	Q	2x6 3= 126
Маса підвісок, т	G _p	1,0
Швидкість підйому, м / с	V	0,05
Висота підйому, м	H	48
кратність поліспасту	m	4 здовоєний
швидкість пересування	V	0,15 м/с
Кількість ходових коліс	n	4
Кількість приводних коліс	n _{пр}	2
Тип приводу	центральний	
Режим роботи	середній	

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ

Основними вузлами спеціального мостового крана є металоконструкція крана і вантажний візок. Вантажний візок складається з металоконструкції рами, механізмів підйому та пересування, електрообладнання.

Рама металоконструкції візка являє собою зварену конструкцію, що складається з балок коробчатого перетину, виконаних з листових прокатних профілів.

Механізм підйому складається з двох канатних барабанів Ø1200мм з одинарною нарізкою і одношаровою навивкою каната, реле перевантаження (датчик сили), чотирьох обводних блоків, двох підвісок і приводу. Привод двох барабанів загальний, що складається з редукторів: Ц2-1000, Ц2-500, двох гальм ТГЕ-300 і двигуна K21R315S6 з двома швидкохідними трансмісійними валами.

Для обмеження вантажопідйомності на зрівняльному блоці встановлений датчик сили. Крайні положення підвісок обмежуються кінцевим вимикачем ПП-743. Командоапаратом також обмежуються крайні положення підвісок.

Для визначення висоти положення підвісок і передачі інформації на табло встановлено потенціометричний датчик.

Управління механізмом здійснюється з підвісного пульта.

На рамі візка встановлені майданчики, що дозволяють обслуговувати механізм. Канатний механізм спирається на естакаду. Для виходу на верхню площадку і обслуговування канатного механізму на естакаді встановлена з'ємні сходи. Механізм з'єднується з естакадою через фланцеве з'єднання під болт, виконане з нержавіючої сталі.

Матеріали, прийняті для виготовлення:

- рама механізму - 09Г2С ГОСТ 19281-89 (листовий прокат);
- зварні шви - Св-08Г2С, Св-08ГА по ГОСТ 2246-70.

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ $Q = 2 \times 63\text{т}$

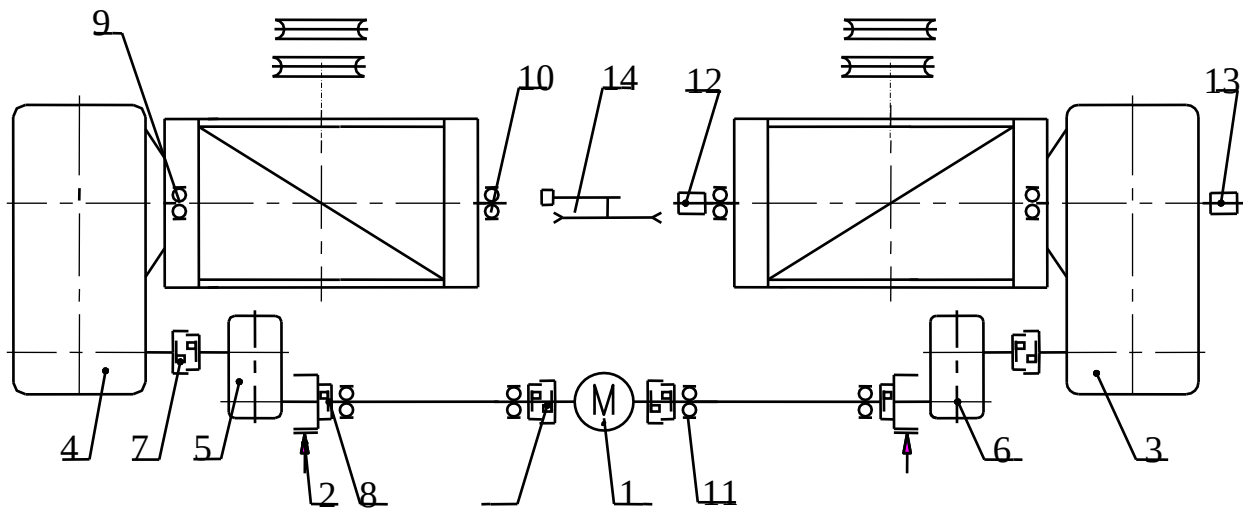


Рисунок 2.1 - Кінематична схема механізму підйому $Q = 2 \times 63\text{т}$

- 1 - Електродвигун K21R315 S6 N = 90 кВт; $n_m = 1185$ об/хв
- 2 - Гальмо ТГЕ 300
- 3 - Редуктор Ц2-1000
- 4 - Редуктор Ц2-1000
- 5 - Редуктор Ц2-500
- 6 - Редуктор Ц2-500
- 7 - Муфта зубчаста МЗ-25000 (МЗ-8)
- 8 - Муфта зубчаста МЗ-10000 (МЗ-6)
- 9 - Підшипник 3522
- 10 - Підшипник 3528
- 11 - Підшипник 1212
- 12 - Датчик потенціометричний
- 13 - Командоапарат
- 14 - Реле перевантаження і ослаблення каната (датчик сили)

2.1 Вибір каната

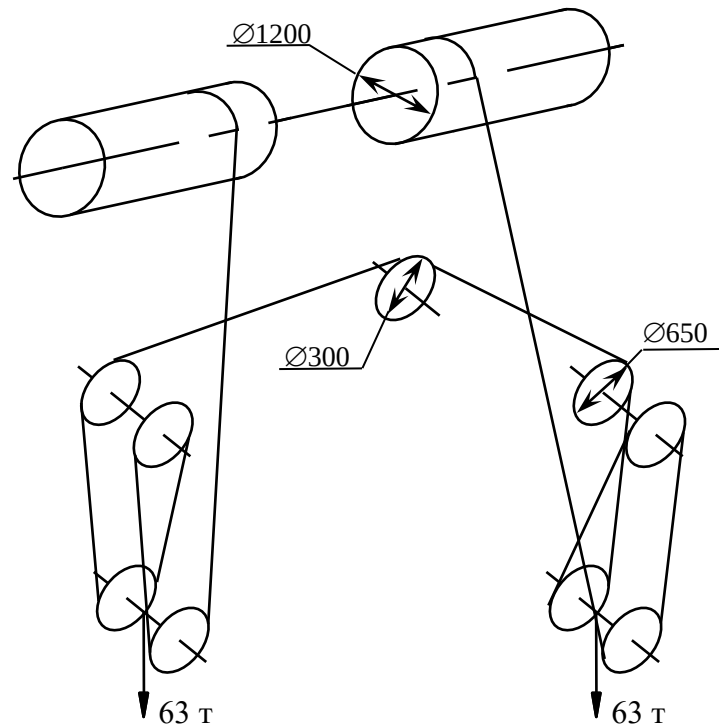


Рисунок 2.2 - Схема запасовки канату механізму підйому $Q = 2 \times 63 \text{ т}$

Найбільше зусилля в вітки каната, кН

$$S = 9,81 \frac{G + G_n}{2 \cdot m} = 155734 \text{ Н} = 155,7 \text{ кН}$$

Мінімальний допустимий коефіцієнт використання каната $Z_p = 4,5$.

Прийнятий діаметр каната $d = 36,5 \text{ мм}$.

Приймаємо тип каната по ГОСТ 7669-80 подвійної завивки конструкції 6×36 з металевим сердечником. Маркувальна група каната 1570 МПа. Розривне зусилля каната (по каталогу) $S_p = 810000 \text{ Н}$.

Фактичний коефіцієнт використання каната

$$Z_f = \frac{S_p}{S} = \frac{810000}{155734} = 5,2$$

2.2 Проектування та розрахунок канатного барабану

Мінімально допустимий діаметр барабана по дну канавки

$$D^{\min} = 16 \cdot d = 16 \cdot 0.0356 = 0,584\text{м}$$

де $d = 0,0365\text{м}$ - діаметр канату.

Прийнятий діаметр барабану по дну канавки $D = 1.2\text{м}$. Діаметри барабану: по середній лінії каната $D_m = 1,2365\text{м}$, внутрішній діаметр $D_1 = 1,11\text{м}$. Крок нарізки $t = 40\text{мм}$.

Глибина канавки нарізки

$$h^{\min} = 0.375 \cdot d = 0.375 \cdot 36.5 = 13.5\text{мм}$$

Корисна довжина каната, намотують на барабан

$$L = H \cdot m = 48 \cdot 4 = 192\text{м}$$

Прийнята одношарова навивка каната на барабан.

Кількість робочих витків намотування каната

$$Z_w = \frac{L}{\pi \cdot D_m} = \frac{192}{3.14 \cdot 1.2365} = 50$$

Загальна кількість витків намотування каната

$$Z_0 = Z_w + Z_1 + Z_2 = 50 + 2 + 2 = 54$$

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

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

2.3 Вибір електродвигуна

ККД механізму підйому

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^3 \cdot \eta_n \cdot \eta_d = 0.98 \cdot 0.98 \cdot 0.993 \cdot 0.92 \cdot 0.98 = 0.84$$

де η_n - ККД поліспаста,

η_d - ККД барабана,

η_1 - ККД редуктора,

η_2 - ККД передредуктора,

η_3 - ККД зубчастої муфти.

Розрахункова статична потужність двигуна

$$P = 1000 \frac{(Q + G_p) \cdot V}{6120 \cdot \eta_o} = 1000 \frac{(126 + 1.0) \cdot 0.05}{6120 \cdot 0.84} = 74 \text{ кВт}$$

Позначення електродвигуна К21R315S6. Номінальна потужність електродвигуна $N = 90 \text{ кВт}$. Частота обертання валу електродвигуна $n_m = 1185 \text{ об/хв}$.

Номінальний момент електродвигуна

$$M_n = 9550 \frac{N}{n_m} = 9550 \frac{90}{1185} = 725 \text{ Нм}$$

2.4 Вибір механічної передачі механізму підйому

Необхідне передаточне число механізму

$$i_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{m \cdot V} = \frac{3.14 \cdot 1.2365 \cdot 1185}{4 \cdot 0.05} = 383.6$$

Встановлено редуктор Ц2-1000-31,5. Передаточне число редуктора $i_1 = 31,5$. Встановлено предредуктор Ц2-500МРЗ-12,5. Передаточне число предредуктора $i_2 = 12,5$.

Передаточне число механізму

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 = 31.5 \cdot 12.5 = 393.75$$

Фактична швидкість підйому вантажу

$$V_f = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60 \cdot m \cdot i_0} = \frac{3.14 \cdot 1.2365 \cdot 1185}{60 \cdot 4 \cdot 393.75} = 0.048 \text{ м/с}$$

Відхилення від номінальної швидкості -4%.

2.5 Вибір гальма

Коефіцієнт запасу гальмування $k_t = 1,25$.

Необхідний гальмівний момент

$$M_t = k_t \cdot \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot (Q + G_p) \cdot D_m}{2 \cdot m \cdot i_0} \eta_{\max} = 1.25 \cdot \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot (126 + 1.0)}{2 \cdot 4 \cdot 393.75} = 562 \text{ Нм}$$

Максимальний ККД при гальмуванні

$$\eta_{\max} = \frac{1 + \eta_0}{2} = \frac{1 + 0.84}{2} = 0.92$$

Вибираємо гальмо ТГЕ-300 з максимальним гальмівним моментом $M_{\text{tmax}} = 850 \text{ Нм}$.

2.6 Крутний момент на валах механізму підйому

Крутний момент на барабанах

$$M_B = \frac{1000 \cdot S \cdot D_m}{2 \cdot \eta_d \cdot \eta_n} a_K = \frac{1000 \cdot 155734 \cdot 1.2365}{2 \cdot 0.98 \cdot 0.92} \cdot 2 = 213582 \text{ Нм}$$

де a_K - кількість гілок, набігаючих на барабани.

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-1000

$$M_1 = \frac{M_B}{2} = \frac{213582}{2} = 106791 \text{ Нм}$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-500

$$M_2 = \frac{M_1}{i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_c} = \frac{106791}{31.5 \cdot 0.98 \cdot 0.99} = 3494 \text{ Нм}$$

Крутний момент на валу двигуна

$$M_3 = \frac{M_2}{i_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_c^2} = \frac{3494}{12.5 \cdot 0.98 \cdot 0.99^2} = 291 \text{ Нм} < M_H = 725 \text{ Нм}$$

2.7 Перевірка редукторів і вибір муфт

Номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-1000 (по каталогу), обраного конструктивно $M_{н.р1} = 200000 \text{ Нм} > M_1$.

Номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-500 (по каталогу), обраного конструктивно $M_{н.р2} = 24000 \text{ Нм} > M_2$.

Найбільше допустиме консольне навантаження на тихохідному валу редуктора Ц2-1000 (по каталогу)

$$P_T > S + \frac{G_6}{2}$$

$$S + \frac{G_6}{2} = 155734 + 22073 = 177807 \text{ Н}$$

де G_6 - вага барабану. $G_6 = 4500 \cdot 9.81 = 44145 \text{ Н}$; $P_T = 200000 \text{ Н}$

Потужність, що передається редуктором Ц2-500

$$N_1 = \frac{M_{ном.р2} \cdot n_m}{9550 \cdot t_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_c^2} > \frac{N}{2}$$

$$N_1 = \frac{M_{ном.р2} \cdot n_m}{9550 \cdot t_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_c^2} = \frac{24000 \cdot 1185}{9550 \cdot 12.5 \cdot 0.98 \cdot 0.99^2} = 248 \text{ кВт}$$

$$\frac{N}{2} = \frac{90}{2} = 45 \text{ кВт}$$

Потужність, що передається редуктором Ц2-1000

$$N_2 = \frac{M_{ном.р1} \cdot n_m \cdot \eta_d}{9550 \cdot t_o \cdot \eta_o} > \frac{N}{2}$$

$$N_2 = \frac{M_{ном.р1} \cdot n_m \cdot \eta_d}{9550 \cdot t_o \cdot \eta_o} = \frac{200000 \cdot 1185 \cdot 0.98}{9550 \cdot 393.75 \cdot 0.84} = 74 \text{ кВт}$$

$$\frac{N}{2} = \frac{90}{2} = 45 \text{ кВт}$$

На тихохідному валу редуктора Ц2-500 конструктивно встановлена зубчаста муфта МЗ-25000 з допустимим крутнім моментом $[M]_{M1} = 25000 \text{ Нм}$.

Коефіцієнт запасу міцності муфти

$$K_1 = \frac{[M]_{M1}}{M_2} > K$$

$$K_1 = \frac{[M]_{M1}}{M_2} = \frac{25000}{3494} = 7.15$$

де $K = 1,3$ - коефіцієнт запасу міцності муфти, що приймається для кранів середнього режиму роботи.

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчаста муфта МЗ-10000 з допустимим крутнім моментом $[M]_{M2} = 10000 \text{ Нм}$.

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти

$$K_2 = \frac{[M]_{M2}}{M_3} > K$$

$$K_2 = \frac{[M]_{M2}}{M_3} = \frac{10000}{291} = 34.36$$

2.8 Кріплення канату до барабану притискними планками

Розрахунковий натяг каната в місці кріплення

$$S' = \frac{S}{e^{f \cdot \beta}} \approx \frac{S}{3.5} = \frac{155734}{3.5} = 44495H$$

де $S = 155734H$ - найбільше зусилля в прядці канату,

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

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

$e = 2.71$ - основа натурального логарифма.

Необхідне натискання всіх болтів кріплення

$$P = \frac{0.65 \cdot K_1 \cdot S'}{W} = \frac{0.65 \cdot 1.25 \cdot 44495}{0.4} = 90380H$$

де 0.65 - коефіцієнт, що враховує розвантажуючу дію від тертя кріпильних витків канату про барабану;

$K_1 = 1.25$ - коефіцієнт надійності кріплення;

$W = 0,4$ - коефіцієнт опору руху канату при затиску планками.

Внутрішній діаметр болта, виходячи з умов міцності

$$[D]_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot P}{1000 \cdot \pi \cdot z \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot 90380}{1000 \cdot 3.14 \cdot 3 \cdot 82}} = 21.6 \text{ мм}$$

де $z = 3$ - кількість кріпильних болтів,

Допустиме напруження розтягу для сталі 20 ГОСТ 1050-88

$$\sigma_p = 410 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{5} = \frac{410}{5} = 82 \text{ МПа}$$

Встановлено 3 болта для кріплення каната з $d_{\text{BH}} = 31.67 \text{ мм}$ М36 ГОСТ 7798-70.

2.9 Кріплення зубчастої маточини до барабану

Визначення діаметру стяжних болтів в з'єднанні зубчастої маточини з барабаном

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot M_1}{\pi \cdot D_0 \cdot [\tau] \cdot z \cdot K}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 106791}{3.14 \cdot 940 \cdot 58 \cdot 8 \cdot 0.75}} = 29 \text{ мм}$$

де $D_0 = 940 \text{ мм}$ - діаметр кола, по якій розташовуються вісі болтів;

$z = 8$ - кількість чистих болтів;

$K = 0,75$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність роботи болтів.

Допускні напруження зрізу для сталі 35 ГОСТ 1050-88

$$\sigma_B = 500 \text{ МПа}, \sigma_T = 300 \text{ МПа}$$

$$[\tau] = \frac{\sigma_B}{5 \cdot \sqrt{3}} = 58 \text{ МПа}$$

Встановлено 8 болтів по посадці $\varnothing 32 \frac{\text{H7}}{\text{k6}}$ М30 ГОСТ 7817-80.

Перевірка на зминання по діаметральній площині болта

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot M_1}{D_0 \cdot K \cdot d \cdot l \cdot z} < [\sigma]_{3M}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_1}{D_0 \cdot K \cdot d \cdot l \cdot z} = \frac{2 \cdot 106791000}{940 \cdot 0.75 \cdot 32 \cdot 70 \cdot 8} = 17 \text{ МПа}$$

де $M_1 = 106791000 \text{ Нмм}$,

$D_0 = 940 \text{ мм}$,

$d = 32 \text{ мм}$,

$l = 70 \text{ мм}$.

Допускні напруження зминання

$$[\sigma]_{зм} = \frac{\sigma_T}{5} = \frac{300}{5} = 60 \text{ МПа}$$

2.10 Розрахунок барабану на міцність

Матеріал барабану Сталь 09Г2С ГОСТ 19281-89. Межа плинності сталі $\sigma_T = 265 \text{ МПа}$.

Прийнята товщина стінки барабану

$$\delta = \frac{(D_B - D_{вн}) \cdot 1000}{2} = 45 \text{ мм}$$

Напруження стискання, що виникають в тілі барабану внаслідок охоплення його канатом

$$\sigma_{ст} = \frac{S}{\delta \cdot t} = \frac{155734}{45 \cdot 40} = 159 \text{ МПа} < 194 \text{ МПа}$$

де $t = 40 \text{ мм}$ - крок нарізки.

2.11 Визначення навантажень на опори барабану

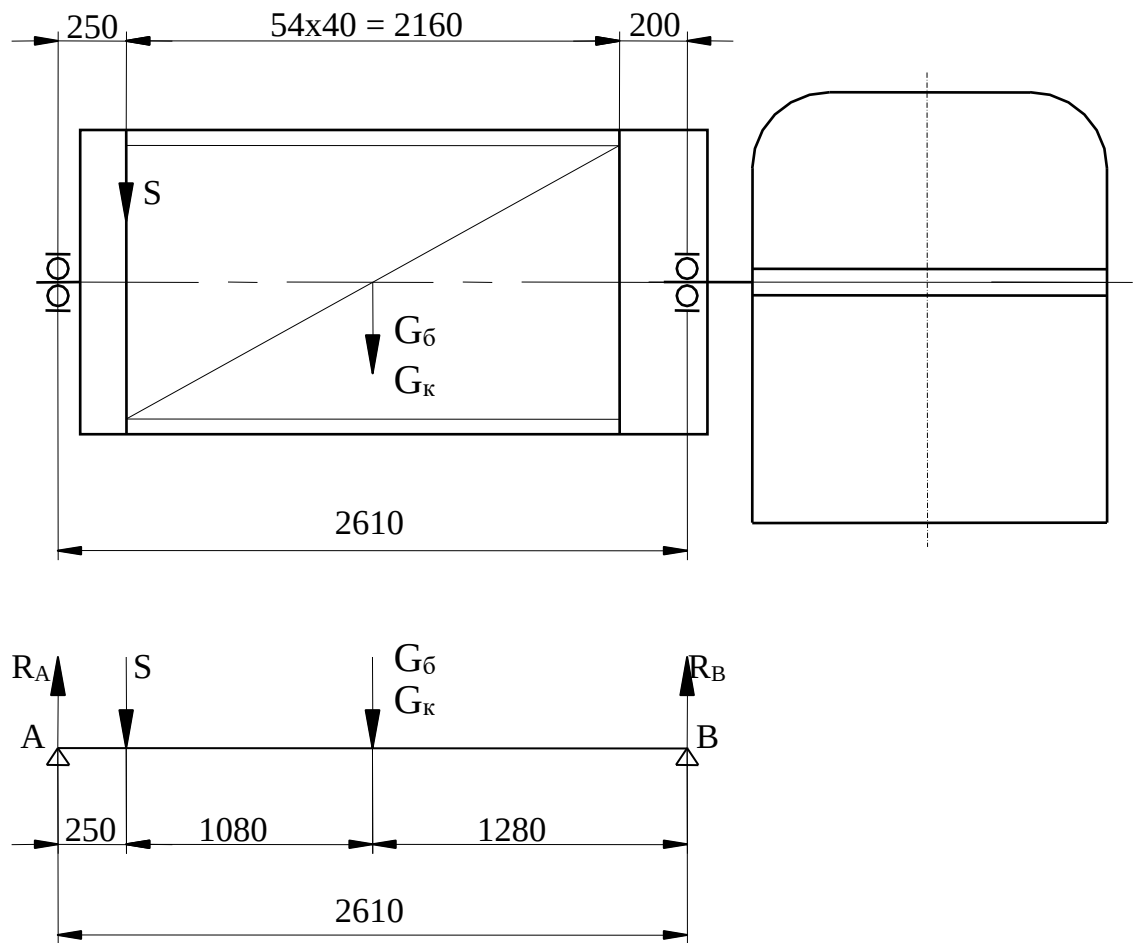


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема барабану

Навантаження на опору А (рисунок 2.3) від дії G_b , S , G_k , H

$$R_A = \frac{[(G_k + G_b) \cdot 1280] + S \cdot (1080 + 1280)}{2610} = \frac{[(12130 + 44145) \cdot 1280] + 155734 \cdot (1080 + 1280)}{2610} = 168415 \text{ H}$$

де $G_b = 44145 \text{ H}$ - вага барабану,

$S = 155734 \text{ H}$ - натяг канату,

$G_k = 12130 \text{ H}$ - вага канату на барабані.

Навантаження на опору В (рисунок 2.3) від дії G_b , S , G_k , H

$$R_B = S + G_b + G_k - R_A = 155734 + 44145 + 12130 - 168415 = 43594 \text{ H}$$

2.12 Розрахунок піввісі барабану

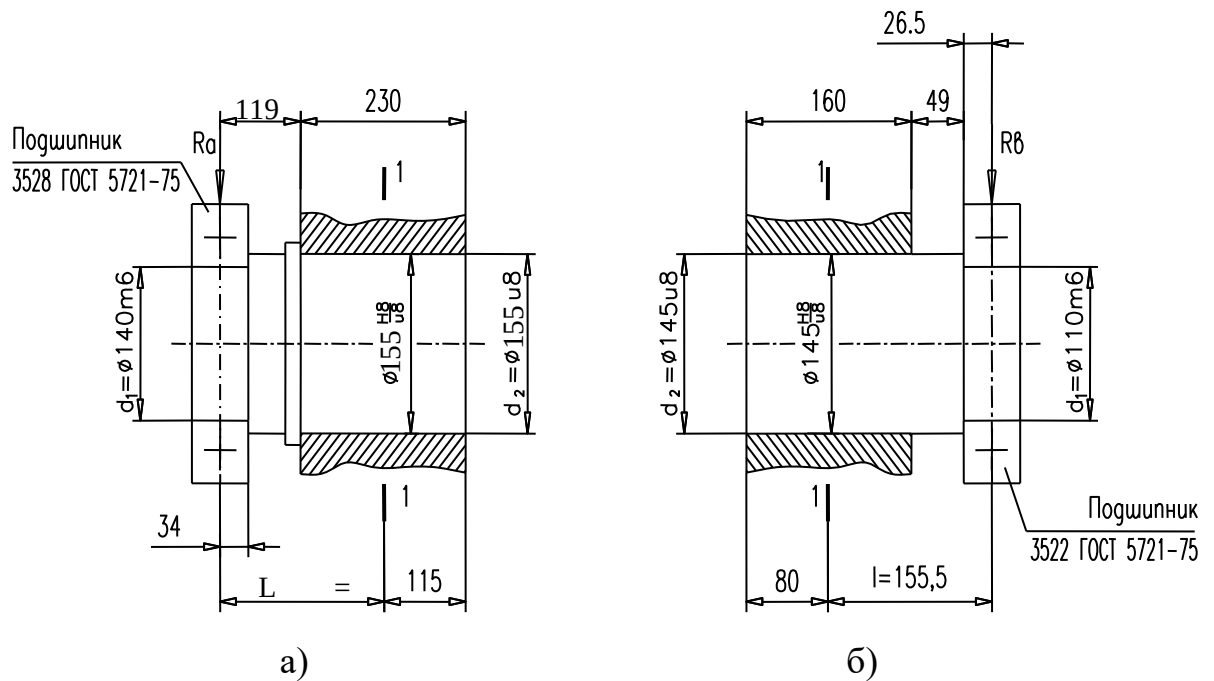


Рисунок 2.4 - Розрахункова схема піввісі барабану

Матеріал піввісі Сталь 45 ГОСТ 1050-88. Межа міцності сталі $\sigma_B = 540 \text{ МПа}$.

Напруження згину в перерізі I-I (рисунок 2.4а)

$$\sigma_1 = \frac{R_A \cdot 234}{0,1 \cdot d_2^3} < [\sigma]_{зг}$$

$$\sigma_1 = \frac{R_A \cdot 234}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{168415 \cdot 234}{0,1 \cdot 145^3} = 106 \text{ МПа}$$

Напруження згину в перерізі I-I (рисунок 2.4б)

$$\sigma_2 = \frac{R_A \cdot 155,5}{0,1 \cdot d_2^3} < [\sigma]_{зг}$$

$$\sigma_2 = \frac{R_B \cdot 155,5}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{43594 \cdot 155,5}{0,1 \cdot 145^3} = 22 \text{ МПа}$$

Допускні напруження згину

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{5} = \frac{570}{5} = 114 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження в перерізі I-I (рис. 2.4а)

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot R_A}{3 \cdot \pi \cdot d_2^2} < [\tau]$$

$$\tau_1 = \frac{16 \cdot R_A}{3 \cdot \pi \cdot d_2^2} = \frac{16 \cdot 168415}{3 \cdot 3,14 \cdot 145^2} = 12 \text{ МПа}$$

Дотичні напруження в перерізі I-I (рис. 2.4б)

$$\tau_2 = \frac{16 \cdot R_B}{3 \cdot \pi \cdot d_2^2} < [\tau]$$

$$\tau_2 = \frac{16 \cdot R_B}{3 \cdot \pi \cdot d_2^2} = \frac{16 \cdot 43594}{3 \cdot 3,14 \cdot 145^2} = 3,5 \text{ МПа}$$

Допускні дотичні напруження

$$[\tau] = \frac{\sigma_B}{5 \cdot \sqrt{3}} = \frac{570}{5 \cdot \sqrt{3}} = 66 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{пр1}} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{106^2 + 3 \cdot 12^2} = 108 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\sigma_{\text{пр2}} = \sqrt{\sigma_2^2 + 3 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{22^2 + 3 \cdot 3.5^2} = 23 \text{ МПа} < [\sigma]$$

2.13 Визначення довговічності підшипників опор барабану

Розрахунок ведеться на найбільш навантаженої опори (опора А, рис. 2.3 і 2.4а), в якій встановлений підшипник 3528 ГОСТ 5721-75. Динамічна вантажопідйомність $C = 39500$ (387495) кгс(Н), коефіцієнт радіального навантаження $X = 1.0$, число обертів підшипника $n_{\text{п}} = 3$ об/хв.

$$n_{\text{п}} = \frac{n_{\text{м}}}{i_0} = \frac{1185}{393,75} < 10 \text{ об/хв, на якій ведеться розрахунок}$$

Еквівалентні динамічні навантаження на підшипник

$$Q_{\text{п}} = X \cdot R \cdot K_{\text{к}} \cdot K_{\text{б}} \cdot K_{\text{т}} = 1.0 \cdot 168\,415 \cdot 1.0 \cdot 1.2 \cdot 1.0 = 202098 \text{ Н}$$

де $K_{\text{к}} = 1.0$ - кінематичний коефіцієнт;

$K_{\text{б}} = 1.2$ - коефіцієнт динамічності;

$K_{\text{т}} = 1.0$ - температурний коефіцієнт.

Довговічність підшипника

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n_n} \cdot \left(\frac{C}{Q_n} \right)^P = 14563 \text{ ч} > L$$

де $P = 3.33$ - показник ступеня для роликових підшипників,

$L = 1000\text{ч}$ - мінімальна довговічність підшипників для легкого режиму механізму.

2.14 Розрахунок швидкохідного трансмісійного валу

Матеріал валу Сталь 20 ГОСТ 1050-88. Межа міцності сталі

$\sigma_B = 410\text{МПа}$.

Перевірка міцності валу

$$\tau = \frac{50 \cdot M_{KP}}{D^3} = \frac{50 \cdot 29.1}{7^3} = 4.2\text{МПа} \leq [\tau]$$

Допускні напруження при розрахунку на кручення

$$[\tau] = \frac{\sigma_B}{5 \cdot \sqrt{3}} = \frac{570}{5 \cdot \sqrt{3}} = 47\text{МПа}$$

Перевірка валу на жорсткість по куту закручування

$$\varphi = \frac{1000 \cdot M_{KP}}{G \cdot I_p} = \frac{1000 \cdot 29.1}{8 \cdot 10^4 \cdot 240} = 0,00152 < 0,00875 \text{ рад}$$

де $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ - модуль зсуву для сталі;

$I_p = 240 \text{ см}^4$ - полярний момент інерції перерізу валу.

2.15 Розрахунок шпонок швидкохідного трансмісійного валу

Розміри шпонки 2-16x10x80 ГОСТ 23360-78. Матеріал шпонки Сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Напруження зрізу шпонки

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot b \cdot l} = 8.3 \text{ МПа}$$

де $M_{кр} = M_3 = 291 \text{ Нм} = 291000 \text{ Нмм}$,

$d = 55 \text{ мм}$,

$b = 16 \text{ мм}$,

$h = 10 \text{ мм}$,

$l = 80 \text{ мм}$

Допускні напруження зрізу $[\tau]_{ср} = 120 \text{ МПа}$.

Напруження зминання бічних робочих гранів шпонки

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot M_{кр}}{d \cdot h \cdot l} = 26.5 \text{ МПа}$$

Допускні напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 150 \text{ МПа}$.

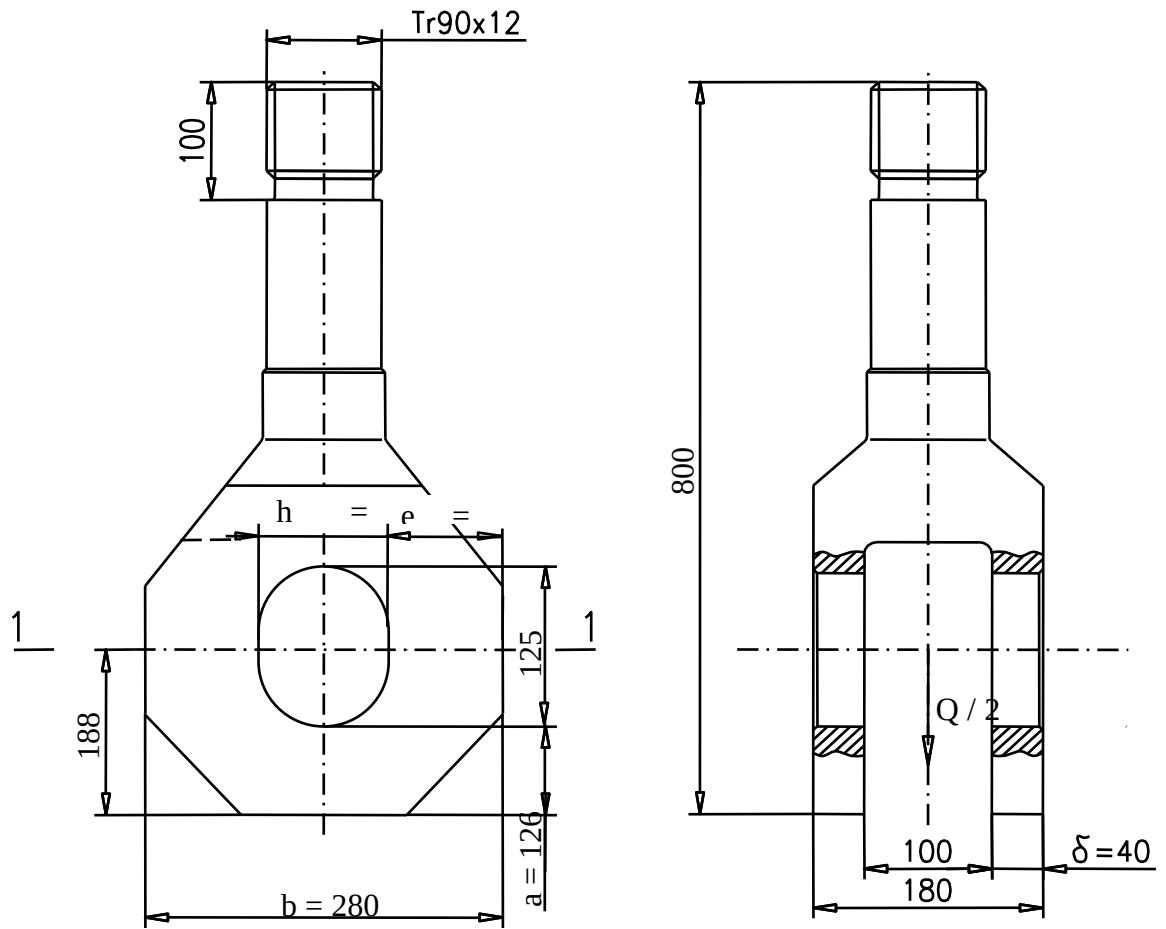
2.16 Розрахунок вилки підвіски $Q = 2 \times 63\text{т}$ 

Рисунок 2.5 -Ескіз вилки підвіски

Матеріал вилки Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71. Межа плинності матеріалу вилки $\sigma_T = 590\text{МПа}$, межа міцності матеріалу вилки $\sigma_B = 735\text{МПа}$.

Напруження розтягу в перерізі 1 - 1

$$\sigma_{P\ 1-1} = \alpha \frac{P}{\delta \cdot b} < [\sigma]_P$$

$$\sigma_{P\ 1-1} = \alpha \frac{P}{\delta \cdot b} = 3.7 \frac{309015}{40 \cdot 280} = 102\text{МПа}$$

Навантаження на одиночну проушину

$$P = 9,81 \frac{1000 \cdot Q}{4} = 9,81 \frac{1000 \cdot 126}{4} = 309015H$$

$$\delta = 40 \text{ мм},$$

$$e = 84 \text{ мм},$$

$$a = 1,5 \cdot e = 126 \text{ мм}$$

Допускні напруження на розтяг

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{5} = \frac{735}{5} = 147 \text{ МПа}$$

Напруження зминання по діаметральній площині

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{\delta \cdot d} = 70 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм}$$

Допускні напруження зминання

$$[\sigma]_{зм} = \frac{\sigma_T}{5} = \frac{590}{5} = 118 \text{ МПа}$$

Нормальні напруження на розтяг в нарізаній частини вилки

$$\sigma_{роз} = \frac{2 \cdot P}{F_{np}} = \frac{2 \cdot 309015}{4477} = 138 \text{ МПа} < [\sigma]_p$$

Площа перетину проточки для трапецеїдальної різьби Tr 90x12

$$F_{\text{пр}} = \frac{\pi(d - 14,5)^2}{4} = 4477 \text{ мм}^2$$

Напруження зрізу в нарізної частини вилки

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{min}} \cdot K_m \cdot K_1 \cdot H} < [\tau]_{\text{зр}}$$

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{min}} \cdot K_m \cdot K_1 \cdot H} = \frac{2 \cdot 309015}{3.14 \cdot 77 \cdot 0.666 \cdot 0.65 \cdot 84} = 70 \text{ МПа}$$

де $D_{\text{min}} = D - S - 1,0 = 77 \text{ мм}$ ($D = 90 \text{ мм}$; $S = 12 \text{ мм}$) - найменший діаметр різьби;

$K_m = 0.666$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по виткам;

$K_1 = 0.65$ - коефіцієнт повноти різьби;

$H = Z_p \cdot S = 7 \cdot S = 84 \text{ мм}$ - розрахункова висота різьби.

Допускні дотичні напруження на зріз

$$[\tau] = \frac{\sigma_B}{5 \cdot \sqrt{3}} = \frac{735}{5 \cdot \sqrt{3}} = 85 \text{ МПа}$$

2.17 Розрахунок вісі блоків підвіски

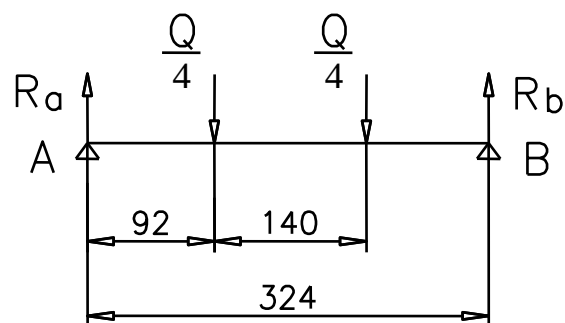


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема вісі блоків підвіски

Матеріал вісі Сталь40ХН2МА ГОСТ 4543-71. Межа міцності матеріалу $\sigma_B = 830 \text{ МПа}$.

Найбільше нормальне напруження при згині

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{28429380}{219696} = 129 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зг}}$$

Найбільший згинальний момент

$$M_{\text{max}} = \frac{9,81 \cdot 1000 \cdot 126 \cdot (324 - 140)}{2 \cdot 4} = 28429380 \text{ Нмм}$$

Момент опору перетину вісі

$$W = 0,1 \frac{d^4 - d_0^4}{d} = \frac{130^4 - 85^4}{130} = 219696 \text{ мм}^3$$

Допускні нормальні напруження при згині

$$[\sigma]_{\text{зг}} = \frac{\sigma_B}{5} = \frac{830}{5} = 166 \text{ МПа}$$

Найбільше дотичне напруження при згині

$$\tau = \frac{6,1 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot Q}{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot (d_1 - d_0)^2} = 41 \text{ МПа} < [\tau]$$

Допускні дотичні напруження при згині

$$[\tau] = \frac{\sigma_B}{5 \cdot \sqrt{3}} = \frac{830}{5 \cdot \sqrt{3}} = 96 \text{ МПа}$$

Приведені напруження

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{129^2 + 3 \cdot 41^2} = 147 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зг}}$$

2.18 Розрахунок траверси підвіски $Q = 2 \times 63 \text{ т}$

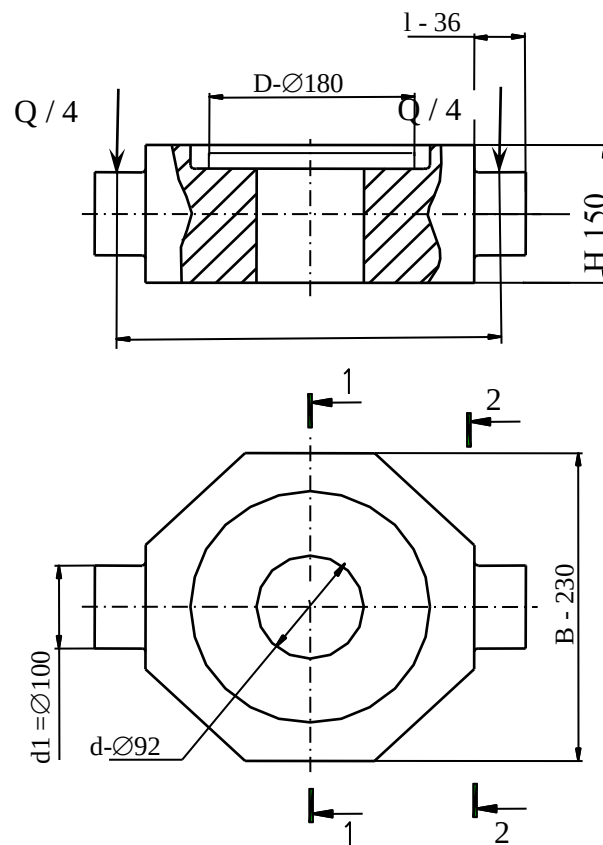


Рисунок 2.7 -Ескіз траверси підвіски

Матеріал траверси Сталь40ХН ГОСТ 4543-71. Межа міцності матеріалу $\sigma_B = 635 \text{ МПа}$.

Нормальні напруження при згині в перерізі 1 - 1

$$\sigma_{\text{зг1}} = \frac{M_1}{W_1} = \frac{36683170}{517500} = 71 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зг}}$$

Згинальний момент в перерізі 1 - 1

$$M_1 = P \left(\frac{L}{4} - \frac{D_{cp}}{2 \cdot \pi} \right) = 618030 \left(\frac{324}{4} - \frac{136}{2 \cdot 3.14} \right) = 36683170 \text{ Нмм}$$

$$D_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{180 + 92}{2} = 136 \text{ мм}$$

де $P = 9,81 \cdot 1000 \cdot Q / 2 = 618030 \text{ Н}$,

$Q = 126 \text{ т}$,

$L = 324 \text{ мм}$.

Момент опору перерізу 1 - 1

$$W_1 = \frac{(B - d) \cdot H^2}{6} = \frac{(230 - 92) \cdot 150^2}{6} = 517500 \text{ мм}^3$$

де $B = 230 \text{ мм}$,

$d = 92 \text{ мм}$,

$H = 150 \text{ мм}$.

Допускні нормальні напруження при згині

$$[\sigma]_{зг} = \frac{\sigma_B}{5} = 127 \text{ МПа}$$

Нормальні напруження при згині в перерізі 2 - 2

$$\sigma_{зг2} = \frac{M_2}{0.1 \cdot d_1^3} = \frac{5562270}{0.1 \cdot 100^3} = 56 \text{ МПа} < [\sigma]_{зг}$$

Згинальний момент в перерізі 2 - 2

$$M_2 = \frac{P \cdot l}{4} = 5562270 \text{ Нмм}$$

Найбільші дотичні напруження при згині в перерізі 2-2

$$\tau = \frac{6,1 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot d_1^2} = \frac{6,1 \cdot 618030}{2 \cdot 3,14 \cdot 100^2} = 60 \text{ МПа} < [\tau]$$

Допускні дотичне напруження при згині

$$[\tau] = \frac{\sigma_B}{5 \cdot \sqrt{3}} = 73 \text{ МПа}$$

2.19 Розрахунок проушини підвіски

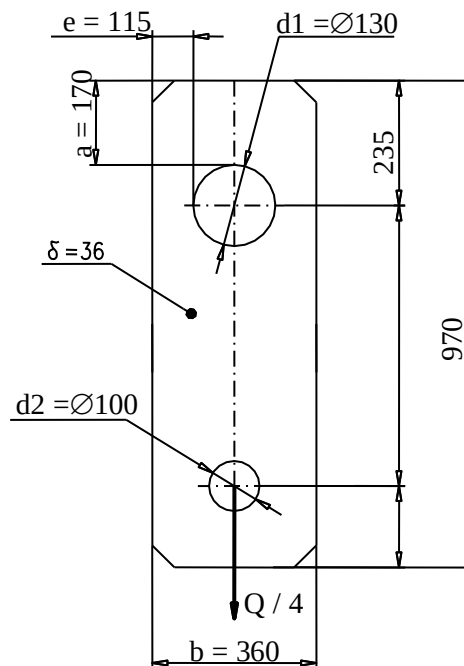


Рисунок 2.8 - Розрахункова схема проушини

Матеріал проушини Лист 09Г2С – ГОСТ 19281–89. Межа плинності

стали $\sigma_T = 265 \text{ МПа}$, межа міцності стали $\sigma_B = 430 \text{ МПа}$.

Нормальні напруження на розтяг

$$\sigma_P = \alpha \frac{P}{\delta \cdot b} = 83 \text{ МПа} < [\sigma]_P$$

$$\text{де } P = 9,81 \frac{1000 \cdot Q}{4} = 618030 \text{ Н,}$$

$$\delta = 36 \text{ мм,}$$

$$b = 360 \text{ мм,}$$

$$e = 115 \text{ мм,}$$

$$a = 1,5 \cdot e \approx 170 \text{ мм.}$$

Допускні нормальні напруження на розтяг

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_B}{5} = 86 \text{ МПа}$$

Напруження зминання по діаметральній площині ($d_2 = 100 \text{ мм}$)

$$\sigma_{зм} = \frac{P}{\delta \cdot d_2} = 86 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм}$$

Допускні нормальні напруження на зминання

$$[\sigma]_{зм} = \frac{\sigma_T}{2} = 133 \text{ МПа}$$

2.20 Розрахунок вісі обводних блоків

Матеріал вісі Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71. Межа міцності матеріалу

$$\sigma_B = 830 \text{ МПа}$$

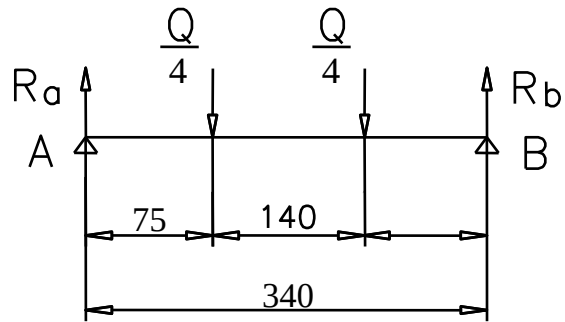


Рисунок 2.9 - Розрахункова схема вісі обводних блоків

Найбільші нормальні напруження при згині

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\max}}{0,1 \cdot d^3} = 151 \text{ МПа} < [\sigma]_{зг}$$

Найбільший згинаючий момент

$$R_A = \frac{2 \cdot S \cdot (140 + 2 \cdot 125)}{340} = 357272 \text{ Н}$$

$$R_B = 4 \cdot S - R_A = 265664 \text{ Н}$$

де $S = 155734 \text{ Н}$.

$$M_{зг} = R_A \cdot 75 = 26795400 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\max} = R_B \cdot 125 = 33208000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Допускні нормальні напруження на згин $[\sigma]_{зг} = 166 \text{ МПа}$.

Дотичне напруження на згин

$$\tau = \frac{6,1 \cdot R_B}{\pi \cdot d^2} = 31 \text{ МПа} < [\tau]$$

Допускні дотичні напруження на згин $[\tau] = 96 \text{ МПа}$.

Приведені напруження

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_{32}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{151^2 + 3 \cdot 31^2} = 160 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{зг}}$$

2.21 Кути відхилення канату на барабані

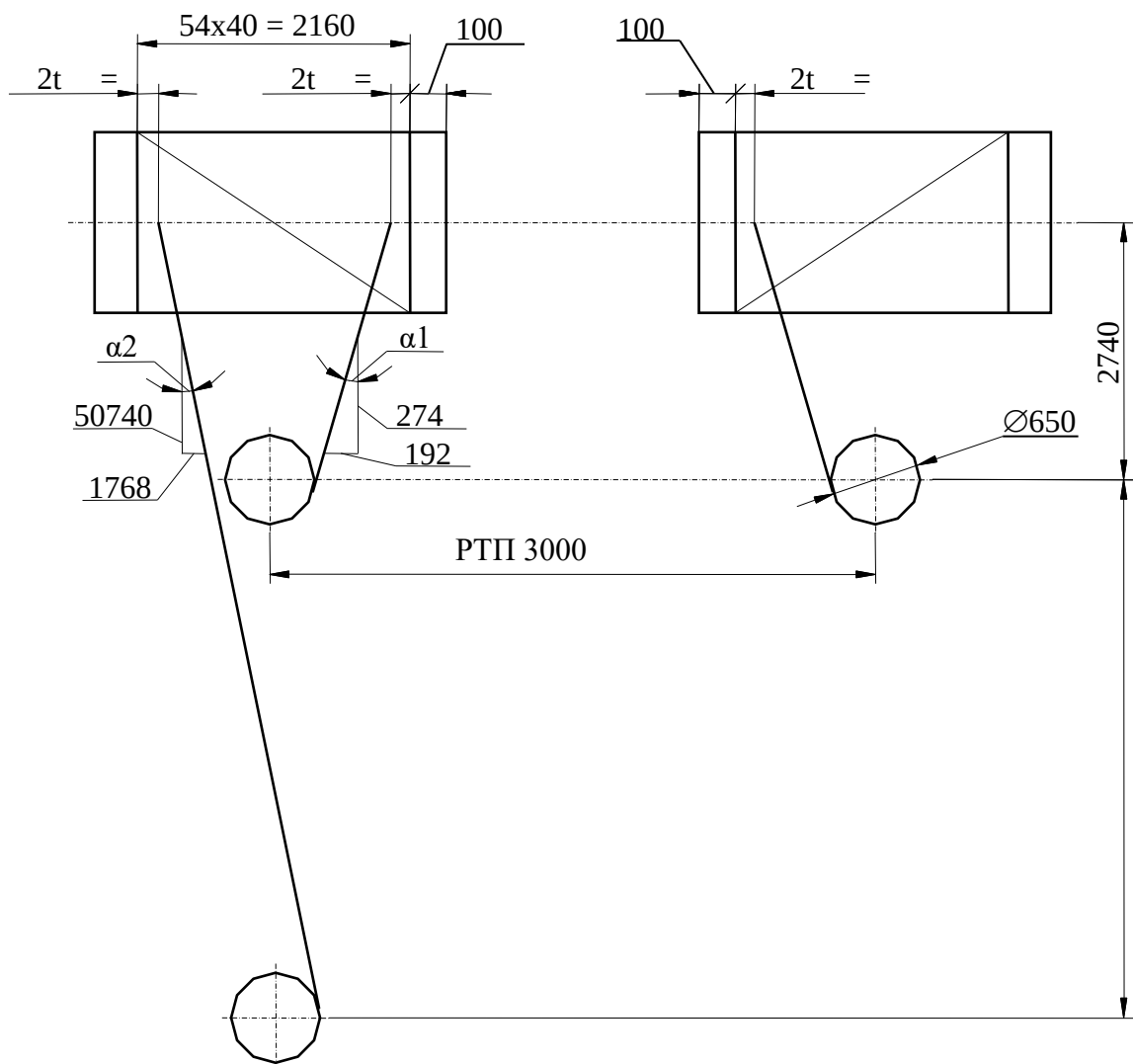


Рисунок 2.10 - Кути відхилення канату на барабані

Кут відхилення канату на барабані при верхньому положенні підвіски

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{192}{2740} = 0,07$$

$$\alpha_1 = 4^\circ$$

Кут відхилення канату на барабані при опусканні підвіски на $H = 48\text{м}$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{1768}{50740} = 0,03484$$

$$\alpha_2 = 2^\circ$$

Граничні значення кута відхилення каната від нормалі до вісі барабану
 $[\alpha] = 4^\circ$.

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ

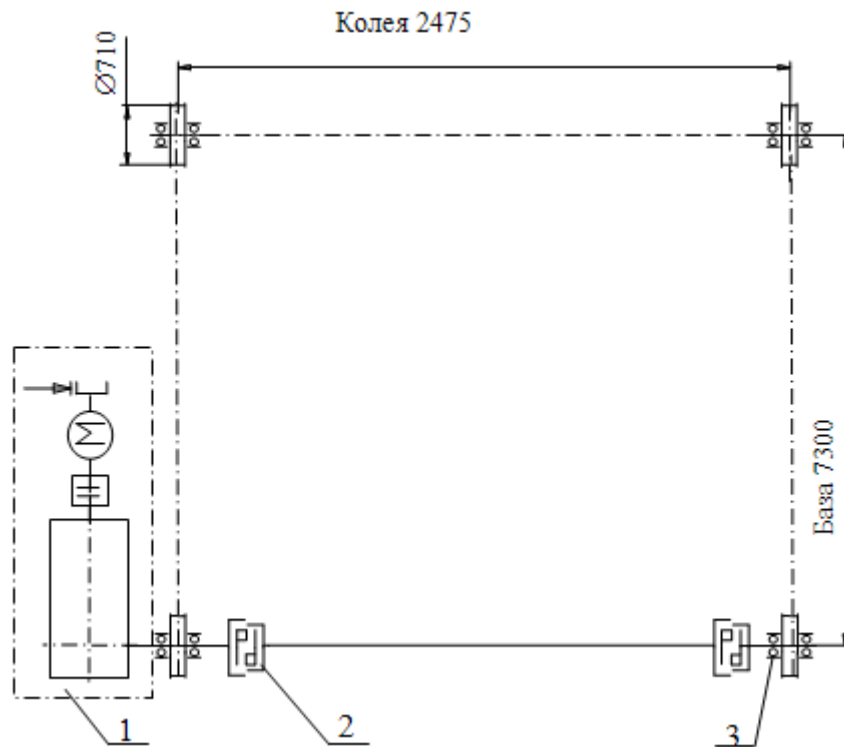


Рисунок 3.1 - Кінематична схема механізму пересування

- 1 - Конічний мотор-редуктор KA107 / T R77 DRS90L4BE2 / TF;
NH = 2,2 кВт; NH = 1715 об/хв .; 460В; 60Гц, з вбудованим гальмом BE-2
- 2 - Напівмуфта зубчаста МЗП-10000 (МЗП-6)
- 3 - Підшипник 3626 ГОСТ 5721-75

3.1 Визначення максимальних і мінімальних навантажень на рейку естакади

Максимальний тиск ходового колеса на рейку

$$P_{\max} = \frac{(G_{\text{мех}} \cdot 1490) + (P_{\text{под}} \cdot 1450)}{2 \cdot 2475} = 295 \text{ кН}$$

Відстань від вісі рейки верхнього б'єфу до вісі підвіски 1450мм.
Відстань від вісі рейки верхнього б'єфу до центра мас механізму 1490мм.
Прийнято ковані ходові колеса діаметром $D_k = 710\text{мм}$. Тип рейки КР100.

Напруження зминання при контакті колеса з рейкою

$$\sigma_{зм} = 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\max} \cdot 1000}{r^2}} = 1742.6 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм}$$

де $m = 0,43$ - коефіцієнт, що залежить від відношення радіуса колеса до радіуса рейки;

$[\sigma]_{зм} = 2200 \text{ МПа}$ - допускні напруження місцевого зминання для Сталі 65Г;

$P_{\min} = 148 \text{ кН}$ - мінімальний тиск ходового колеса на рейку.

3.2 Визначення опору пересування механізму

Повний статичний опір пересування механізму з вантажем

$$W = W_T + W_{ук} + W_B = 6.25 + 0.83 + 5.02 = 12.11 \text{ кН}$$

Повний статичний опір пересування механізму з вантажем при розрахунку потужності електродвигуна

$$W_{ел} = W_T + W_{ук} + 0,7 \cdot W_B = 6.25 + 0.83 + 0,7 \cdot 5.02 = 10.6 \text{ кН}$$

Опір від тертя підвізочних шляхів

$$W_T = g \cdot (G_{\text{мех}} + G_{\text{зр.}}) \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_k} K_p = 9.81 \cdot (50 + 35) \cdot \frac{2 \cdot 0.08 + 13 \cdot 0.015}{71} 1.5 = 6.25 \text{ кН}$$

без урахування ваги вантажу

$$W'_T = g \cdot G_{\text{мех}} \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_k} K_p = 3.68 \text{ кН}$$

де $d = 13 \text{ см}$ - діаметр валу приводного колеса;

$f = 0,015$ - коефіцієнт тертя в підшипниках;

$k_p = 1.5$ - коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд.

Опір від ухилу підвізкових шляхів

$$W_{\text{ук}} = g \alpha (G_{\text{мех}} + G_{\text{сп}}) = 0.83 \text{ кН}$$

Опір від дії вітрового навантаження робочого стану

$$W_B = W_{\text{Вт}} + W_{\text{Вгр}} = 3 + 2 = 5.02 \text{ кН}$$

3.3 Вибір електродвигуна

Коефіцієнт корисної дії механізму пересування

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0.841 \cdot 0.99 \cdot 0.98 = 0.816$$

$\eta_1 = 0.841$ - ККД мотор-редуктора;

$\eta_2 = 0.99$ - ККД зубчастої муфти;

$\eta_3 = 0.98$ - ККД ходового колеса.

Розрахункова статична потужність електродвигуна

$$N = \frac{W_{\text{э}} \cdot V}{z \cdot 60 \cdot \eta_0} = \frac{10.6 \cdot 9}{1 \cdot 60 \cdot 0.816} = 1.95 \text{ кВт}$$

Встановлений двигун в мотор-редукторі DRS90L4. Номінальна потужність електродвигуна $N_H=2.2\text{кВт}$. Частота обертання валу електродвигуна $N_H = 1715 \text{ об/хв}$.

Номінальний момент електродвигуна

$$M_{\text{ном}} = 9550 \frac{N_H}{n_H} = 12.25 \text{ Нм}$$

Момент інерції ротора $J = 50 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Максимальний момент (по каталогу) $M_{\text{max}}=2,2 M_{\text{ном}} = 26.95 \text{ Нм}$

3.4 Вибір механічної передачі механізму пересування

Необхідне передаточне число механізму

$$i = \frac{\pi \cdot D_{\kappa} \cdot n_H}{V} = \frac{3.14 \cdot 0.71 \cdot 1715}{9} = 425$$

Встановлено конічний мотор-редуктор KA107/TR77 DRS90L4BE2/TF. Передаточне число мотор-редуктора $i = 408$. Загальне передаточне відношення механізму $i_{\text{заг}} = 408$.

Фактична швидкість пересування

$$V_{\Phi} = \frac{\pi \cdot D_{\kappa} \cdot n_H}{i_0} = \frac{3.14 \cdot 0.71 \cdot 1715}{408} = 9.36$$

3.5 Крутні моменти. Перевірка мотор-редуктора. Вибір напівмуфти.

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

$$M_{\text{ст}} = \frac{W \cdot D_K}{2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3} = \frac{12110 \cdot 0.71}{2 \cdot 0.99 \cdot 0.98} = 4431 \text{ Нм}$$

Номинальний крутний момент на тихохідному валу мотор-редуктора (за каталогом) $M_H = 4560 \text{ Нм}$.

Крутний момент на валу електродвигуна

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{ст}}}{i_0 \cdot \eta_1} = 13 \text{ Нм} < M_{\text{max}}$$

На тихохідному валу мотор - редуктора встановлена зубчаста полумуфта МЗП-10000 з допускним крутним моментом $[M]_{\text{кр}} = 10000 \text{ Нм}$.

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти

$$K_M = \frac{[M]_{\text{кр}}}{M_{\text{ст}}} = \frac{10000}{4431} = 2.25 > K$$

де $K = 1,2$ - коефіцієнт запасу міцності муфти, що приймається для легкого режиму роботи.

3.6 Перевірка гальма

Гальмівний момент гальма механізму пересування

$$M_T = \frac{D_K \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0 \cdot z} \cdot \left[(G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}}) \cdot \gamma_{\text{гр}} - \frac{W_T}{K_p \cdot \eta_0^2} \right] + \frac{GD_{\text{вр}}^2 \cdot n_H}{375 \cdot V_{\phi} \cdot z} \gamma_{\text{гр}}$$

$$M_T = \frac{0.71 \cdot 0.816}{2 \cdot 408 \cdot 1} \cdot \left[85 \cdot 0.2 - \frac{6.25}{1.5 \cdot 0.816^2} \right] + \frac{0.024^2 \cdot 1715}{375 \cdot 0.156 \cdot 1} \cdot 0.2 = 9 H_m$$

де $D_k = 0,71m$,

$\eta_{заг} = 0,816$;

$i = 408$;

$n_H = 1715 \text{ об/хв}$;

$V_\phi = 0,156 \text{ м/с}$;

$(G_{мех} + G_{гр}) = 85T$;

$\gamma_{гр} = 0.2 \text{ м/с}^2$ - прискорення при гальмуванні;

$GD_{вр}^2 = 0.024 \text{ кгм}^2$ - маховий момент обертових мас всього механізму, приведений до гальмівного валу.

$$GD_{вр}^2 = 1,2 GD_p^2$$

де $GD_p^2 = 4J = 4 \cdot 0,005 = 0,02 \text{ кгм}^2$.

3.7 Час розгону електроприводу

Час пуску

$$t_n = \frac{GD^2 \cdot n_H}{375 \cdot M_{ном}} t_{но} = \frac{0.34^2 \cdot 1715}{375 \cdot 4560} \cdot 1.3 = 1.6 \text{ с}$$

Наведений до валу електродвигуна маховий момент обертових і поступально рухомих частин механізму і вантажу

$$GD^2 = K \cdot GD_{вр}^2 + \frac{365 \cdot Q \cdot V_\phi^2}{n_H^2 \cdot \eta_0} = 1.15 \cdot 0.024 + \frac{365 \cdot 85 \cdot 0.156^2}{1715^2 \cdot 0.816} = 0.34 \text{ кгм}^2$$

$$[t]_п < (5 \div 6) \text{ с}$$

4 ПЕРЕВІРКА МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КАНАТНОГО МЕХАНІЗМУ

4.1 Матеріали, які застосовуються

У конструкції застосовуються такі матеріали:

- Основний метал - сталь 09Г2С ГОСТ 19281-89;
- зварні шви - дріт зварна Св-08ГА ГОСТ 2246-70;
Св-08Г2СГОСТ 2246-70.

Перевірка несучої здатності складається з перевірки умов по допускним напруженням.

При осьовому поєднанні навантажень:

- В основному металі:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 325 = 195 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\sigma] = 0,35 \cdot \sigma_T = 0,35 \cdot 325 = 113,8 \text{ МПа}$$

- У зварних швах:

$$\tau_{\text{швmax}} \leq [\tau]_{\text{шв}} = \frac{R_{wf}}{\gamma_n} = \frac{180}{1,3} = 138,5 \text{ МПа}$$

По відносному прогину

$$\frac{\delta}{L} \leq \left[\frac{\delta}{L} \right] = \frac{1}{1000}$$

4.2 Зовнішні навантаження і їх визначення

Основне поєднання:

- Тягове зусилля механізмів підйому, відповідні його номінальної вантажопідйомності з коефіцієнтом 1,15 (по налаштуванню вантажного реле)
- Власна вага елементів металоконструкції і механізмів; взяті з коефіцієнтом 1,1.

Особливе поєднання:

- Тягове зусилля механізмів підйому, відповідне його номінальної вантажопідйомності з коефіцієнтом 1,3.
- Власна вага елементів металоконструкції і механізмів взяті з коефіцієнтом 1,4.

При особливому поєднанні навантажень:

В основному металі:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] = 0,75 \cdot \sigma_T = 0,75 \cdot 325 = 243,8 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} \leq [\sigma] = 0,43 \cdot \sigma_T = 0,43 \cdot 325 = 139,8 \text{ МПа}$$

В зварних швах

$$\tau_{\text{шв}} \leq [\tau]_{\text{шв}} = \frac{R_{\text{wf}}}{\gamma_n} = \frac{180}{1} = 180 \text{ кН}$$

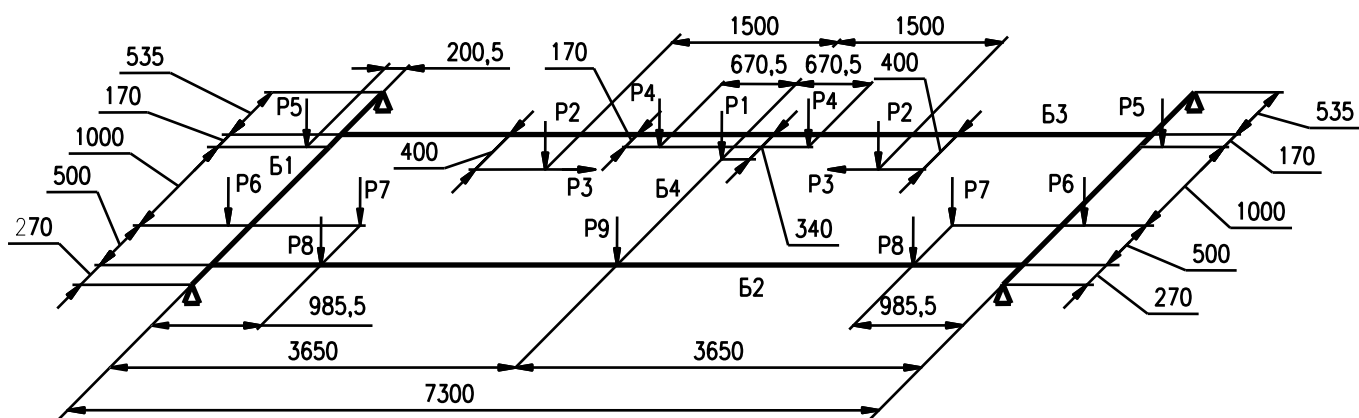


Рисунок 4.1 - Розрахункова схема

4.3 Побудова епюр згинаючих моментів перерізуючих сил і крутніх моментів, що діють в балках

Для обчислення навантажень потрібна схема визначення навантажень P_1 , P_2 , P_3 , яка показана на рис. 4.2.

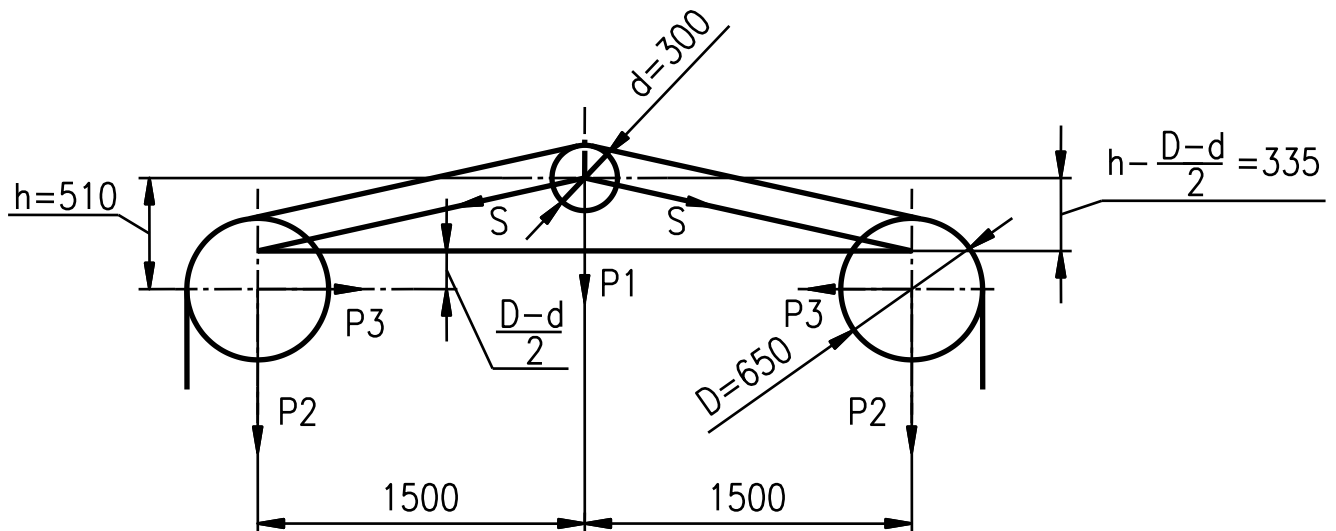


Рисунок 4.2 - Схема визначення навантажень P_1 , P_2 , P_3

При основному поєднанні навантажень:

$$P_1 = 2 \cdot S \cdot 1,15 \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,1 \cdot M_d \cdot g = 2 \cdot 155,734 \cdot \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,1 \cdot 0,1 \cdot 9,81 = 79,15 \text{ кН}$$

де $M_d = 0,1 \text{ т}$ - маса зрівноважуючого блоку.

$$\begin{aligned} P_2 &= 3 \cdot 1,15 \cdot S - 1,15 \cdot S \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,1 \cdot M_D \cdot g = \\ &= 3 \cdot 1,15 \cdot 155,734 - 1,15 \cdot 155,734 \cdot \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,1 \cdot 0,5g = 503,6 \text{ кН} \end{aligned}$$

де $M_D = 0,5 \text{ т}$ - маса верхніх блоків.

$$P_3 = S \cdot 1,15 \frac{1500}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} = 155,734 \cdot 1,15 \frac{1500}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} = 174,8 \text{ кН}$$

При особливому поєднанні навантажень

$$P_1 = 2 \cdot 1,3 \cdot S \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,4 \cdot M_d \cdot g = 2 \cdot 1,3 \cdot 155,734 \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,4 \cdot 0,1 \cdot 9,81 = 89,63 \text{ кН}$$

$$P_2 = 3 \cdot 1,3 \cdot S - 1,3 \cdot S \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,4 \cdot M_D \cdot g =$$

$$= 3 \cdot 1,3 \cdot 155,734 - 1,3 \cdot 155,734 \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} + 1,4 \cdot 0,5 \cdot 9,81 = 570,1 \text{ кН}$$

$$P_3 = 1,3 \cdot S \cdot \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} = 1,3 \cdot 155,734 \cdot \frac{335}{\sqrt{1500^2 + 335^2}} = 197,6 \text{ кН}$$

Визначаємо наступні реакції:

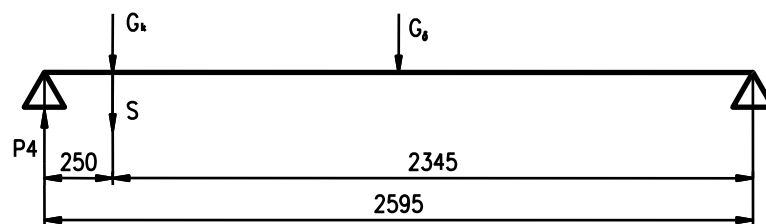


Рисунок 4.3 - Схема визначення реакції P_4 і R_δ

При основному поєднанні навантажень:

$$P_4 = 0,5 \cdot 1,1 \cdot G_\delta + \frac{2345 \cdot (1,1 \cdot G_k + S \cdot 1,15)}{2595} = 0,5 \cdot 1,1 \cdot 40,53 + \frac{2345 \cdot (1,1 \cdot 12,753 + 155,734 \cdot 1,15)}{2595} =$$

$$= 196,8 \text{ кН}$$

де $G_\delta = g \cdot M_\delta = 9,81 \cdot 4,132 = 40,53 \text{ кН}$ - вага барабану;

$M_\delta = 4,132 \text{ т}$ - маса барабану;

$G_k = g \cdot M_k = 9,81 \cdot 1,3 = 12,753 \text{ кН}$ - вага канату;

$M_k = 1,3 \text{ т}$ - маса канату.

$$R_{\delta} = 0,5 \cdot 1,1 \cdot G_{\delta} + \frac{250 \cdot (1,1 \cdot G_k + S \cdot 1,15)}{2595} = 0,5 \cdot 1,1 \cdot 40,53 + \frac{250 \cdot (1,1 \cdot 12,753 + 155,734 \cdot 1,15)}{2595} = 40,9 \text{ кН}$$

При особливому поєднанні навантажень

$$P_4 = 0,5 \cdot 1,4 \cdot G_{\delta} + \frac{250 \cdot (1,4 \cdot G_k + 1,3 \cdot S)}{2595} = 0,5 \cdot 1,4 \cdot 40,53 + \frac{250 \cdot (1,4 \cdot 12,753 + 1,3 \cdot 155,734)}{2595} = 227,5 \text{ кН}$$

$$R_{\delta} = 0,5 \cdot 1,4 \cdot G_{\delta} + \frac{250 \cdot (1,4 \cdot G_k + 1,3 \cdot S)}{2595} = 0,5 \cdot 1,4 \cdot 40,53 + \frac{250 \cdot (1,4 \cdot 12,753 + 1,3 \cdot 155,734)}{2595} = 49,6 \text{ кН}$$

Обчислюємо значення навантажень P_5 і P_6

При основному поєднанні навантажень

$$P_5 = \frac{2}{3} \cdot 1,1 \cdot G_{\text{ред}} + R_{\delta} = \frac{2}{3} \cdot 1,1 \cdot 36,297 + 40,9 = 26,618 + 40,9 = 67,5 \text{ кН}$$

де $G_{\text{ред}} = g \cdot M_{\text{ред}} = 9,81 \cdot 3,7 = 36,297 \text{ кН}$ - вага редуктора;

$M_{\text{ред}} = 3,7 \text{ т}$ - маса барабану.

$$P_6 = \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot G_{\text{ред}} = \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot 36,297 = 13,309 \text{ кН}$$

При особливому поєднанні навантажень

$$P_5 = \frac{2}{3} \cdot 1,4 \cdot G_{\text{ред}} + R_{\delta} = \frac{2}{3} \cdot 1,4 \cdot 36,297 + 40,9 = 83,5 \text{ кН}$$

$$P_6 = \frac{1}{3} \cdot 1,4 \cdot G_{\text{ред}} = \frac{1}{3} \cdot 1,4 \cdot 36,297 = 19,939 \text{ кН}$$

Обчислюємо значення навантажень P_7 і P_8

При основному поєднанні навантажень:

$$P_7 = \frac{2}{3} \cdot 1,1 \cdot G_{\text{ред}} = \frac{2}{3} \cdot 1,1 \cdot 6,033 = 4,424 \text{ кН}$$

$$P_8 = \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot G_{\text{ред}} = \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot 6,033 = 2,212 \text{ кН}$$

де $G_{\text{ред}} = g \cdot M_{\text{ред}} = 9,81 \cdot 0,615 = 6,033 \text{ кН}$ - вага редуктора;

$M_{\text{ред}} = 0,615 \text{ т}$ - маса барабану.

При особливому поєднанні навантажень:

$$P_7 = \frac{2}{3} \cdot 1,4 \cdot G_{\text{ред}} = \frac{2}{3} \cdot 1,4 \cdot 6,033 = 5,631 \text{ кН}$$

$$P_8 = \frac{1}{3} \cdot 1,4 \cdot G_{\text{ред}} = \frac{1}{3} \cdot 1,4 \cdot 6,033 = 2,8154 \text{ кН}$$

Обчислюємо значення навантаження P_9

При осьовому поєднанні навантажень

$$P_9 = 1,1 \cdot G_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 6,769 = 7,449 \text{ кН}$$

де $G_{\text{эд}} = g \cdot M_{\text{эд}} = 9,81 \cdot 0,69 = 6,769 \text{ кН}$ - вага електродвигуна;

$M_{\text{эд}} = 0,69 \text{ т}$ - маса електродвигуна.

При особливому поєднанні навантажень:

$$P_9 = 1,4 \cdot G_{\text{эд}} = 1,4 \cdot 6,769 = 9,477 \text{ кН}$$

Обчислюємо значення інтенсивності розподілу навантажень від сил власної ваги елементів металоконструкції.

При особливому поєднанні навантажень:

В балці Б₃:

- Інтенсивність вертикального розподіленого навантаження

$$q_3 = 1,1 \cdot 6,014 = 6,615 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

- Інтенсивність розподілу крутного моменту

$$m_3 = \ell_3 \cdot q_3 = 0,25 \cdot 6,615 = 1,654 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{м}}$$

В балці Б₂

- Інтенсивність вертикального розподілу навантаження

$$q_2 = 1,1 \cdot 6,249 = 6,876 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

В балці Б₁

- Інтенсивність вертикального розподілу навантаження

$$q_1 = 1,1 \cdot 14,107 = 15,517 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

- Інтенсивність розподілу крутного моменту

$$m_1 = \ell_1 \cdot q_1 = 0,93 \cdot 15,517 = 14,431 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{м}}$$

В балці Б₄

- Інтенсивність вертикального розподілу навантаження

$$q_4 = 1,1 \cdot 2,217 = 2,439 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

При особливому поєднанні навантажень

В балці Б₃

- Інтенсивність вертикального розподілу навантаження

$$q_3 = 1,4 \cdot 6,014 = 8,42 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

- Інтенсивність розподілу крутного моменту

$$m_3 = \ell_3 \cdot q_3 = 0,25 \cdot 8,42 = 2,105 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{м}}$$

В балці Б₂

- Інтенсивність вертикального розподілу навантаження

$$q_2 = 1,4 \cdot 6,249 = 8,749 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

В балці Б₁

- Інтенсивність вертикального розподілу навантаження

$$q_1 = 1,4 \cdot 14,107 = 19,75 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

- Інтенсивність розподілу крутного моменту

$$m_1 = \ell_1 \cdot q_1 = 0,93 \cdot 19,75 = 18,368 \frac{\text{кН} \cdot \text{м}}{\text{м}}$$

В балці Б₄

- Інтенсивність вертикального розподілу навантаження

$$q_4 = 1,4 \cdot 2,217 = 3,104 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

Основне поєднання навантажень:

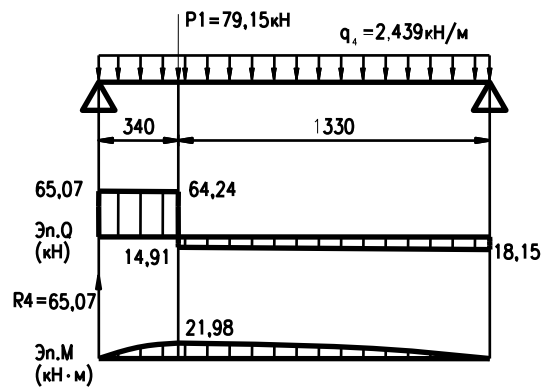


Рисунок 4.4 - Балка Б₄, епюри згинаючих моментів і перерізуючих сил

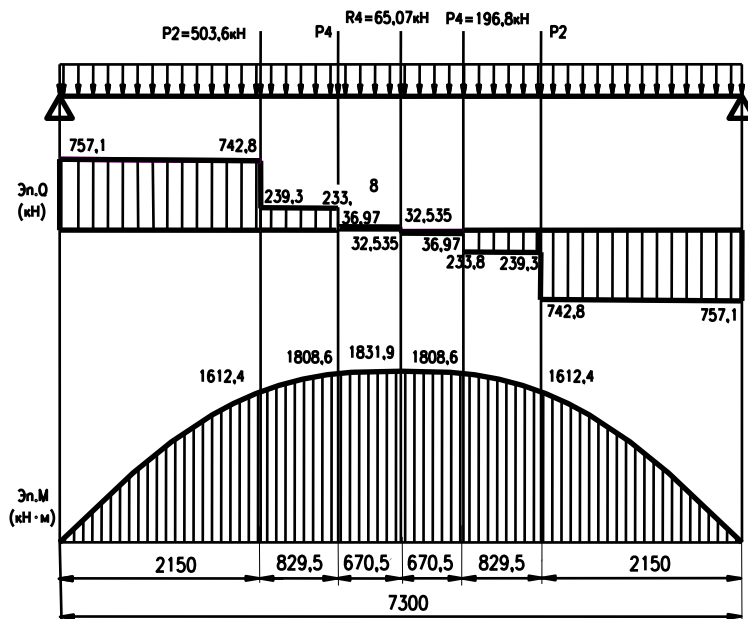


Рисунок 4.5 - Балка Б₃, епюри згинаючих моментів і перерізуючих сил
в вертикальній балці

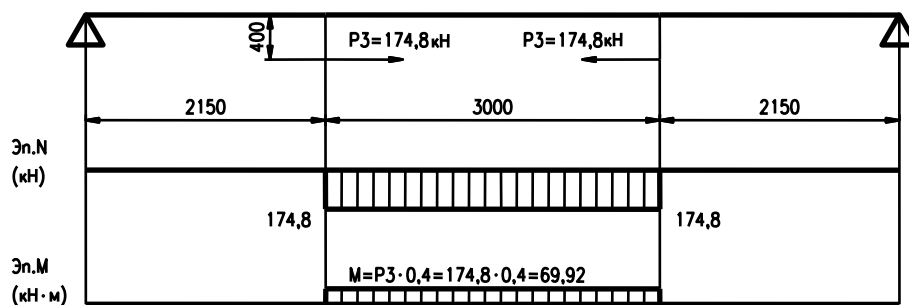


Рисунок 4.6 - Епюри згинаючих моментів і поздовжніх сил в горизонтальній площині.

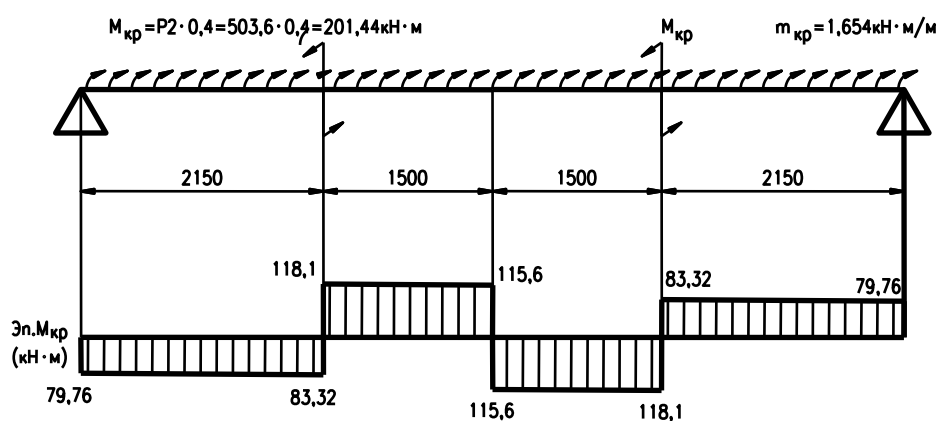


Рисунок 4.7 - Епюра крутніх моментів

Балка Б₂

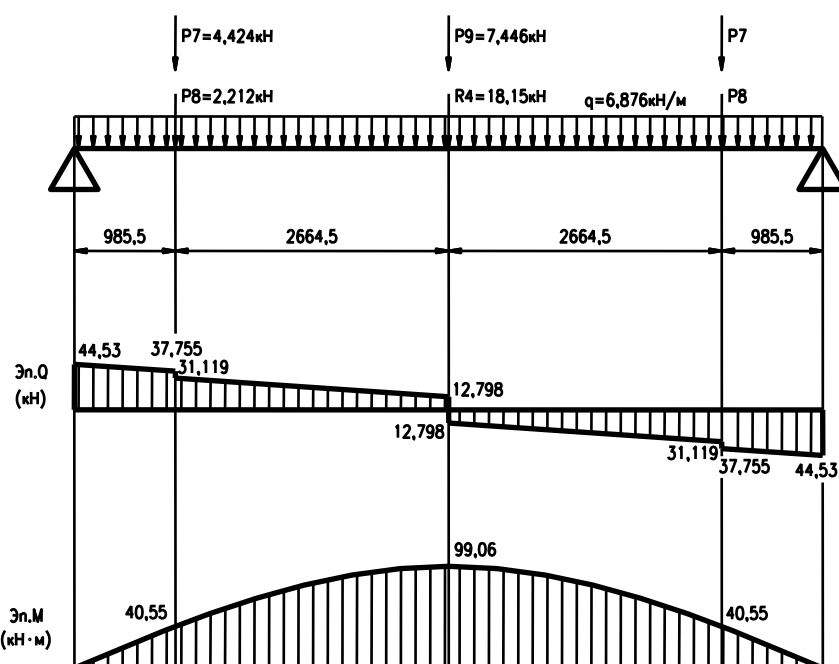


Рисунок 4.8 - Епюри згинальних моментів і перерізуючих сил

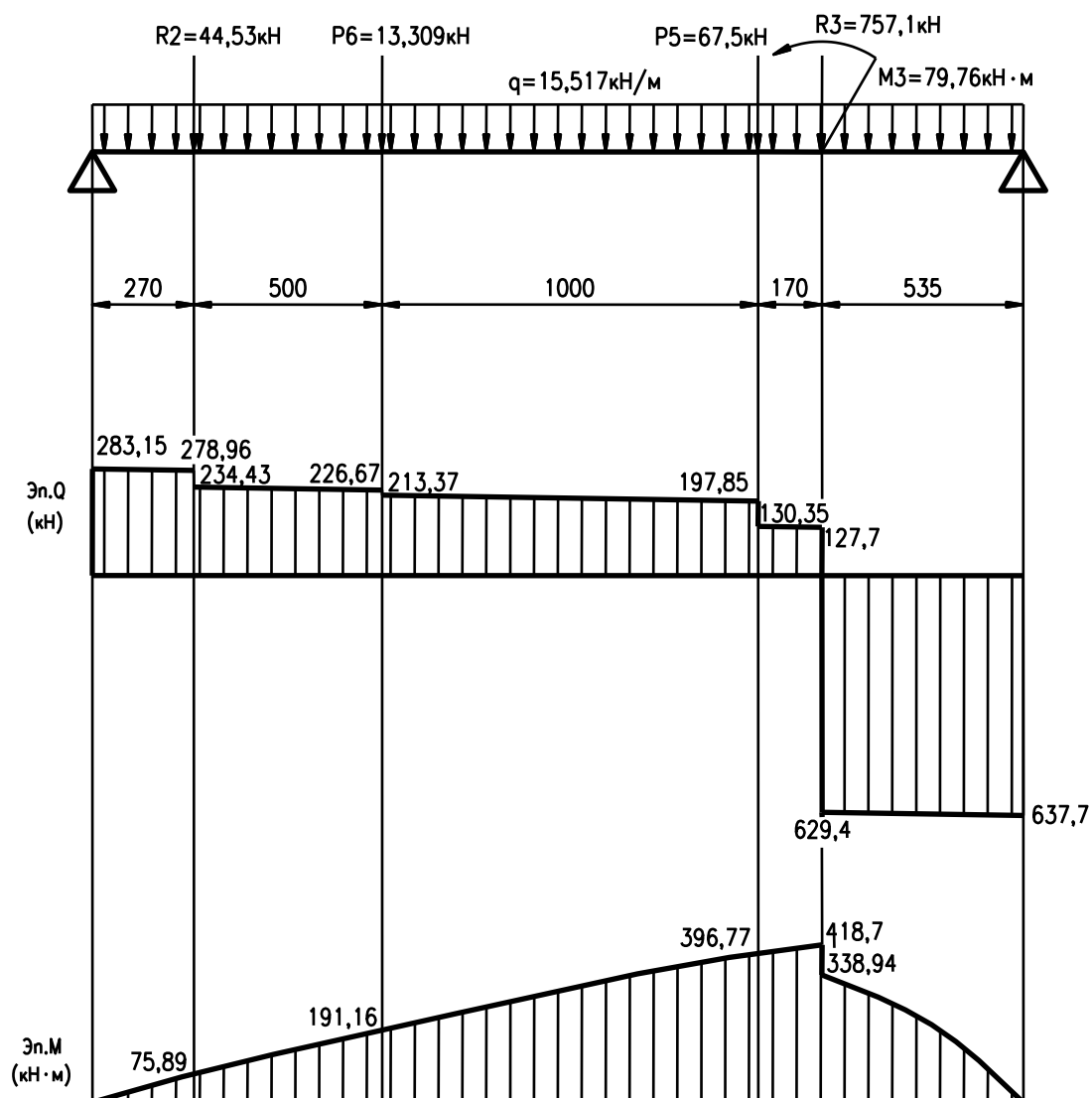
Балка Б₁

Рисунок 4.9 - Епюри згинальних моментів і перерізуючих сил

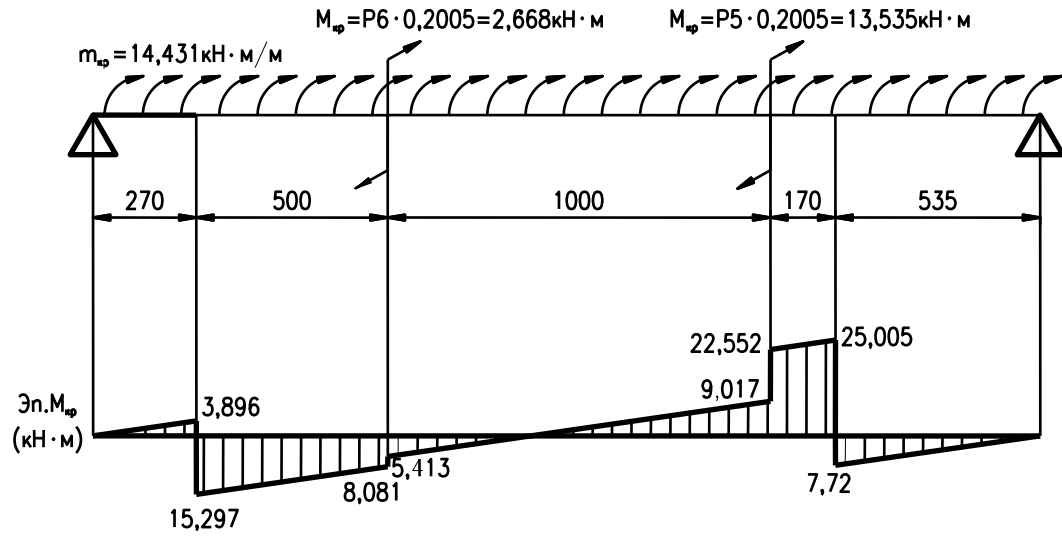


Рисунок 4.10 - Епюра крутніх моментів

Особливе поєднання навантажень на балку Б₄

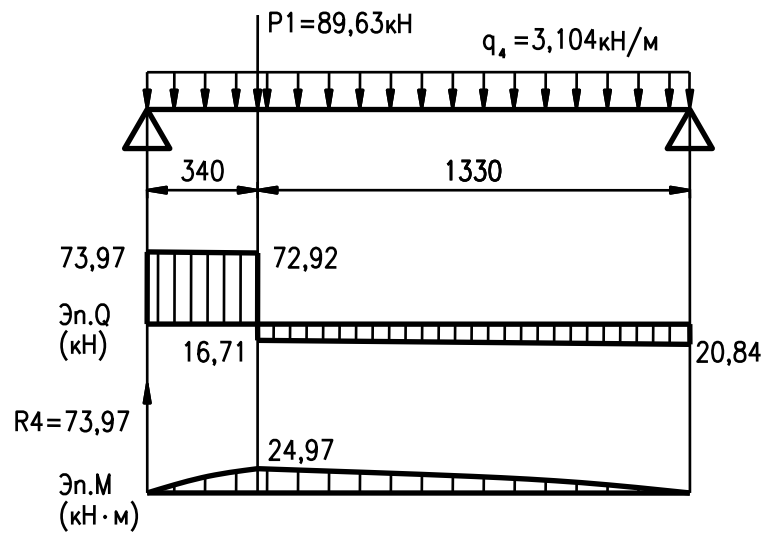


Рисунок 4.11 - Особливе поєднання навантажень

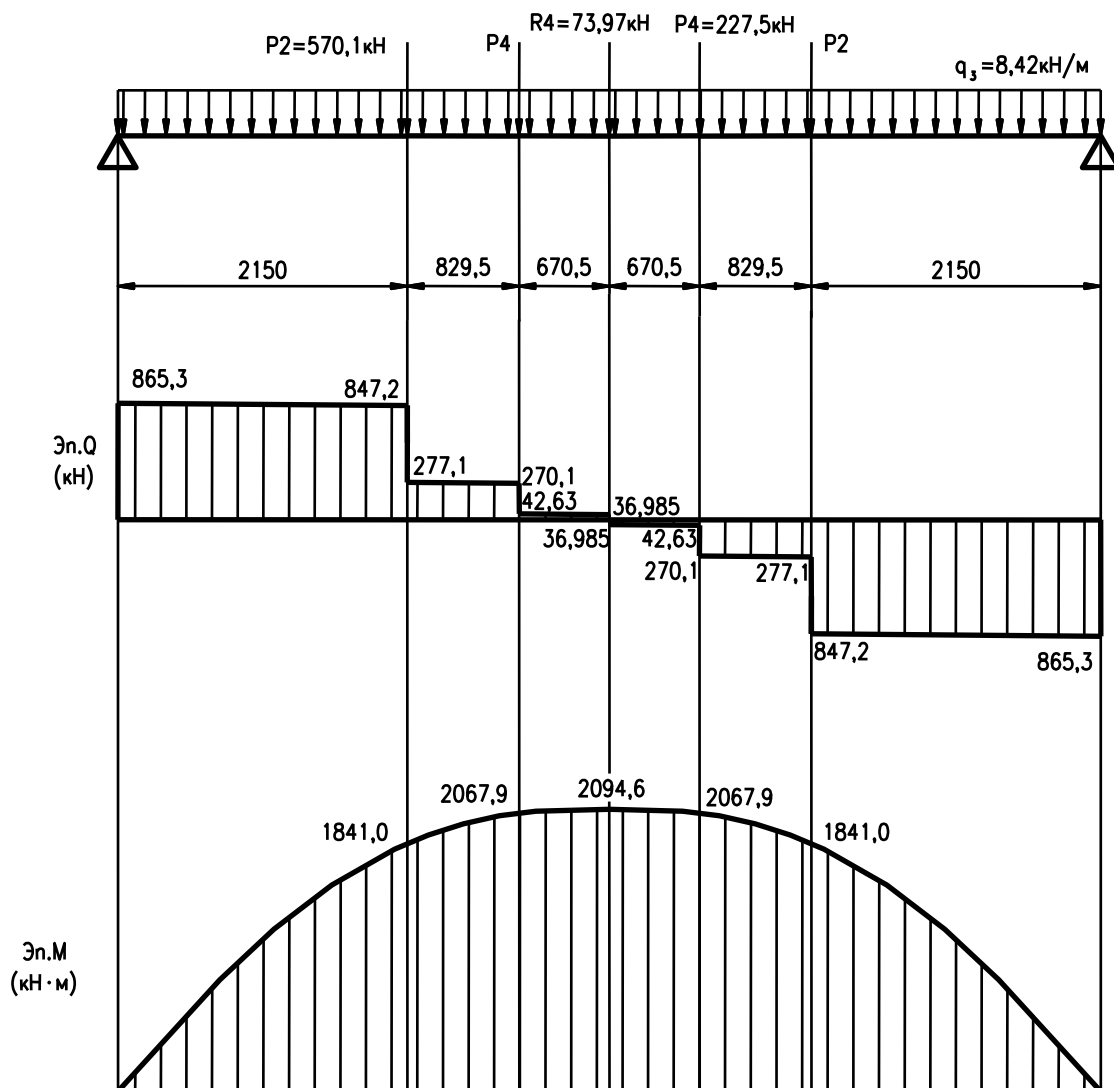
Балка Б₃

Рисунок 4.12 - Епюри згинаючих моментів і перерізуючих сил в вертикальній площині

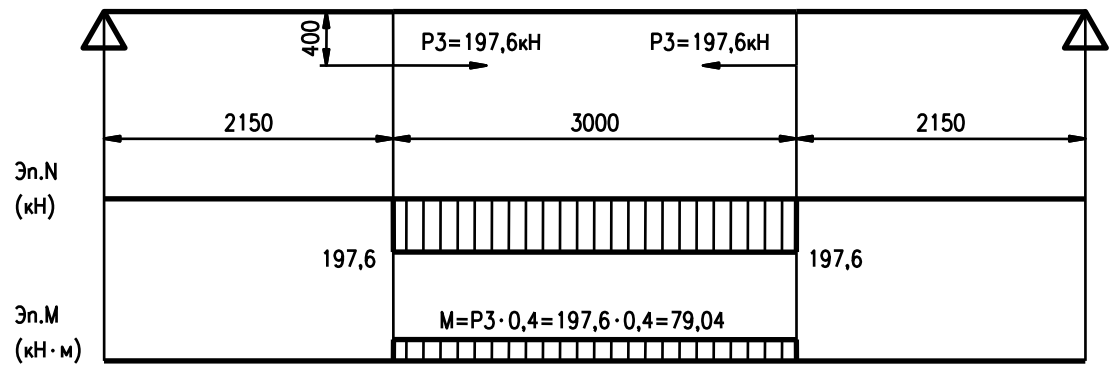


Рисунок 4.13 - Епюри згинаючих моментів і поздовжніх сил в горизонтальній площині

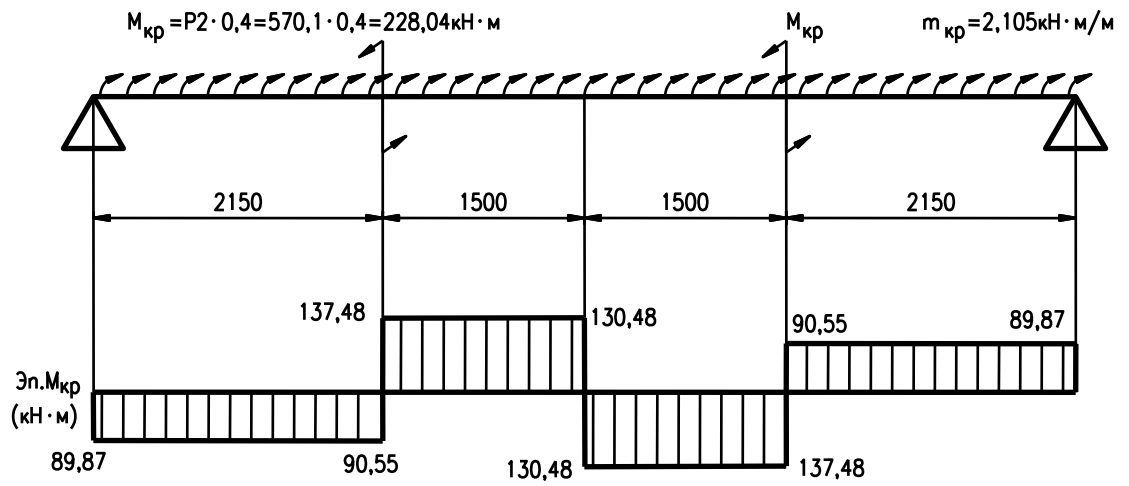


Рисунок 4.14 - Епюра крутніх моментів

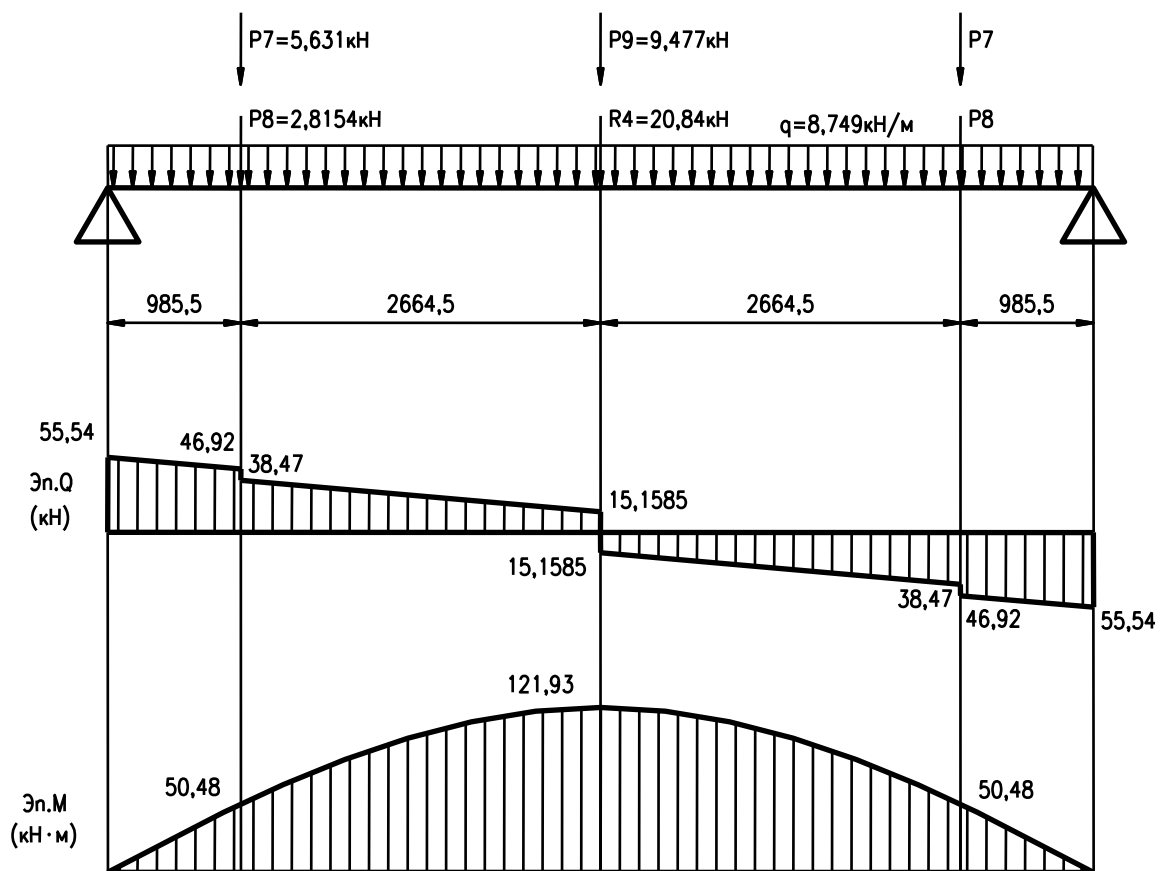
Балка Б₂

Рисунок 4.15 - Епюри згинаючих моментів і перерізуючих сил

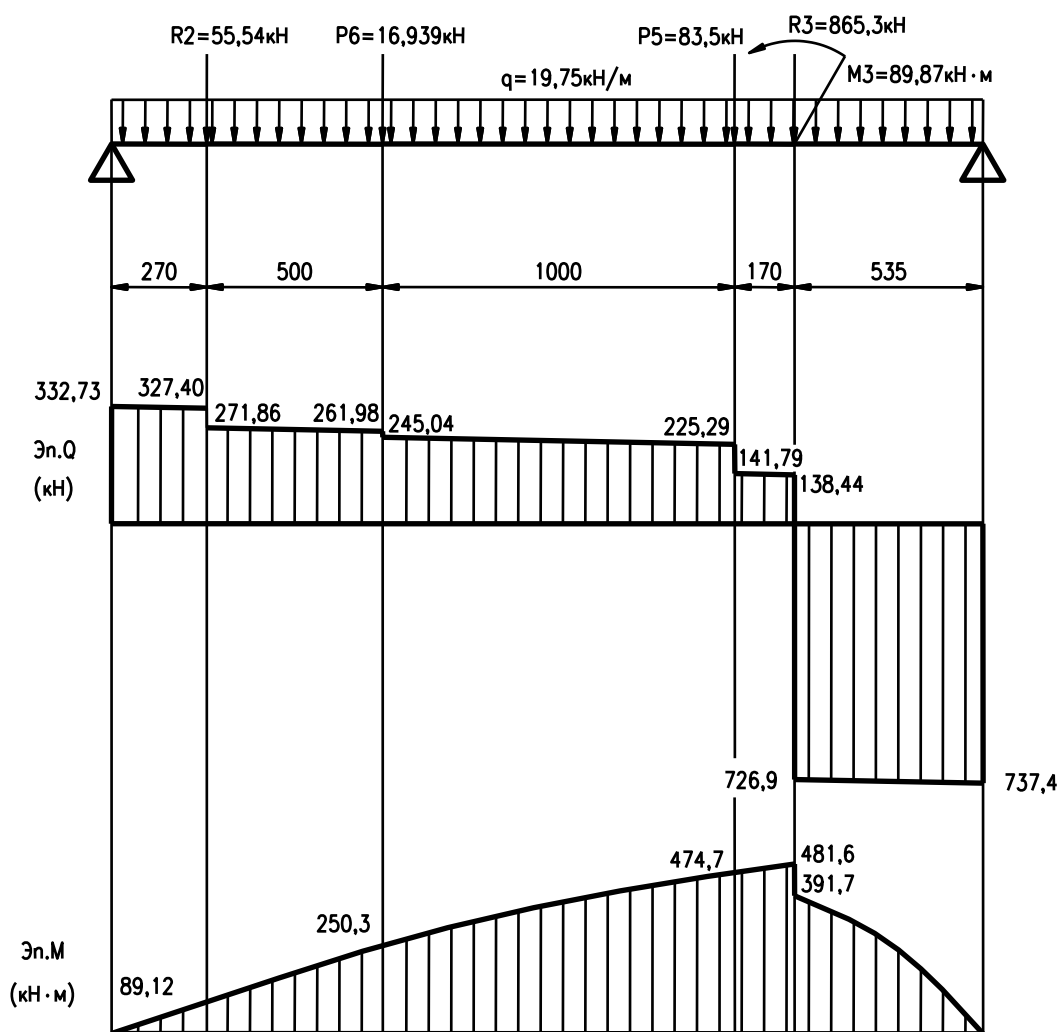
Балка Б₁

Рисунок 4.16 - Епюри згинаючих моментів і перерізуючих сил

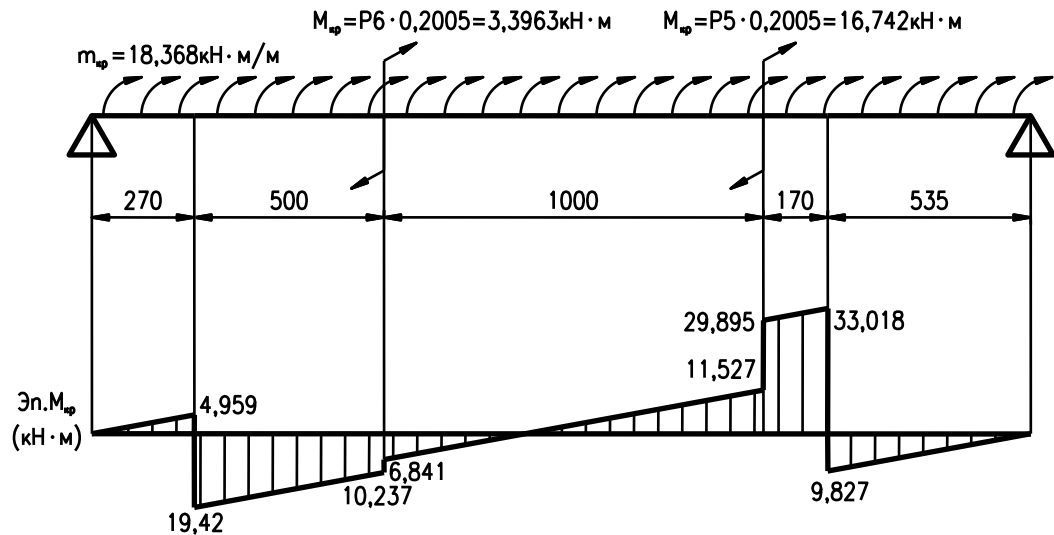


Рисунок 4.17 - Епюра крутніх моментів

4.4 Геометричні характеристики перерізів

Балки Б₁, Б₂, Б₄.

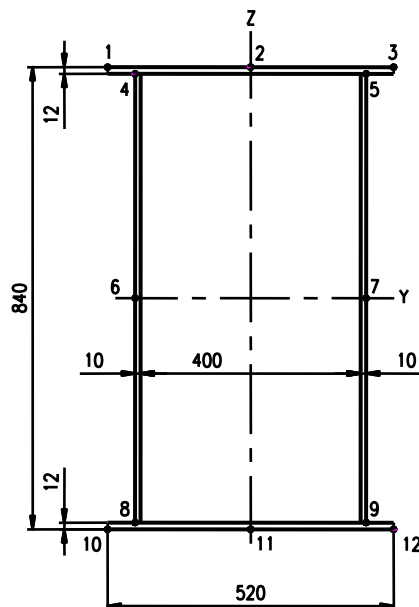


Рисунок 4.18 -
Перетин балок Б₁, Б₂, Б₄

$$A = 288 \text{ см}^2;$$

$$I_y = 304470 \text{ см}^2;$$

$$I_z = 96720 \text{ см}^2;$$

$$\omega = 82,8 \cdot 41,2 = 3411,3 \text{ см}^2$$

$$W_y(1,2,3,10,11,12) = 304470/42 = 7249 \text{ см}^3;$$

$$W_y(4,5,8,9) = 304470/408 = 7462 \text{ см}^3;$$

$$W_z(1,3,10,12) = 96720/26 = 3720 \text{ см}^3;$$

$$W_z(4,5,6,7,8,9) = 96720/21 = 4606 \text{ см}^3;$$

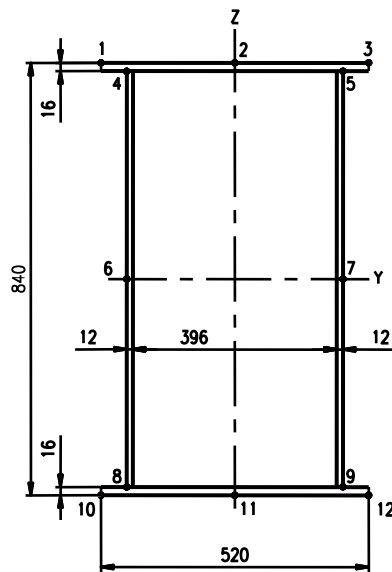
$$S_y(4,5,8,9) = \frac{1}{2} \cdot 52 \cdot 1,2 \cdot 41,4 = 1291,7 \text{ см}^3;$$

$$S_y(6,7) = 1291,7 + 0,5 \cdot 1 \cdot 40,8^2 = 2124 \text{ см}^3;$$

$$S_z(4,5,8,9) = 40,8 \cdot 1 \cdot 20,5 = 836,4 \text{ см}^3;$$

$$S_z(2,11) = 836,4 + 0,5 \cdot 1,2 \cdot 26^2 = 1242 \text{ см}^3;$$

Балка Б₃, опорний переріз.



$$A = 360,32 \text{ cm}^2;$$

$$I_y = 387990 \text{ cm}^2;$$

$$I_z = 118220 \text{ cm}^2;$$

$$\omega = 82,8 \cdot 40,8 = 3361,9 \text{ cm}^2$$

$$W_y(1,2,3,10,11,12) = 9238 \text{ cm}^3;$$

$$W_y(4,5,8,9) = 9604 \text{ cm}^3;$$

$$W_z(1,3,10,12) = 4575 \text{ cm}^3;$$

$$W_z(4,5,6,7,8,9) = 5630 \text{ cm}^3;$$

$$S_y(4,5,8,9) = 26 \cdot 1,6 \cdot 41,2 = 1713,9 \text{ cm}^3;$$

$$S_y(6,7) = 1713,9 + 0,5 \cdot 1,2 \cdot 40,4^2 = 2693,2 \text{ cm}^3;$$

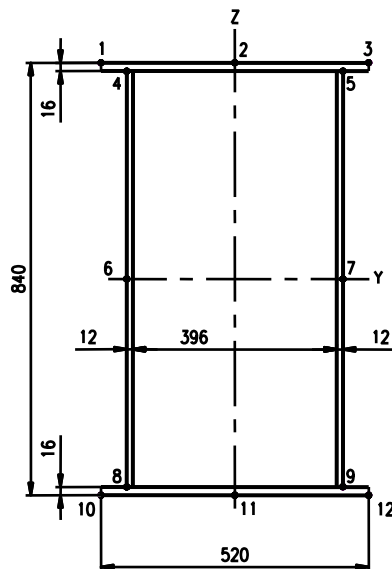
$$S_z(4,5,8,9) = 40,4 \cdot 1,2 \cdot 20,4 = 989 \text{ cm}^3;$$

$$S_z(2,11) = 989 + 0,5 \cdot 1,6 \cdot 26^2 = 1529,8 \text{ cm}^3;$$

Рисунок 4.19 -

Опорний перетин балки Б₃

Балка Б₃, пролітний перетин.



$$A = 432,3 \text{ cm}^2;$$

$$I_y = 797700 \text{ cm}^2;$$

$$I_z = 148190 \text{ cm}^2;$$

$$\omega = 112,4 \cdot 40,8 = 4586 \text{ cm}^2$$

$$W_y(1,2,3,10,11,12) = 13995 \text{ cm}^3;$$

$$W_y(4,5,8,9) = 14400 \text{ cm}^3;$$

$$W_z(1,3,10,12) = 5700 \text{ cm}^3;$$

$$W_z(4,5,6,7,8,9) = 7057 \text{ cm}^3;$$

$$S_y(4,5,8,9) = 4676 \text{ cm}^3;$$

$$S_y(6,7) = 6517 \text{ cm}^3;$$

$$S_z(4,5,8,9) = 1356,2 \text{ cm}^3;$$

$$S_z(2,11) = 1897 \text{ cm}^3;$$

Рисунок 4.20 -
Пролітний перетин
балки Б₃

4.5 Перевірка несучої здатності металоконструкції механізму

Як видно з наведених раніше епюр діючих зусиль, найбільш навантаженими є балки Б₃ і Б₁.

Балка Б₃. Основні сполучення навантажень:

Перетин в середині прольоту

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{A} = \frac{1831,9 \cdot 10^{-3}}{13995 \cdot 10^{-6}} + \frac{69,92 \cdot 10^{-3}}{5700 \cdot 10^{-6}} + \frac{174,8 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} = 130,9 + 12,3 + 4,0 = 147,2 \text{ МПа} < [\sigma] = 195 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{32,535 \cdot 10^{-3} \cdot 6517 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{115,6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} = 2,2 + 10,5 = 12,7 \text{ МПа} < [\tau] = 113,8 \text{ МПа}$$

В точках 4,5,8,9 перетину

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{A} = \frac{1831,9 \cdot 10^{-3}}{14400 \cdot 10^{-6}} + \frac{69,92 \cdot 10^{-3}}{7057 \cdot 10^{-6}} + \frac{174,8 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} = 127,2 + 9,9 + 4 = 141,1 < [\sigma]$$

$$\tau = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{32,535 \cdot 10^{-3} \cdot 4676 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{115,6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} = 1,6 + 10,5 = 12,1 \text{ МПа} < [\tau]$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{141,1^2 + 3 \cdot 12,1^2} = 142,6 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Перетин під верхніми блоками

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{A} = \frac{1612,4 \cdot 10^{-3}}{13995 \cdot 10^{-6}} + \frac{69,92 \cdot 10^{-3}}{5700 \cdot 10^{-6}} + \frac{174,8 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} = 115,2 + 12,3 + 4,0 = 131,5 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{742,8 \cdot 10^{-3} \cdot 6517 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{115,6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} = 50,6 + 10,5 = 61,1 \text{ МПа} < [\tau]$$

В точках 4,5,8,9 перетину

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{A} = \frac{1612,4 \cdot 10^{-3}}{14400 \cdot 10^{-6}} + \frac{69,92 \cdot 10^{-3}}{7057 \cdot 10^{-6}} + \frac{174,8 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} = 112,0 + 9,9 + 4,0 = 125,1 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\tau = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{742,8 \cdot 10^{-3} \cdot 4676 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{115,6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} = 36,3 + 10,5 = 46,8 \text{ МПа} < [\tau]$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{125,1^2 + 3 \cdot 46,8^2} = 149 \text{ МПа} < [\sigma]$$

В перетині на опорі

$$\tau_{\max} = \frac{Q \cdot S_y}{I_y \cdot t} = \frac{757,1 \cdot 10^{-3} \cdot 2693,2 \cdot 10^{-6}}{387990 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} = 43,8 \text{ МПа} < [\tau]$$

Балка Б₃. Основні сполучення навантажень

Перетин в середині прольоту

$$\sigma_{\max} = \frac{2094,6 \cdot 10^{-3}}{13995 \cdot 10^{-6}} + \frac{79,04 \cdot 10^{-3}}{5700 \cdot 10^{-6}} + \frac{197,6 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} = 149,7 + 13,9 + 4,6 = 168,2 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{36,185 \cdot 10^{-3} \cdot 6517 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{130,48 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} =$$

$$= 2,5 + 11,9 = 14,4 \text{ МПа} < [\tau]$$

В точках 4,5,8,9 перетину

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{A} = \frac{2094,6 \cdot 10^{-3}}{14400 \cdot 10^{-6}} + \frac{79,04 \cdot 10^{-3}}{7057 \cdot 10^{-6}} + \frac{197,6 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 145,5 + 11,2 + 4,6 = 161,3 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\tau = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{36,185 \cdot 10^{-3} \cdot 4676 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{130,48 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} =$$

$$= 1,8 + 11,9 = 13,7 \text{ МПа} < [\tau]$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{161,3^2 + 3 \cdot 13,7^2} = 163,0 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Перетин під верхніми блоками

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{A} = \frac{1841,0 \cdot 10^{-3}}{13995 \cdot 10^{-6}} + \frac{79,04 \cdot 10^{-3}}{5700 \cdot 10^{-6}} + \frac{197,6 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 131,5 + 13,9 + 4,6 = 150 < \text{МПа} [\sigma]$$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{847,2 \cdot 10^{-3} \cdot 6517 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{137,48 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} =$$

$$= 57,7 + 15,5 = 70,2 \text{ МПа} < [\tau]$$

В точках 4,5,8,9 перетину

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{A} = \frac{1841,0 \cdot 10^{-3}}{14400 \cdot 10^{-6}} + \frac{79,04 \cdot 10^{-3}}{7057 \cdot 10^{-6}} + \frac{197,6 \cdot 10^{-3}}{432,3 \cdot 10^{-4}} =$$

$$= 127,8 + 11,2 + 4,6 = 143,6 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\tau = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{кр}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{847,2 \cdot 10^{-3} \cdot 4676 \cdot 10^{-6}}{797700 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} + \frac{137,48 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 4586 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012} =$$

$$= 41,4 + 12,5 = 53,9 \text{ МПа} < [\tau]$$

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{143,6^2 + 3 \cdot 53,9^2} = 171,3 \text{ МПа} < [\sigma]$$

В перетині на опорі

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} = \frac{847,2 \cdot 10^{-3} \cdot 2693,2 \cdot 10^{-6}}{387990 \cdot 10^{-8} \cdot 0,012} = 50,1 \text{ МПа} < [\tau]$$

Балка Б₁. Основні сполучення навантажень

Перетин в місці стику з балкою Б₃

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{418,7 \cdot 10^{-3}}{7249 \cdot 10^{-6}} = 57,8 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{кр}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{629,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2124 \cdot 10^{-6}}{304470 \cdot 10^{-8} \cdot 0,01} + \frac{25,005 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 288 \cdot 10^{-4} \cdot 0,01} =$$

$$= 43,9 + 43,4 = 87,3 \text{ МПа} < [\tau]$$

В точках 4,5,8,9 перетину

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} = \frac{418,7 \cdot 10^{-3}}{7462 \cdot 10^{-6}} = 56,1 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\tau = \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{кр}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{629,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1291,7 \cdot 10^{-6}}{304470 \cdot 10^{-8} \cdot 0,01} + \frac{25,005 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 288 \cdot 10^{-4} \cdot 0,01} =$$

$$= 26,7 + 43,4 = 70,1 \text{ МПа} < [\tau]$$

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{56,1^2 + 3 \cdot 70,1^2} = 133,8 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Перетин на опорі

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_z}{I_y \cdot t} = \frac{637,7 \cdot 10^{-3} \cdot 2124 \cdot 10^{-6}}{304470 \cdot 10^{-8} \cdot 0,01} = 44,5 \text{ МПа} < [\tau]$$

Балка Б₁. Особливі поєднання навантажень

Перетин в місці стику з балкою Б₃.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{481,6 \cdot 10^{-3}}{7249 \cdot 10^{-6}} = 66,4 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{726,9 \cdot 10^{-3} \cdot 2124 \cdot 10^{-6}}{304470 \cdot 10^{-8} \cdot 0,01} + \frac{33,018 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 288 \cdot 10^{-4} \cdot 0,01} = \\ &= 50,7 + 57,3 = 108,0 \text{ МПа} < [\tau] \end{aligned}$$

В точках 4,5,8,9 перетину

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} = \frac{418,6 \cdot 10^{-3}}{7462 \cdot 10^{-6}} = 64,5 \text{ МПа} < [\sigma]$$

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{Q_z \cdot S_y}{I_y \cdot t} + \frac{M_{\text{кр}}}{2 \cdot \omega \cdot t} = \frac{726,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1291,7 \cdot 10^{-6}}{304470 \cdot 10^{-8} \cdot 0,01} + \frac{33,018 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 288 \cdot 10^{-4} \cdot 0,01} = \\ &30,8 + 57,3 = 88,1 \text{ МПа} < [\tau] \end{aligned}$$

$$\sigma_{\text{уп}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{64,5^2 + 3 \cdot 88,1^2} = 165,7 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Перетин на опорі

$$\tau_{\max} = \frac{Q_z \cdot S_z}{I_y \cdot t} = \frac{737,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2124 \cdot 10^{-6}}{304470 \cdot 10^{-8} \cdot 0,01} = 51,4 \text{ МПа} < [\tau]$$

Перевірка жорсткості балки Б₃.

Прогин балки Б₃ обчислюємо за схемою на рис. 4.21

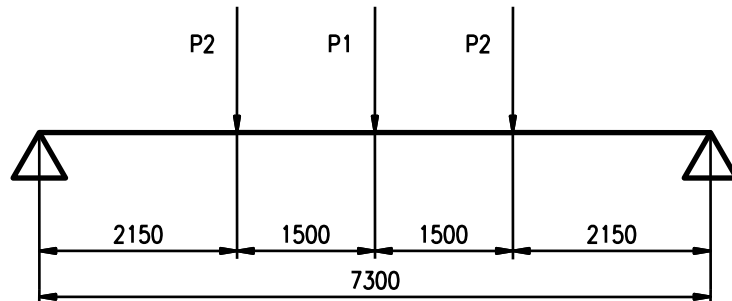


Рисунок 4.21 - Прогин балки

$$\delta = \frac{P2 \cdot \ell^3}{24EI} \left(3 \frac{a}{\ell} - 4 \frac{a^3}{\ell^3} \right) + \frac{P1 \cdot \ell^3}{48EI}$$

$$\delta = \frac{503,6 \cdot 10^{-3} \cdot 7,3^3}{24 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 797700 \cdot 10^{-8}} \left(3 \frac{2,15}{7,3} - 4 \frac{2,15^3}{7,3^3} \right) + \frac{79,15 \cdot 10^{-3} \cdot 7,3^3}{482,06 \cdot 10^5 \cdot 797700 \cdot 10^{-8}} = 3,88 \cdot 10^{-3} + 0,39 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 4,27 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,27 \text{ мм.}$$

$$\frac{\delta}{\ell} = \frac{4,27}{7300} = \frac{1}{1710} < \left[\frac{1}{1000} \right]$$

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В розділі надані основні заходи з охорони праці при реконструкції спеціального мостового крана $Q=2 \times 63 \text{ т}$.

5.1 Аналіз потенційних небезпек

- а) Недоліки конструктивних рішень у проекті модернізації, які можуть призвести до аварійних ситуацій;
- б) Можливість ураження електричним струмом при порушенні правил з електробезпеки при врахуванні особливостей конструкцій крана;
- в) Невизначеність методів оцінки працездатності машини після реалізації модернізації;
- г) Відсутність технічних засобів сигналізації про аварійну ситуацію;
- д) Підвищений рівень вібрації при похибках в проекті модернізації крана;
- е) Незадовільний стан повітря середовища в зоні управління краном;
- ж) Незадовільний рівень освітлення в зоні управління краном;
- з) Можливість загорання, внаслідок порушення правил з пожежної безпеки, що може призвести до пожежі або відсутність первинних засобів пожежогасіння;
- і) Небезпеки, які пов'язані з постачанням матеріальних ресурсів підприємства під час надзвичайних ситуацій.

5.2 Заходи забезпечення безпеки

а) Для запобігання аварійних ситуацій, пов'язаних з недоліками конструктивних рішень при проектуванні, рекомендовано:

- модернізацію вантажопідіймального крану можуть виконувати суб'єкти господарювання, які мають дозвіл спеціально уповноваженого центрального органу виконавчої влади з промислової безпеки та охорони праці на виконання реконструкції або ремонту;

- модернізація та ремонт виконуються за технічною документацією, розробленою відповідно до вимог НД. До складу документації мають входити технічні умови;

- після реконструкції та модернізації вантажопідіймального крана чи машини проводяться приймальні випробування відповідно до вимог технічних умов на реконструкцію, модернізацію;

- при реалізації конструктивних рішень повинна закладатися висока надійність механізмів (механізми підйому, пересування, гальма).

Проект модернізації ставе за мету:

- Підвищити рентабельність техніки і продовжити термін її використання.
- Змінити основні параметри ГПМ задані виробником, наприклад: вантажопідйомність, проліт мосту, швидкість.
- Значно знизити електроспоживання.
- Запобігти аварійним зупинки обладнання і незапланованим простоям.
- Скоротити чисельність обслуговуючого персоналу.
- Знизити витрати на експлуатацію ГПМ і техобслуговування.

Удосконалення головних механізмів мостового крана значно знижує показники аварійності на виробництві. Це одна з причин, по якій варто звернутися до послуг фахівців з модернізації кранів. Реконструкція спецтехніки проводиться в кілька етапів. На першому етапі особлива увага

приділяється електричній частини: здійснюється перетворення керуючих механізмів і приводних систем, в цілому. При бажанні клієнта є можливість обладнати мостовий кран дистанційним управлінням. На другому етапі майстри переходять до робіт з механічної частиною крана (коректують величину прольоту, висоту вантажопідйомності, замінюють механізми пересування, оновлюють підкрановий шляхопровід тощо).

б) Мостовий кран, підживлюється від 3-х фазного двигуна змінного струму напругою 380 В. Тачастотою 50 Гц. Попадання людини під напругу може відбутися при обриві проводу, порушенні ізоляції, оголенні ізоляції тапуску регулювальної апаратури. При огляді та обслуговуванні крана рубильник повинен бути відключений.

Рівні напруженості електромагнітного поля в кабіні машиніста не перевищують гранично допустимих рівнів згідно ДСН 476-2002 «Державні санітарні норми та правила при роботі з джерелами електромагнітних полів», що затверджені наказом Міністерства охорони здоров'я України від 18.12.2002 №476. Рівні напруженості електростатичного поля на поверхні матеріалів, котрими оброблена кабіна, та рівні напруженості електростатичного поля у кабіні відповідають «Санитарным правилам и нормам по применению полимерных материалов в строительстве. Гигиенические требования» що затверджені міністерством охорони здоров'я України від 12.08.91, та діючими НД.

Матеріали, які використовуються для обробки кабінки, мають дозвіл на використання Міністерства охорони здоров'я України. Опалювальні прилади в кабінці встановлюються виробником.

Для уникнення поразки струмом працівника від тролей, які живлять механізми крану двері входу на галерею та двері входу в кабінку керування обладнані пристроєм (кінцевим вимикачем) для автоматичного зняття напруги з електродвигунів механізмів і струмовідводів до них під час виходу на галерею.

У проектуваному мостовому крані передбачене захисне заземлення, яке представляє собою навмисне з'єднання із землею металевих частин обладнання, що знаходяться під напругою в звичайних умовах, але які можуть опинитися під ним в результаті порушення електроізоляції установки. Захист головних електричних ланцюгів крана здійснюється захисними пристроями з використанням автоматичних включень з високою комутаційною захисною здатністю.

Для уникнення руйнування крану в наслідок перевищення номінальної вантажопідйомності при зчепленні вантажу, механізм підйому обладнаний обмежувачем вантажопідйомності.

Відсутність огорож та струмопровідних шинопроводів і трелей, а також несправність сигнальних електроламп вказуючи на наявність напруги, може привести до електротравми. У випадку проходження електричного струму через організм людини, він надає термічну, електролітичну дію, викликаючи місцеві та загальні електротравми.

в) Металоконструкції вантажопідйомних кранів працюють в складних експлуатаційних умовах при дії змінних навантажень і зовнішньої середовища. На сьогоднішній день після модернізації металоконструкції використовують методику РД-001-95. За цією методикою основним методом контролю є візуальний огляд МК крану, інструментальний контроль тріщин і товщини металу, проведення статичних і динамічних випробувань металоконструкції.

Мета даного метода зменшити суб'єктивний фактор при ухваленні рішення щодо можливості подальшої експлуатації крану при наступному технічному огляді.

Розділяють три фактори пошкодження:

- пошкодження від тривалої експлуатації;
- проява пошкоджень у вигляді тріщин і деформацій;
- пошкодження від корозії.

Розрахунок залишкового ресурсу кранів дає можливість провести ряд заходів, необхідних для продовження терміну служби крана, але реконструкція металоконструкцій (МК) крана і часткова заміна агрегатів для продовження експлуатації залишаються найбільш актуальними рішеннями, якими займаються конструкторські бюро.

Стосовно до мостових кранів коробчастого перетину, найбільш широко використовується методика визначення залишкового ресурсу, рекомендована ВНИИПТМАШ розрахункова методика, заснована на оцінці напружено-деформованого стану основних елементів крана.

Вихідними даними для розрахунку величини залишкового ресурсу є основні характеристики крана (вантажопідйомність, довжина прольоту крану, швидкості переміщення робочих органів, матеріал моста), параметри режиму роботи крана і т.д. До параметрів режиму роботи крана відноситься: максимальна маса переміщуваного вантажу, кількість циклів роботи крана на період розрахунків і розподіл навантажень в процентному відношенні від загальної кількості циклів.

Оцінка залишкового ресурсу проводиться в такому порядку:

1. Встановлюється стан металоконструкції крана;
 - Проводиться виміри товщини металу;
 - Перевіряються зварні шви;
 - Виконується геометрична зйомка стану головних балок.
2. Встановлюється характер і інтенсивність виконуваних робіт краном;
3. Проводиться розрахунок на міцність металоконструкції крану;
4. Проводиться розрахунок на стійкість стінки коробчастої балки для кранів групи А6-А8. При розрахунку на втомну міцність враховується прогин головних балок за рахунок введення коригуючого коефіцієнта. Одним з критеріїв оцінки залишкового ресурсу крана за методикою є значення прогину головної балки, тобто по досягненню значення прогину,

регламентованого нормативними документами ставиться питання про подальшу експлуатацію даного вантажопідйомного механізму.

г) Для того, щоб запобігти виникненню небезпеки при раптовому вимкненні джерел енергії всі робочі органи, а також пристрої, які використовуються для захоплення, затискування та підймання заготовок, деталей, виробів тощо, повинні оснащуватись спеціальними захисними пристосуванням. Причому необхідно унеможливити самочинне вмикання проводів робочих органів у разі відновлення енергопостачання.

Для запобігання механічних травм і унеможливлення проникнення людини в небезпечну зону обладнання передбачені:

- блокуючі пристрої, які поділяються на: механічні, електромеханічні та електричні.

При використанні механічного блокування зазвичай, щоб зняти запобіжник, потрібно загальмувати і повністю зупинити привод машини, інакше важіль не дасть зняти запобіжник. А при знятому запобіжному засобі агрегат неможливо запустити. Електромеханічне блокування застосовується в електроустановках з напругою 500В і вище, а також в різних видах технологічного обладнання з електроприводом. Воно забезпечує можливість увімкнення обладнання лише за наявності запобіжників. Зазвичай в запобіжники вмонтовують один із контактів кінцевого вимикача, тому при відкритому або знятому запобіжнику електричний ланцюг розімкнений.

Згідно ГОСТ 12.2.071-90 «ССБТ. Краны грузоподъемные, контейнерные. Требование безопасности.» для забезпечення безпеки виконання робіт вантажопідйомні машини обладнуються запобіжними пристосуваннями атоматичної зупинки механізмів та самої машини при підході до кінцевих робочих положень при перевантаженні або знятті електричної напруги. Зокрема, механізм підйому кранів обладнаний електричним кінцевим вимикачем зупиниться, якщо відстань між вантажозахватним органом та упором балки буде неменше 200 мм. Зупинка

механізму пересування крану по рейкам здійснюється при спрацюванні тих же кінцевих упорів. Обмежувач вантажопідйомності мостових та козлових кранів спрацьовує при перевантаженні у 25%. Для попередження опрокидування стрілових та баштових кранів, встановлюються вимикаючі механізми, які спрацьовують при перевантаженні 10%.

Усі крани облаштовуються електричним блокуванням дверцят кабіни, люків галерей, які вимикають напругу при їх відчиненні.

Для утримання від пересування кранів від потужного повітряного потоку встановлюються протиугонні пристрої. За принципом їх дії вони поділяються на «останови» за допомогою яких гальмуються неходові колеса та «рейкові захвати», які накладаються на рейку.

Для запобігання обертання поворотної частини кранів більш ніж на 360° , що може призвести до обриву електропостачальних кабелів встановлюють обмежувачі.

Сигналізуючі пристрої дають інформацію про роботу технологічного обладнання і про зміни в перебігу процесу, запобігають небезпекам, повідомляють про місце їх виявлення. Передбачено застосовувати системи сигналізації, що відповідає вимогам ДСТУ EN 457-2001 «Безопасность машин. Звуковые сигналы опасности. Общие требования, проектирование и испытание». Сигналізація поділяється на оперативну, застережну і опізнавальну.

Зокрема: - в кабінах майже усіх кранів встановлюють креновимірювачі – прилади, принцип дії яких застосований на прагненні вільної поверхні рідин зберігти горизонтальне положення. В деяких конструкціях таких приладів використовується принцип «маятника»; - на зовнішніх конструкціях крану встановлюють анемометри для вимірювання швидкості вітру.

Технічні характеристики та параметри устаткування повинні відповідати антропометричним, фізіологічним, психофізіологічним та психологічним можливостям людини. Робочі місця та їх елементи, що

входять у конструкцію устаткування повинні забезпечувати зручність та безпеку працівникам. Виробниче устаткування необхідно обладнати безпечними та зручними за конструкцією і розмірами проходами, майданчиками, сходами, поручнями і т. п.

В процесі експлуатації устаткування не повинно забруднювати навколишнього середовища шкідливими речовинами вище встановлених норм та створювати небезпеку вибуху чи пожежі.

5.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

д) Шумове забруднення та вібрація.

Допускний рівень шуму та вібрації в кабіні не повинен перевищувати умовно допустимих рівнів згідно з ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», затверджених постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №37 та ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації», затвердженого постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №39 і діючим НД.

е) Оздоровлення повітряного середовища.

У кабіні машиніста крану забезпечена чистота повітря, що відповідає ГОСТ 12.1.005-88 “Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны”.

Для забезпечення цих параметрів використані наступні технічні рішення:

- Герметизування приміщення кабіні шляхом встановлення ущільнень з резини на роз'ємні елементи кабінки.

- Встановлення фільтро-ветиляційної установки, що забезпечує ефективне очищення повітря, яке подається в кабінку, згідно вимогам ДБН

Д.2.6-3-2000 Сбірник №3 «Системы вентиляции и кондиционирования воздуха».

Вміст хімічних речовин в повітрі кабіни не перевищує гранично допустимих концентрацій згідно з вимогами діючих НД.

- Встановлено у кабіні кондиціонеру, згідно вимогам ДБН Д.2.6-3-2000 Сбірник №3 «Системы вентиляции и кондиционирования воздуха».

Параметри мікроклімату в кабіні відповідають вимогам ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», що затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №42.

ж) Виробниче освітлення

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт включаючи проходи та проїзди забезпечуються достатнім природним, або штучним освітленням. Освітленість є рівномірною без засліплюючої дії на персонал.

Для забезпечення виробничого освітлення майданчика на котрому проводиться розвантаження рухомого складу, виконані наступні заходи:

- Встановлено на рамі вантажного візка прожектор, який забезпечує достатнє освітлення місця опускання вантажозахоплюючого органу.

- Природне освітлення кабіни забезпечується використанням вікон в 50% площі корпусу кабіни навпроти оператора. Робоче штучне освітлення кабіни забезпечується однією люмінесцентною лампою за ГОСТ 6825-91 «Лампы люминесцентные трубчатые для общего освещения», яка розташована на протилежній від оператора стінці кабіни. Враховуючи, що кабіна ізольована від зовнішнього втручання, а також застосування сучасного конструкторського рішення сприяло тому, що рівень шуму та вібрації не перевищує нормативні норми.

- Встановлено по периметру майданчика на висоті 10 м, лампи прожекторного типу у кількості 24 штуки для рівномірного освітлення майданчика.

Таблиця 5.1- Норми освітлюваності робочих місць ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення»

Характеристи ка роботи	Розміри об'єкту розрізнення, мм	Розряд зорових робіт	Освітлен ня загальне
Груба	>5	6	200 Лк

5.4 Заходи зпожежної безпеки

Згідно з ДБН В.1.1.7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» приміщення цеху відноситься до категорії Д, так як на ділянці використовуються не горючі речовини в холодному стані.

Майданчики проведення навантажувально-розвантажувальних робіт відповідають вимогам пожежної безпеки за ДБН В.1.1.7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва».

Згідно з ДБН В.1.1.7-2002 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» по категорії виробництва ступінь вогнестійкості прийнята ІІ (основні елементи виконані з негорючих матеріалів), і так як будинок, в якому розміщено ділянку, одноповерховий площа поверху між протипожежними стінами будівлі приймається 1500 м².

Для забезпечення швидкої евакуації передбачено:

- а) ширина проходу – 1 м;
- б) ширина двері – 1 м;
- в) ширина коридору – 1,5 м.

В якості первинних засобів пожежогасіння передбачено використання 4 переносних вогнегасників порошкових ОП-5, відстань між вогнегасником та місцем можливого загоряння не більше 70м.

На кожні 600 м² цеху прийнято:

- вогнегасник ОХП-10 – 1 шт.;
- вогнегасник ОУ-5 – 1 шт.;
- ящик з піском 0,5 м – 1 шт.;
- лопати залізні – 2 шт.

Вуглекислотні вогнегасники призначені для гасіння тільки електроустановок. В електроустановках передбачені такі заходи пожежної безпеки:

- силова розводка виконана скритою в трубах;
- силова апаратура забезпечена захистом від коротких замикань.

У складських приміщеннях передбачені наступні заходи з пожежної безпеки:

- Чітка організація зберігання матеріальних цінностей, що забезпечує вільний доступ до всіх стелажів;
- Суворе дотримання правил сумісного зберігання матеріалів, хімікатів;
- Оснащення складів пожежною сигналізацією та засобами пожежогасіння;
- Поділ складів на відсіки протипожежними стінками за ознаками однорідності засобів пожежогасіння та можливості спільного зберігання матеріалів.

Для захисту від блискавок передбачено пристрій магнітопроводів. З метою захисту від статичної електрики передбачається заземлення неструмоведучих частин обладнання. Металеві магнітопроводи ставляться через кожні 40 - 50 м. Зволоження повітря до 65 - 70% дозволяє зменшити електризацію матеріалу.

5.5 Заходи безпеки у надзвичайних ситуаціях

«Інженерно-технічні заходи по забезпеченню стійкості матеріально-технічного постачання від наслідків надзвичайних ситуацій природного характеру».

Забезпечення стійкого постачання досягається проведенням заходів щодо захисту персоналу, комунально-енергетичних мереж, транспортних комунікацій і джерел постачання, надійне забезпечення об'єктів джерелами електро-, газо- і водопостачання, технологічним обладнанням, матеріально-технічними і транспортними засобами а також створенням необхідних запасів палива і комплектуючих виробів, організація рятувальних і невідкладних аварійно-відновлювальних робіт.

Повинен бути наперед розроблений план функціонування підприємства під час можливого землетрусу чи затоплення.

Підготовка до відновлення порушеного виробництва здійснюється своєчасно. Вона передбачає планування відповідних робіт за різними варіантами, підготовку ремонтних бригад, створення необхідного запасу матеріалів, обладнання і направлена на поновлення випуску необхідної продукції в мінімальні строки.

Підвищення стійкості електропостачання здійснюється за двома напрямками: електромережі повинні бути такими, щоб їх можна було поділити на окремі ділянки, що одержують енергію самостійно, що дозволяє перерозподіляти навантаження найбільш важливим споживачам. Електричні трансформаторні підстанції за кільцьовують, лінії електропередач замінюються кабельною сіткою. На об'єкті створюють резерв автономних джерел електропостачання.

З метою попередження аварій на електричних мережах необхідно встановити автоматичну систему відключення перенапруги. Повітряні лінії електропостачання слід замінити на підземно-кабельні.

Для безперебійного забезпечення газом, газові мережі необхідно підводити до об'єкта з двох напрямків, які мають бути з'єднані в єдине кільце з обладнанням для можливого дистанційного автоматичного управління й у разі необхідності відключення пошкоджених ділянок.

ВИСНОВКИ

У наведеній роботі були обрані схеми і проведені необхідні розрахунки для механізмів мостового спеціального крана, призначеного для маневрування затворами на ГЕС. В ході виконання магістерського проекту були вирішені наступні задачі:

- розраховано механізм підйому вантажу;
- розраховано механізм пересування крана;
- розраховано металоконструкцію крана;
- вказані основні заходи щодо охорони праці,
- вказані основні заходи щодо монтажу крана.

Розраховані параметри спроектованого крана в незначній мірі відхиляються від заданих, тобто відхилення знаходяться в допустимих межах.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мартовицький Л. М., Глушко В. І. Розрахунок та проектування несучих елементів підйомно-транспортних машин : Монографія. Запоріжжя : ТОВ «Видавництво «Кругозір», 2016. 212 с.
2. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Модернізація та динамічний аналіз вантажопідйомних кранів : Монографія. Київ : ЦУЛ, 2017. 248 с.
3. Григор'єв О. В., Петренко В. О. Розрахунок та проектування металургійних кранів : Навчальний посібник. Дніпро : НМетАУ, 2015. 180 с.
4. Коваленко М. В., Бурлака В. В. Вантажопідйомна та транспортна техніка металургійних цехів. Запоріжжя : ЗНТУ, 2018. 312 с.
5. Герасимyak Р. П., Лещенко В. А. Аналіз та вибір сучасних електроприводів вантажопідйомних механізмів. Одеса : ОНПУ, 2014. 195 с.
6. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : Підручник. Київ : Кондор, 2012. 424 с.
7. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : Підручник. Львів : Афіша, 2011. 552 с.
8. Клименко Ф. Є., Барабаш М. С. Металеві конструкції вантажопідйомних кранів та їх діагностика. Київ : Сталь, 2016. 286 с.
9. Суглобов В. В., Данченко М. М. Машини та обладнання металургійного виробництва : підручник. Маріуполь : ПДТУ, 2013. 340 с.
10. Федорян Ю. І., Маценко С. М. Підвищення надійності та вантажопідйомності мостових кранів важкого режиму роботи. Харків : ХНТУСГ, 2019. 165 с.
11. Радчук О. А., Сидоренко І. В. Оцінка технічного стану та залишкового ресурсу металоконструкцій кранів мартенівських цехів. Кривий Ріг : КНУ, 2021. 142 с.

12. Малащенко В. О., Павлице В. Т. Деталі машин. Проектування приводів вантажопідйомних машин. Львів : Новий Світ-2000, 2015. 230 с.
13. Григор'єв О. В., Ловейкін В. С. Розрахунок і конструювання зварних вузлів та балок мостових кранів. Київ-Дніпро : ІНТЕРМЕТ, 2017. 176 с.
14. Тітов В. А., Бойко М. В. Експлуатація та ремонт підйомно-транспортних споруд у металургії. Дніпро : Ліра, 2022. 298 с.
15. Глушко В. І., Шаніна З. М. Оцінка міцності та довговічності елементів підйомно-транспортних машин : Навчальний посібник. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2023. 194 с.