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 проєкту (роботи)

(ступінь вищої освіти)

на тему Кран мостовий магнітний Q = 16 т.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-322
Спеціальності
133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування спеціальності)
Освітня програма (спеціалізація)
ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні, будівельні меліоративні машини і обладнання»

ЛИТВИН О.О.
(прізвище та ініціали)
Керівник ФРОЛОВ Р.О.
(прізвище та ініціали)
Рецензент СИДОРЕНКО М.В.
(прізвище та ініціали)

2026

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

Інститут, факультет НУЗП, 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.
«18» 06 2026 року

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

ЛИТВИН Олег Олексіович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран мостовий магнітний Q = 16 т.

керівник проєкту (роботи) ФРОЛОВ Роман Олександрович, ст. викладач
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від «15» 04 2026 року №163
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026
3. Вихідні дані до проєкту (роботи)
Вихідна конструкція механізму для технологічних операцій

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Розрахунок механізму підйому, перевірка металоконструкції крана, удосконалення кінцевой балки, охорона праці, економічне обгрунтування спроектованого засобу переробки вантажу.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Кран мостовий – 1 лист А1; балка кінцева – 1 лист А1; головна балка - 1 лист А1; механізм підйому – 1 лист А1; механізм пересування візка – 1 лист А1; механізм пересування крану – 1 лист А1; візок – 1 лист А1.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання «___16____» __березня____2026__року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок механізму підйому	10.04.2026	
2	Перевірка металоконструкції крана	30.04.2026	
3	Удосконалення кінцевой балки	15.05.2026	
4	Охорона праці	30.05.2026	
5	Розрахунок економічного ефекту	01.06.2026	

Студент _____ ЛИТВИН О.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи) _____ ФРОЛОВ Р.О,
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ГАЛЬМО, ДВИГУН, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, РЕДУКТОР, ПОЛІСПАСТ, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ШВИДКІСТЬ

Пояснювальна записка містить 91с., 17 рис., 3 табл., 15 джерел.

Обьєкт розроблення – кран магнітний мостовий для мартеновського цеху.

Мета роботи – модернізація магнітного мостового крана.

Модернізація мостового крана передбачає підвищення швидкості підйому вантажу. Необхідність такого вдосконалення зумовлена конструкторською помилкою під час придбання обладнання, внаслідок чого кран не забезпечував потрібної ритмічності виробничого процесу.

Підвищення швидкості досягається шляхом зменшення кратності поліспаста та передаточного числа редуктора. У ході роботи встановлено, що для реалізації модернізації необхідно змінити групу режиму роботи крана з М8 на М7 відповідно до стандарту ISO 4301/1. Це обґрунтовано невідповідністю вантажного каната новим умовам експлуатації при підвищеній швидкості підйому.

У роботі розроблено новий поліспаст із кратністю $i_n = 3$. Також виконано перевірку основних елементів механізму підйому, зокрема електродвигуна, гальма та металоконструкції. Двигун додатково перевірено за умовами нагріву та тривалості пуску, оскільки необхідна потужність перевищує його номінальне значення.

Збільшення швидкості підйому призводить до зростання динамічних навантажень, що діють на металоконструкцію, тому було проведено перевірку її відповідності новим експлуатаційним умовам.

ЗМІСТ

С.

Вступ……..... 7
1 Модернізація механізма підйому..... 8
1.1 Розрахунок поліспаста..... 8
1.1.1 Розрахунок сталевого каната..... 8
1.1.2 Розміри барабана та блоків.....11
1.1.3 Розрахунок кріплення каната к барабану.....12
1.1.4 Розрахунок елементів підвіски.....14
1.1.4.1 Розрахунок гака.....15
1.1.4.2 Розрахунок осі блока.....15
1.1.4.3 Розрахунок поперечини.....17
1.1.4.4 Розрахунок вальницяів.....20
1.1.4.5 Розрахунок гайки крюка.....22
1.1.4.6 Перевірка сережкі у перерізі, послабленому отвором під вісь …….23
1.2 Обгрунтування зміни режиму роботи.....24
1.3 Розрахунок механізму підйому…..…….....26
1.4 Розрахунок потужності двигуна, його вибір.....27
1.5 Розрахунок редуктора.....29
1.6 Розрахунок муфт.....31
1.7 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....33
1.8 Перевірка двигуна за часом пуску.....34
1.9 Перевірка двигуна за нагрівом.....36
2 Перевірка металоконструкціі крана.....38
2.1 Розрахунок прольотной балки.....38
2.1.1 Обгрунтування розмірів балки.....38
2.1.2 Розрахункові навантаження та їх поєднання.....44
2.1.3 Визначення навантажень діючих на балку.....48

2.1.4 Визначення небезпечного перетину балки.....53
2.1.5 Визначення максимального згинаючого момента.....54
2.1.6 Визначення максимальной перерізуючой сили.....57
2.1.7 Визначення геометричних параметрів перетину балки.....60
2.1.8 Перевірка міцності головної балки.....60
2.1.9 Перевірка міцності головної балки в опорном перетині …….....61
2.1.10 Перевірка місцевой стійкості стінок балки 63
2.1.11 Перевірка жорсткості балки.....66
2.1.12 Перевірка часу згасання коливань балки.....70
2.2 Розрахунок концевой балкі.....72
2.2.1 Розміри балки.....72
2.2.2 Визначення навантажень діючих на концевую балку.....73
2.2.3 Визначення реакцій в опорах концевой балки.....74
2.2.4 Визначення геометричних параметрів перетину концевой балки..... 76
2.2.5 Визначення розрахункових напруженнь діючих на концевую балку……...77
3 Удосконалення кінцевой балки.....80
4 Охорона праці.....82
4.1 Заходи з охорони праці.....82
5 Економічне обгрунтування спроектованого засобу переробки вантажу…..85
Висновки…….....89
Перелік джерел, посилання...…….....90

ВСТУП

Мета роботи - модернізувати мостовий магнітний кран шляхом підвищення швидкості підйому вантажу.

Необхідність модернізації зумовлена невідповідністю крана вимогам ритму виробництва. За існуючої швидкості підйому обладнання не здатне працювати відповідно до паспортного режиму та виробничих потреб, що призводить до неефективного використання його можливостей, що є неприйнятним у сучасних умовах.

Експлуатація крана без змін може спричинити його передчасне моральне старіння, а не фізичне зношення, що свідчить про нераціональне використання інвестицій підприємства.

Запропонована модернізація дозволить підвищити продуктивність обладнання та забезпечити більш повне використання його технічного потенціалу. Вона передбачає заміну поліспаста з кратністю $i_n = 4$ на поліспаст із кратністю $i_n = 3$, а також встановлення редуктора з передаточним числом $U_p = 15,75$ замість існуючого $U_p = 23,34$.

При цьому основним принципом є внесення мінімально необхідних конструктивних змін, достатніх для приведення крана у відповідність до виробничих вимог.

1.МОДЕРНІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

1.1 Розрахунок поліспаста

1.1.1Розрахунок сталевого каната.

З метою підвищення швидкості підйому вантажу передбачається заміна існуючого поліспаста з кратністю $i_n = 4$ на поліспаст із меншою кратністю $i_n = 3$. Таке рішення дозволяє збільшити швидкість переміщення вантажу за рахунок зменшення числа віток каната, що беруть участь у підйомі.

Одночасно з цим передбачається заміна редуктора механізму підйому на агрегат із меншим передаточним числом, що забезпечить підвищення частоти обертання барабана та, відповідно, збільшення швидкості підйому.

Запропоновані зміни спрямовані на покращення експлуатаційних характеристик крана при збереженні його працездатності та надійності в нових умовах роботи.

Проведемо перевірку існуючого каната по запасу міцності.

Згідно з правілами Держнаглядохоронпраці канат вибирають за розривним зусиллям. Розривне зусилля визначається:

$$F_{роз}=F_{max} \cdot \text{Zp} = 27200 \cdot 9=244800 \text{ H} \qquad (1.1)$$

де F_{max} - найбільше зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспаста:

$$\text{F}_{\text{max}} = \frac{9{,}8 \cdot \text{Qmax}}{\text{a} \cdot \text{i}_\text{n} \cdot \eta_n \cdot \eta^{\,m}} = \frac{9{,}8 \cdot 16320}{2 \cdot 3 \cdot 0.98 \cdot 0.98^0} = 27200 \ H \qquad (1.2)$$

Q_{max} - маса вантажу та гакової підвіски:

$$Q_{max} = Q + G_п = 16 + 0.32 = 16.32 \text{ т} = 16320 \text{кг} \quad (1.3)$$

Q-вантажопідйомність крана, Q=16 т=16000кг;

$G_п$ - маса гакової підвіски. Визначається за формулою:

$$G_п = (0.02 - 0.03)Q = (0.02-0.03) \cdot 16 = 0.32-0.48 \text{т} \quad (1.4)$$

Приймаємо $G_п$=0.32 т=320 кг

а -кількість гілок каната, які закріплюються на барабані, а=2;

$i_п$ - кратність поліспаста, $i_п$=3;

η_n - ккд поліспаста, визначається формулою:

$$\eta = \frac{1 + \eta + \eta^2 + ... + \eta^{i_p - 1}}{i_n} = \frac{1 + 0.98 + 0.98^2}{3} = 0.98 \quad (1.5)$$

η- ккд блока, встановленного на вальницях кочення,η=0.98;

m - кількість відхиляючих блоків,m=0;

Zp – минимальний допустимий коефіцієнт використання каната.

Згідно з ПУБЕГК [4] приймаємо коефіцієнт використання каната Zp=9 - для режима роботи М8 по ІСО 4301/1 або 6М по ГОСТ 25835-83

У наявному механізмі підйому застосовується канат типу ЛК-РО відповідно до ГОСТ 7669-80 [8] діаметром d = 17,5 мм, із маркувальною групою міцності 1666 МПа та допустимим розривним зусиллям $[F_{розр}]$ = 193000 Н. При цьому розрахункове значення розривного зусилля в канаті суттєво перевищує допустиме, що свідчить про невідповідність умовам експлуатації: 244800Н>193000Н

З цього можно зробить висновок, що при зміні кратності поліспаста механізму підйома до $i_п$=3, даний канат не підходе.

По угодженю з цехом змінюємо режим роботи механізму підйома крана на М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83. Тоді по табл.3 [4] приймаємо допустимий коефіцієнт використання каната Zp=7,1. Тоді розривне зусилля

$$F_{роз}=F_{max} \cdot Zp = 27200 \cdot 7{,}1=193120 \text{ Н} \qquad (1.6)$$

Умова міцності не виконується:

193120Н>193000Н

Отже, для проведення модернізації необхідно замінити канат механізму підйому на канат із вищою маркувальною групою міцності. Підвищення міцності саме за рахунок збільшення маркувальної групи є доцільним, оскільки збільшення діаметра каната призвело б до необхідності зміни габаритних розмірів візка. Натомість підвищення міцності через покращення механічних характеристик матеріалу дозволяє уникнути конструктивних змін обладнання.

Для подальшого використання обрано канат типу ЛК-РО за ГОСТ 7669-80 [8] діаметром d = 17,5 мм із маркувальною групою 1764 МПа. Канат відповідає режиму роботи М7 за ISO 4301/1 (або 5М за ГОСТ 25835-83), має допустиме розривне зусилля $[F_{роз}]$ = 196000 Н та забезпечує необхідний фактичний запас міцності.

$$Zp = \frac{[F_{роз}]}{F_{max}} = \frac{196000}{27200} = 7.2$$

Отже, використання наявного каната є недопустимим. Для збереження габаритів візка механізм підйому переводиться у режим роботи М7 за ISO 4301/1 (або 5М за ГОСТ 25835-83), після чого виконується заміна каната на

аналогічний за діаметром (d = 17,5 мм), але з вищою маркувальною групою міцності.

1.1.2 Розміри барабана та блоків.

У наявному механізмі підйому застосовуються блоки з діаметром по осі каната 525 мм, а також барабан типу БК-510 із діаметром 510 мм.

Оскільки діаметр каната (d = 17,5 мм) у процесі модернізації не змінюється, існуючі блоки та барабан можуть бути використані без конструктивних змін.

Разом із тим, у зв'язку зі збільшенням максимального зусилля в канаті з урахуванням втрат у блоках поліспаста (F_{max}), виникає необхідність виконати перевірку міцності стінки барабана на дію стискуючих напружень.

Розрахункове напруження стиску дорівнює:

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{max}}{\delta \cdot p} = \frac{27200}{21 \cdot 20} = 64{,}7 \ МПа \qquad (1.7)$$

де F_{max} - найбільше зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспаста, F_{max}= 27200 Н;

δ - Товщина стінки барабана, δ=21мм;

p - крок нарізки на барабані, p=20мм.

Умова міцності виконується $\sigma_{CT} \le [\sigma]_{CT} (64{,}7 < 120 \, МПа)$,

Допустиме напруження стиску [1] для барабанів зроблених з сталі дорівнює $[\sigma]_{CT} = 120 МПа$)

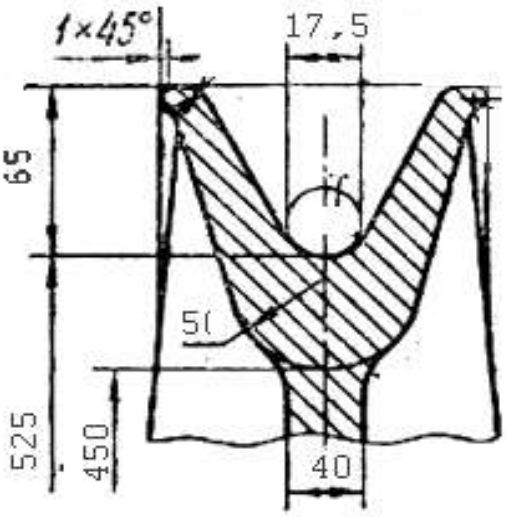


Рисунок 1.1 – Блок.

1.1.3 Розрахунок кріплення каната к барабану

У зв’язку зі зростанням зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспаста виникає необхідність перевірки вузла його кріплення.

Фіксація каната на барабані в існуючій конструкції здійснюється за допомогою чотирьох притискних планок і відповідних чотирьох болтів М20. Виконаємо перевірочний розрахунок та визначимо необхідну кількість болтів кріплення каната до барабана, виходячи з умови:

$$\sigma_{\text{сум}} = \frac{4P}{Z \cdot \pi \cdot d_0^{\,2}} + \frac{Tl}{0{,}1 \cdot Z \cdot d_0^{\,3}} \le [\sigma_{\text{р}}] \qquad (1.8)$$

Необхідна кількість болтів:

$$Z = \frac{4P}{\pi \cdot d_0^{\,2} \cdot [\sigma_р]} + \frac{Tl}{0{,}1 \cdot [\sigma_р] \cdot d_0^{\,3}} = \frac{4 \cdot 53024}{3{,}14 \cdot 17{,}294^2 \cdot 96} + \\ + \frac{5302{,}4 \cdot 32{,}5}{0{,}1 \cdot 96 \cdot 17{,}294^3} = 5{,}8 \quad (1.9)$$

де P-загальне зусилля розтягу болтів, визначається за наступною формулою:

$$P = \frac{S_{kp}}{2f} = \frac{10605}{2 \cdot 0.1} = 53024\,H \quad (1.10)$$

S_{kp} - розрахунковий натяг в канаті з урахуваням сил терття, розвантажуючих витків каната. Розраховується за формулою:

$$S_{kp} = \frac{F_{\max}}{e^{f\alpha}} = \frac{27200}{2{,}718^{0{,}1 \cdot 3 \cdot 3{,}14}} = 10605\,H \quad (1.11)$$

$F_{\max}$ - найбільше зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспаста, F_{max}= 27200 Н;

e-основа натурального логарифму, e=2,718;

f - коефіцієнт терття між канатом та поверхнею барабана, f =0,1;

α - кут обхвату барабана при 1,5 запасних витків, α=3π;

d_0 - внутрений діаметр нарізки болта М20, d_0=17,294мм;

Т - згинаюча сила.

$$T = P \cdot f = 53024 \cdot 0{,}1 = 5302{,}4H \quad (1.12)$$

l - плече згинаючої сили, l=32,5мм;

$[\sigma_р]$-допустиме нормальне напруження розтягу, для сталі Ст3:

$$[\sigma_р] = \frac{\sigma_т}{k} = \frac{240}{2,5} = 96 мПа \qquad (1.13)$$

$\sigma_т$ - границя текучості, для Ст3 $\sigma_т$=240мПа;

k - запас міцності болтів, k=2,5.

Отже, використання чотирьох притискних планок (тобто чотирьох болтів) не забезпечує достатньої надійності кріплення каната до барабана. Для гарантованої фіксації необхідно збільшити їх кількість до шести, тобто застосувати шість болтів М20.

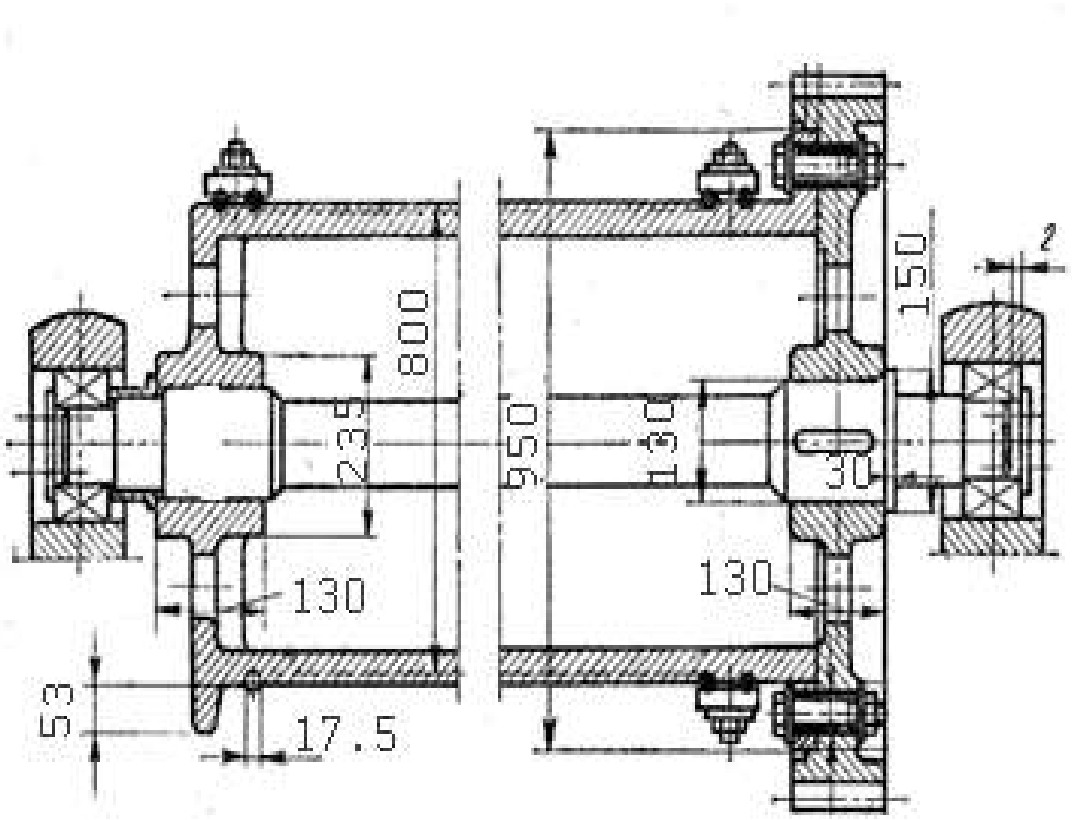


Рисунок 1.2 – Барабан.

1.1.4 Розрахунок елементів підвіски

1.1.4.1 Розрахунок гака

У зв’язку зі зміною кратності поліспаста з $i_n = 4$ на $i_n = 3$ та переходом режиму роботи з М8 на М7 виникає необхідність спроектувати гакову підвіску.

Відповідно до ПУБЕГК [4], вибір гака здійснюється на основі його номінальної вантажопідйомності та групи режиму роботи. У нашому випадку вантажопідйомність крана залишилась незмінною і становить Q = 16 т, а новий режим роботи - М7.

Згідно з нормами ПУБЕГК [4], для таких умов гак підбирається такий самий, як і для попереднього режиму М8. Тому немає необхідності у заміні гака - можна використовувати існуючий гак у механізмі підйому.

Таким чином, гак має такі характеристики: однорогий, виконаний за ГОСТ 6627-74, номер 19, з номінальною вантажопідйомністю Q = 16 т та групою режиму роботи М7. Шийка гака має різь Трап 80×10, що забезпечує надійне кріплення та сумісність з існуючим механізмом.

1.1.4.2 Розрахунок вісі блока

Відстань між опорами блоку:

$$A = Z \cdot B_{бл} + 2\delta_1 + \delta_2 = 3 \cdot 93 + 2 \cdot 6 + 20 = 311\,мм \quad (1.13)$$

де Z - кількість блоків на осі, Z=3;

$B_{бл}$-ширина блока, визначається за наступною формулою:

$$B_{бл} = 4\sqrt{D} = 4 \cdot \sqrt{542.5} = 93мм \qquad (1.14)$$

D - діаметр блока по вісі канату, D=542,5 мм;

δ_1 - товщина стінки кожуха, згідно рекомендацій [1]

товщина стінки кожуха дорівнює δ_1 = 3...6 мм, приймаємо товщина стінки кожуха δ_1 = 6 мм;

δ_2 - товщина сережки, згідно [1] товщина дорівнює δ_2 = 8...20 мм, приймаємо δ_2 = 20 мм;

Максимальний згинаючий момент в небезпечному перерізі осі блока дорівнює:

$$M = Z \cdot F_{max}\left(\frac{A}{2} - K\frac{B_{бл}}{Z}\right) = 3 \cdot 27200 \cdot \left(\frac{0{,}311}{2} - 2 \cdot \frac{0{,}093}{3}\right) = \qquad (1.15)$$
$$= 7629{,}6\ Нм$$

де Z - число блоків на осі Z=4;

F_{max} - макс. зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспасту, $F_{мах}$=27200 Н;

K - допоміжний коефіцієнт, який залежить від кількості блоків на вісі, згідно рекомендацій [1] для Z=3 допоміжний коефіцієнт дорівнює К=2.

Діаметр осі блока дорівнює:

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{M}{0{,}1[\sigma]_{зг}}} = 10\sqrt[3]{\frac{7629{,}6}{0{,}1 \cdot 100}} = 91{,}4мм \qquad (1.16)$$

де M - найбільший згинаючий момент в небезпечному перерізі вісі блока, M = 7629,6 Нм;

$[\sigma]_{зг}$ - допустиме напруження згину, для вісій зі сталі 40 $[\sigma]_{зг}$ = 100 МПа [1].

Остоточно діаметр осі блока визначаєм при виборі вальницяа (див.нижще).

1.1.4.3 Розрахунок поперечини

Розрахункова ширина поперечини дорівнює:

$$B = D_n + 10...20 = 125 + 20 = 145 \text{ мм} \qquad (1.17)$$

де D_n -зовнішній діаметр упорного вальницяа гака, D_n=125мм.

Приймаємо розрахункова ширина поперечини рівною B=145 мм.

Згинаючий момент у небезпечному перерізі поперечини дорівнює:

$$M = \frac{10^4 Q \cdot A}{4} = \frac{10^4 \cdot 16 \cdot 0{,}311}{4} = 12440 \text{ Н·м} \qquad (1.18)$$

де Q - маса вантажа, Q=16 т;

A - розрахована довжина поперечини

$$A = B^1 + 4\sqrt{D_{бл}(i_n - 1)} = 174 + 4 \cdot \sqrt{542{,}5 \cdot (3-1)} = 305 мм \qquad (1.19)$$

B^1 - приведена ширина поперечини, визначається:

$$B^1 = (1{,}2...1{,}4)B = 1{,}2 \cdot 145 = 174 \text{ мм} \qquad (1.20)$$

B - ширина поперечини розрахункова, B=145мм;

$D_{бл}$ - діаметр блока по вісі каната, $D_{бл}$=542,5 мм;

i_n - кратність поліспаста, i_n=3.

Оскільки розрахована відстань між опорами блока становить 0,311 м, що перевищує розраховану довжину поперечини (0,305 м), приймаємо довжину поперечини рівною 0,311 м.

Мінімальна розрахункова висота поперечини визначається наступним чином:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]_{зг}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 12440 \cdot 10^3}{(145 - 89) \cdot 90}} = 121{,}7 мм \qquad (1.21)$$

де M -згинаючий момент у небезпечному перерізі поперечини,

$M = 12440$ Нм;

d_o -діаметр отвору у поперечині під шийку гака, дорівнює:

$$d_o = d + (2....5) = 85 + (2....5) = 87....90 \text{ мм} \qquad (1.22)$$

d - діаметр шийки гака, d=89 мм;

Приймаємо діаметр отвору у поперечині під шийку гака

d_o=89 мм;

B - розрахункова ширина поперечини, B=145мм;

$[\sigma]_{зг}$ - допускне напруження згину, по [1] допускне напруження згину для сталі 45 дорівнює

$[\sigma]_{зг}$ = 90...100 Мпа, приймаємо $[\sigma]_{зг}$ = 90 МПа.

Приймаємо висоту поперечини Н=130 мм.

Діаметр цапфи поперечини:

$$d_ц = 10\sqrt[3]{\frac{M_1}{0{,}1\cdot[\sigma]_{ЗГ}}} = 10\sqrt[3]{\frac{7588{,}8}{0{,}1\cdot 90}} = 94{,}5\,\text{мм} \qquad (1.23)$$

де M_1 - момент згибу у небезпечному перерізі цапфи, при кратності поліспаста равной $i_п$ = 3.

Згинаючий момент у небезпечному перерізі цапфи дорівнює:

$$M_1 = F_{max}B_{бл}\cdot i_п\cdot 10^{-3} = 27200\cdot 93\cdot 3\cdot 10^{-3} = 7588{,}8\ \text{Н·м} \qquad (1.24)$$

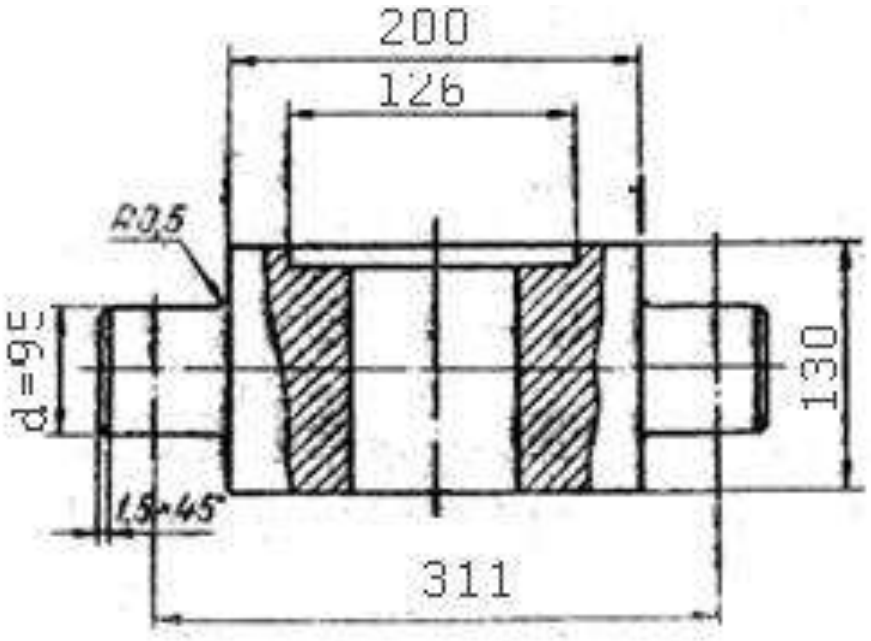
F_{max} - макс. зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспаста, $F_{мах}$= 27200 Н;

$B_{бл}$-ширина блока, $B_{бл}$=93мм;

$[\sigma]_{ЗГ}$ - допускне напруження згину, [1] для сталі 45 $[\sigma]_{ЗГ}$ = 90...100 МПа,

Приймаємо $[\sigma]_{ЗГ}$ = 90 МПа.

Приймаємо діаметр цапфи поперечини $d_ц$=95 мм.



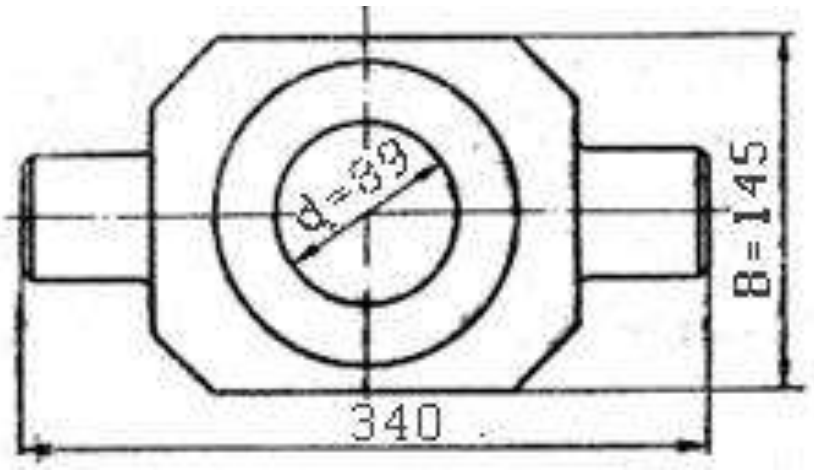


Рисунок 1.3 - Поперечина.

1.1.4.4 Розрахунок вальницяів

У наявній підвісці використовуються упорний вальниця №8217 та радіальний вальниця №220. Необхідно провести перевірку їх відповідності новим експлуатаційним вимогам.

Оскільки номінальна вантажопідйомність механізму залишилась без змін, існуючий вальниця можна залишити для подальшої експлуатації. Йдеться про одинарний шариковий упорний вальниця за ГОСТ 7872-89, №8217, з допустимою статичною вантажопідйомністю, який забезпечує надійну роботу механізму підйому.

$$[C_o]=235 \text{ кН}$$

умова $C_o \le [C_o]$ (188,16<235) виконується з параметрамі:

$$d \times D \times H = 85 \times 125 \times 31$$

Вальницяи блоків (по два в кожному блоку) вибирають за динамічною вантажопідйомністю.

Динамічною вантажопідйомність дорівнює:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{60 n_б L_{10h}}{10^6}} = 41772{,}7 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 24{,}3 \cdot 5000}{10^6}} = 80996{,}9 \text{ Н} \quad (1.25)$$

де P_E-еквівалентне навантаження на вальниця, визначається за наступною формулою:

$$P_E = 1{,}2 F_{max} K_Q K_V K_д = 1{,}2 \cdot 27200 \cdot 0{,}79 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}2 = 41772{,}7 \text{ Н} \quad (1.26)$$

K_Q - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи,згідно рекомендацій [1] коефіцієнт навантаження для режиму роботи М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83, дорівнює $K_Q = 0{,}79$;

K_V - коефіцієнт кільця ,згідно рекомендацій [1] коефіцієнт кільця при обертаючомуся зовнішньому кільці приймається $K_v = 1{,}35$;

K_d - коефіцієнт динамічності, згідно рекомендацій [1]

Приймаємо $K_d = 1{,}2$;

$n_б$ -частота обертання блока, визначається за наступною формулою:

$$n_б = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0{,}33 \cdot (3-1)}{3{,}1415 \cdot 0{,}51875} = 24{,}3 \text{ хв.}^{-1} \quad (1.27)$$

V_B - швидкість підйому вантажа, V_B=0,33 м/с;

i_n - кратність поліспаста ,i_n=3;

D - діаметр блока по осі каната, D=0,51875м;

L_{h10} - ресурс служби вальницяа, згідно рекомендацій [1] ресурс служби вальницяа для режиму роботи М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83, дорівнює L_{h10}=5000 год.

Враховуючи мінімальний необхідний діаметр осі (d=97,3 мм) вибираємо вальниця радіальний шаріковий однорядний ,за ГОСТ 8338-75 „№ 220 який має допустиму динамічну вантажопідйомність $[C]$=124000 Н

Умова міцності $C \leq [C]$ виконується

(80996,9<124000 Н).

Параметри вальницяів $d \times D \times B = 100 \times 180 \times 34$.

Отже вальниця яка використовується в механізмі підйома задовольняє новим умовам. Залишаємо незміним.

1.1.4.5 Розрахунок гайки крюка

В якості матеріала гайки приймаємо вуглеводисту конструктивну ст. 45.

Висоту гайки визначаєм з умови міцності на зріз.

Допустиме напруження на зріз дорівнює:

$$[\tau] = 0{,}6 \cdot [\sigma_p] = 0{,}6 \cdot 50 = 30 мПа \qquad (1.28)$$

де $[\sigma_р]$-допустиме нормальне напруження розтягу, для сталі

сталі 45 $[\sigma_р]$=50 мПа

Необхідна висота гайки дорівнює:

$$H = \frac{Q \cdot g}{\pi \cdot d_1 \cdot K_1 \cdot K_н \cdot [\tau]} = \frac{16000 \cdot 9{,}81}{3{,}14 \cdot 0{,}07 \cdot 0{,}65 \cdot 0{,}625 \cdot 30 \cdot 10^6} = \qquad (1.29)$$
$$= 0{,}059 м$$

де Q - маса вантажа, Q=16 т;

d_1-внутрішний діаметр різі, для Трап.80×10 внутрішний діаметр дорівнює d_1=70мм=0,07м;

K_1- відношення висоти небезпечного перерізу витка к кроку, K_1=0,65;

$K_н$- коефіцієнт неравномірного розподілу навантаження між витками, при $\frac{d}{S}=\frac{80}{10}=8<9$, визначається за формулою :

$$K_н = 5\frac{S}{d} = 5\cdot\frac{10}{80} = 0{,}625 \qquad (1.30)$$

S-крок різі, S=10мм.

Вибираємо найменьшу конструктивну висоту гайки по нарізки різі на хвостовику гака Н=100мм.

Наружний діаметр гайки дорівнює:

$$D_0 = 1{,}8\cdot d = 1{,}8\cdot 80 = 144\,мм \qquad (1.31)$$

1.1.4.6 Перевірка сережку у перерізі, послабленому отвором під вісь

Розрахункове напруження розтягу дорівнює:

$$\sigma_P = \frac{10^{4\cdot}Q}{2(B-d_o)\delta_2} = \frac{10^{4\cdot}\cdot 16}{2\cdot(190-100)\cdot 20} = 44{,}4 \text{ Мпа} \qquad (1.32)$$

де Q - маса вантажа, Q=16 т;

B - ширина сережки, згідно рекомендацій [1] визначається за наступною формулою:

$$B = (1{,}8.....2) \cdot d_o = (1{,}8.....2) \cdot 100 = 180.....200 \text{ мм} \qquad (1.33)$$

Приймаємо ширина сережки рівною B =190 мм.

d_o - діаметр отвору під вісь блока або під цапфу поперечини, внаслідок того, що діаметр під вісь блока дорівнює d =100мм, що є більше ніж діаметр під цапфу поперечини (яка дорівнює $d_ц$ =95 мм.) приймаємо діаметр отвору d_o =100 мм;

δ_2 - товщина серіжки, згідно рекомендацій [1] товщина серіжки дорівнює δ_2 = 8...20 мм, приймаємо δ_2 = 20 мм;

Умова міцності сережкі по напруженням розтягу виконується

$$\sigma_P \le [\sigma]_p \quad (44{,}4 \le 100 МПа).$$

Розрахункове напруження зминання дорівнює:

$$\sigma_{ЗМ} = \frac{10^{4\cdot} \cdot Q}{2 \cdot d_{o\cdot} \delta_2} = \frac{10^{4\cdot} \cdot 16}{2 \cdot 100 \cdot 20} = 40 \text{ Мпа} \qquad (1.34)$$

де Q - маса вантажа, Q=16 т;

d_o - діаметр отвору, d_o=100 мм;

δ_2 - товщина сережки, δ_2 = 20 мм;

Умова міцності сережкі по напруженням на зминання $\sigma_{ЗМ} \le [\sigma]_{ЗМ}$ (40 $\le 100 МПа$) виконується.

1.2 Обгрунтування зміни режиму роботи

Група режиму роботи крана визначається за таблицею 1.1 додатку ДНАОП № 0.00–1.03–02 або за таблицею 3 ГОСТ 25546-82, залежно від класу використання (U0–U9) та класу навантаження (Q1–Q4) крана.

Клас використання характеризується загальною кількістю робочих циклів крана протягом його експлуатаційного терміну.

$$C_T = C_o \times n \times t_k = 140 \times 350 \times 12 = 588000 \text{ циклов} \qquad (1.35)$$

де C_o - середньодобова кількість циклів роботи крана, C_o =140;

n - кількість робочих днів в році, n=350;

$t_{ê}$ - тривалість експлуатації крана в роках, $t_{ê}$ =12 .

Загальне число циклів роботи крана $C_T = 5{,}88 \times 10^5$ відповідає класу використовування U_6 по таблиці 1.1 ІСО 4301/1 (див. ПУБЕГК 2002 р.) або таблиці 1 ГОСТ 25546 - 82.

Клас навантаження визначається коефіцієнтом навантаження $K_{ð}$.

$$K_p = C_1/C_0 \times [Q_1/Q\,ном]^3 + C_2/C_0 \times [Q_2/Q\,ном]^3 + \\ + C_3/C_0\,[Q_3/Q\,ном]^3 \qquad (1.36)$$

де $Q_{ном}$ - номінальна вантажопідйомність крана, $Q_{ном}$ = 16 т;

Q1- вантаж, що піднімається краном протягом доби з числом циклів C1= 0, Q1 = 4 т;

Q2 - вантаж, що піднімається краном протягом доби зчислом циклів C2=35, Q2 = 8 т;

Q3 - вантаж, що піднімається краном протягом доби з числом циклів C3=70, Q3=12т;

Q4 - вантаж, що піднімається краном протягом доби зчислом циклів С4=35, Q4=16т.

$$K_p = 0/140 \times [4/16]^3 + 35/140 \times$$
$$\times [8/16]^3 + 70/140 \times [12/16]^3 + 35/140 \times [16/16]^3 =$$
$$=0.49$$

Обчислений коефіцієнт навантаження Кр = 0,49 відповідає класу навантаження Q3 згідно з таблицею 1.2 ISO 4301/1 (див. ПУБЕГК, 2002) або таблицею 2 ГОСТ 25546-82.

Для класу використання U6 та класу навантаження Q3 група режиму роботи, відповідно до таблиці 1.3 ISO 4301/1 (ПУБЕГК, 2002) або таблиці 3 ГОСТ 25546-82, приймається як А7, що відповідає важкому режиму роботи.

Висновок: Переведення крана з режиму роботи М8 на М7 є допустимим, оскільки фактичний режим роботи відповідає М7.

1.3 Розрахунок механізму підйому

У зв’язку зі зміною швидкості підйому відбувається коригування передаточного числа ланцюгової передачі між барабаном підйому вантажу та барабаном підйому кабелю.

В якості вантажозахоплювального пристрою використовується вантажний електромагніт типу М42Б із наступними технічними характеристиками:

Власна маса електромагніту - 1,5 т;

Максимальна підйомна сила - 16 т;

Споживана потужність максимальна - 12,2 кВт;

Струм гарячої котушки - 31 А.

На магніті використовується кабель типу КРПТ з перетином основний жилы 16 мм^2 та наступнимі параметрамі:

Зовнішній діаметр кабелю - $d_k = 22,7 мм$

Допустимий радіус вигину кабелю -R≥181,6мм

Діаметр вантажного барабана – D$^{'}$ = 400 мм.

Передаточне число ланцюгової передачі дорівнює:

$$U' = \frac{(D' + d_k) \cdot i_n}{D} = \frac{(400 + 22,7) \cdot 3}{510} = 2,48 \qquad (1.37)$$

де i_n -кратність поліспаста, i_n=3;

D -діаметр вантажного барабана, D=510мм.

Приймаємо предаточне число рівним U =2,5.

Перевірка передаточного числа

$$\Delta U = \frac{U - U'}{U'} 100\% = \frac{2,5 - 2,48}{2,48} 100\% = 0,8\% \qquad (1.38)$$

Прийняте передаточне число є задовільним так як відхилення його від задоного менш 5%.

1.4 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

У приводі механізму підйому застосовується електродвигун типу Д812У2 послідовного збудження. При роботі крана в режимі М7, що відповідає питомому навантаженню ПВ = 60%, цей двигун забезпечує необхідну потужність та стабільність роботи механізму підйому.

Такий тип двигуна обрано з огляду на його здатність витримувати змінні навантаження та тривалі цикли роботи без перегріву, що гарантує надійну експлуатацію крана в умовах інтенсивного виробничого використання.

Має наступні характеристики:

- потужність $P_д$ =47 кВт,
- частота обертання двигунна n=560 мин$^{-1}$
- момент інерції ротора $I_Р$=7 $кг \cdot м^2$.

Розрахункова статична потужність дорівнює:

$$P_{СТ} = \frac{10 \cdot Q_{max} V_п}{\eta_З} = \frac{9{,}8 \cdot 16{,}32 \cdot 0{,}33}{0{,}9} = 58{,}7 \text{ кВт} \qquad (1.39)$$

де Q_{max}- маса вантажу та гакової підвіски, Q_{max} =16,32т;

$V_п$ - швидкість підйому вантажу, $V_п$=0,33 м/с;

$\eta_З$ - загальний ККД механізму підйому, визначається за наступною формулою:

$$\eta_З = \eta_р \cdot \eta_п \cdot \eta_б \cdot \eta_м^{\,2} = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99^2 = 0{,}9 \qquad (1.40)$$

$\eta_р$ - ккд редуктора, згідно рекомендацій [3] ккд редуктора приймається $\eta_р$=0,96;

$\eta_п$ - ккд поліспаста, $\eta_п$=0,97;

$\eta_б$ - ккд барабана ,згідно рекомендацій [3] ккд барабана при використані в барабані вальницяів кочення приймається рівним $\eta_б$=0,98;

$\eta_м$ - ккд муфти, згідно рекомендацій [3] ккд пружньой втулочно-пальцевой муфти приймається рівним 0,99 - 0,995 приймаємо ккд муфти рівним $\eta_м$=0,99.

Статична потужність двигуна по разрахунку більше ніж існуючого двигуна, але згідно рекомендацій [1] потужність двигуна можна приймати за наступною формулою:

$$P_{д} = (\ 0{,}85...0{,}9)\ P_{СТ} = (\ 0{,}8...0{,}9) \cdot 58{,}7 = 46{,}96...52{,}83\ \text{кВт} \qquad (1.41)$$

Тобто існуючий двигун входить в допустимий проміжок по потужності.

Розрахункова статична потужність двигуна більше ніж існуючого двигуна поетому необхідно виконати перевірку двигуна за нагрівом та за часом пуску(див. п. 1.7).

1.5 Розрахунок редуктора

Через зміну швидкості підйому з $V_{п}$=0,2м/с на $V_{п}$=0,33м/с треба змінювати редуктор який використовується в механізмі підйому.

Передаточне відношення механізму підйому у дорівнює (для нової швидкості підйому):

$$U^{1} = \frac{n_{д}}{n_{б}} = \frac{560}{36{,}47} = 15{,}35 \qquad (1.42)$$

де $n_{б}$ - частота обертання барабана, визначається за наступною формулою:

$$n_{б} = \frac{60 \cdot V_{п} \cdot i_{п}}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0{,}33 \cdot 3}{3{,}14 \cdot 0{,}519} = 36{,}47\ \text{хв}^{-1} \qquad (1.41)$$

$V_п$ – швидкість підйому вантажа, $V_п$=0,33м/с;

$i_п$ - кратність поліспаста ,$i_п$=3;

D - діаметр барабана по осі каната, D = 0,519 м.

Обираєм редуктор РМ-650 з наступними параметрамі:

-потужність редуктора на швидкохідном валу, $P_р$=63 кВт,

-частота обертання швидкохідном вала редуктора , $n_б$=1500,

-передаточне число редуктора $U_р$=15,75

- режим роботи редуктора М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83.

Фактична швидкость підйому дорівнює:

$$V_ф = \frac{\pi \cdot D \cdot n_б}{60 \cdot i_п} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}519 \cdot 35{,}6}{60 \cdot 3} = 0{,}322 \text{ м/с} \qquad (1.44)$$

де D - діаметр барабана по осі каната, D = 0,519 м;

$n_б$ - фактична частота обертання барабана, визначається за формулою:

$$n_б = \frac{n_д}{U_р} = \frac{560}{15{,}75} = 35{,}6 \text{ хв}^{-1} \qquad (1.45)$$

$n_д$ - частота обертання вала двигунна, $n_д$=560 хв$^{-1}$;

$U_р$ -передаточне число редуктора, $U_р$=15,75;

$i_п$ - кратність поліспаста, $i_п$=3.

Відхилення фактичної швидкості підйому від заданої швидкості підйому дорівнює:

$$\Delta V = \frac{V_ф - V}{V} \cdot 100\% = \frac{0{,}33 - 0{,}322}{0{,}33} \cdot 100\% = 2{,}42\% \qquad (1.46)$$

де $V_ф$ - фактичної швидкість підйому, $V_ф$=0,322 м/с;

V - заданої швидкість підйому, V =0,33 м/с.

Редуктор вибран правильно так як відхилення ΔV фактичної швидкості підйому $V_ф$ від заданої швидкості підйому V не превищує 5%.

1.6 Розрахунок муфт

Для з'єднання вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора, а також вала редуктора з валом барабана застосовують муфти. Вони здатні частково компенсувати неспіввісність валів, що виникає під час виготовлення та монтажу.

До таких елементів належить пружна втулково-пальцьова муфта. При цьому одну з напівмуфт виконують у вигляді гальмового шківа.

Вибір муфти здійснюється за розрахунковим крутним моментом, який вона повинна передавати.

Оскільки зі збільшенням потужності електродвигуна зростає і номінальний момент, що передається через муфту, виникає необхідність у повторному її розрахунку.

Розрахунковий крутний момент муфти, що з'єднує вал електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора, визначається за формулою:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 802 \cdot 1{,}8 \cdot 1{,}3 = 1876{,}7 Нм \qquad (1.47)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта, визначається за наступною формулою:

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_\partial}{\omega_\partial} = \frac{10^3 \cdot 47}{58,6} = 802H \qquad (1.48)$$

P_∂ - потужність двигуна, P_∂ =47 кВт;

ω_∂ - кутова швидкість двигунна, визначається за формулою:

$$\omega_\partial = \frac{\pi \cdot n_\partial}{30} = \frac{3,14 \cdot 560}{30} = 58,6\ c^{-1} \qquad (1.49)$$

де n_∂ - частота обертання вала двигунна , n_∂=560 хв$^{-1}$;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму, згідно рекомендацій [1]. Приймаємо K_1 =1,8;

K_2 -коефіцієнт, який враховує режим роботи механізма, згідно рекомендацій [1] коефіцієнт для режим роботи механізма М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83, приймають рівним K_2 =1,3;

З урахуванням компоновки механізму підйому виникає необхідність у встановленні проміжного вала. У зв'язку з цим для з'єднання вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора слід застосувати дві муфти: втулково-пальцьову з гальмівним шківом (для монтажу гальма) та зубчасту.

Висновок: в існуючом механізмі використовується зубчата муфта з номінальним крутним моментом який передає муфта T_M =1600 Нм, що є менше необхідного номінального крутного моменту T_M =1876,7$Нм$ тому її необхідно замінити.Для заміни вибіраєм за ГОСТом 5006-83 [7] муфту зубчату з номінальним крутним моментом який передає муфта T_M =2500 Нм.

Для встановленя гальма використовується муфта втулочно-пальцеву з гальмівним шківом з номінальним крутним моментом який передає муфта

T_M =2000 Нм, що задовольняє і може забезпечить передачу необхідного номінального крутного моменту T_M =1876,7$Нм$ тому залишаємо її не зміною.Вона має наступні параметри номінальним крутним момент який передає муфта T_M =2000 Нм , моментом інерції $I_м$=4,8$кг \cdot м^2$ та діаметром гальмівного шківа $D_T = 400 мм$

1.7 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

У зв'язку зі зміною кратності поліспаста та передаточного числа редуктора зростає необхідний гальмівний момент, тому гальмівний пристрій підлягає повторному розрахунку.

Гальмо механізму підйому вантажу підбирають виходячи з величини потрібного гальмівного моменту.

Так як кран є металургійний то згідно ПУБЭГК встановлюється 2 гальма з запасом K_T=1,25 .

Гальмівному момент дорівнює:

$$T_Г = \frac{10^4 Q_{max} D \eta_з}{2 i_n U_p} K_T = \frac{10^4 \cdot 16{,}32 \cdot 0{,}519 \cdot 0{,}9}{2 \cdot 3 \cdot 15{,}75} \cdot 1{,}25 = 806 \text{ Н м} \quad (1.50)$$

де Q_{max}-маса вантажу та гакової підвіски, Q_{max} =16,32 т;

D - діаметр барабана по осі каната, D = 0,519 м;

$\eta_з$ -загальний ККД механізму підйому,згідно рекомендацій

$\eta_з$ =0,85...0,9, приймаємо загальний ККД механізму підйому $\eta_з$ =0,9;

K_T - коефіцієнт запасу гальмування, згідно ПУБЭГК для металургійних кранів використовується два гальма з запасом гальмування рівним K_T =1,25 ;

i_n - кратність поліспаста, i_n=3;

U_p - передаточне число, U_p=15,75.

Висновок: в існуючом механізмі використовується гальма ТКП-400 які мають гальмівний момент $T_Г$=1100 Нм, що задовольняє нові вимоги так як необхідний гальмівний момент становить $T_Г$=806 Нм. Таким чином гальма незмінюєм.

1.8 Перевірка двигуна за часом пуску

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажа дорівнює:

$$T_{CT} = \frac{10^4 (Q + G_П) D}{2 \cdot i_П \cdot U_p \cdot \eta_З} = \frac{10^4 (16 + 0{,}32) \cdot 0{,}519}{2 \cdot 3 \cdot 15{,}75 \cdot 0{,}9} = 995{,}4 \text{ Нм} \quad (1.51)$$

де Q-вантажопідйомність крана; Q=16 т;

$G_п$ - маса гакової підвіски, $G_п$ =0,32 т;

D - діаметр барабана по осі каната, D = 0,519 м;

i_n - кратність поліспаста ,i_n=3;

U_p - передаточне число U_p=15,75;

$\eta_З$ - загальний ККД механізму підйому, $\eta_З$=0,9.

Час пуску при підніманні дорівнює:

$$t_n = \frac{I_{ЗВ} \cdot \omega_д}{T_n^{CP} - T_{CT}} = \frac{20{,}5 \cdot 58{,}6}{1443{,}6 - 995{,}4} = 2{,}7\,c \quad (1.52)$$

де $I_{ЗВ}$ - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні вантажа, визначається за наступною формулою:

$$I_{ЗВ} = \delta\left(I_Р + 2 \cdot I_М\right) + m\frac{D^2}{4 \cdot i_п^2 \cdot U_Р^2 \cdot \eta_З} = 1{,}2 \cdot \left(7 + 2 \cdot 4{,}8\right) + \\ + 16320\frac{0{,}519^2}{4 \cdot 3^2 \cdot 15{,}75^2 \cdot 0{,}9} = 20{,}5 кг \cdot м^2 \quad (1.53)$$

$\omega_д$ - кутова швидкість двигунна, $\omega_д = 58{,}6\ c^{-1}$;

δ - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових має деталей, крім вала двигуна, згідно рекомендацій [1] коефіцієнт приймають рівним $\delta = 1{,}2$;

$I_Р$ - момент інерції ротора двигуна, $I_Р$=7 $кг \cdot м^2$;

$I_м$ - момент інерції гальмівной муфти, $I_м$=4,8 $кг \cdot м^2$;

m - маса вантажа, що підіймається визначається за формулою:

$$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 10^3 \cdot 16{,}32 = 16320\ кг \quad (1.54)$$

Q_{max}-маса вантажу та гакової підвіски, Q_{max} =16,32 т;

D - діаметр барабана по осі каната, D = 0,519 м;

$i_п$ - кратність поліспаста, $i_п$=3;

$U_р$ - передаточне число $U_р$=15,75;

$T_п^{СР}$ - середньопусковий момент двигуна, визначається за наступною формулою:

$$T_П^{СР} = \psi \cdot T_Н = 1{,}8 \cdot 802 = 1443{,}6 \text{ Нм} \quad (1.55)$$

де ψ - середня кратність пускового моменту двигуна. Згідно рекомендацій [5] для двигунів які мають послідовне збудження середня кратність пускового моменту двигуна приймається рівною ψ =1,8…2,0.

Середня кратність пускового моменту двигуна приймаємо ψ =1,8;

T_H - номінальний момент двигуна, $T_H = 802$ Нм;

T_{CT} - момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу, T_{CT} =995,4.

Час пуску задовільний так як умова розгону двигуна $t_n \geq [t_n]$,(2,7>1с) виконується (де $[t_n]$-допустимий час пуску, згідно рекомендацій [1] допустимий час пуску дорівнює $[t_n] = 1...2c$.

Приймаємо допустимий час пуску рівним $[t_n]$=1с.

1.9 Перевірка двигуна за нагрівом

Еквівалентна потужність дорівнює:

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} = 1 \cdot 0{,}86 \cdot 58{,}7 = 50{,}48 \text{ кВт}$$

де P_{CT} - статична потужність двигуна, P_{CT}=58,7 кВт;

K_{25} -коефіцієнт приведення потужності, згідно рекомендацій [1] коефіцієнт приведення потужності при режимі роботи М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83, дорівнює K_{25}= 1,0;

γ - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність згідно рекомендацій [1] коефіцієнт дорівнює γ = 0,86.

Двигун за нагрівом проходить та як умова $P_{EKB} \le P_{25}$ $(50{,}48 \le 64)$ виконується (де P_{25} - потужність двигуна при ПВ 25%,дорівнює P_{25}=64 кВт).

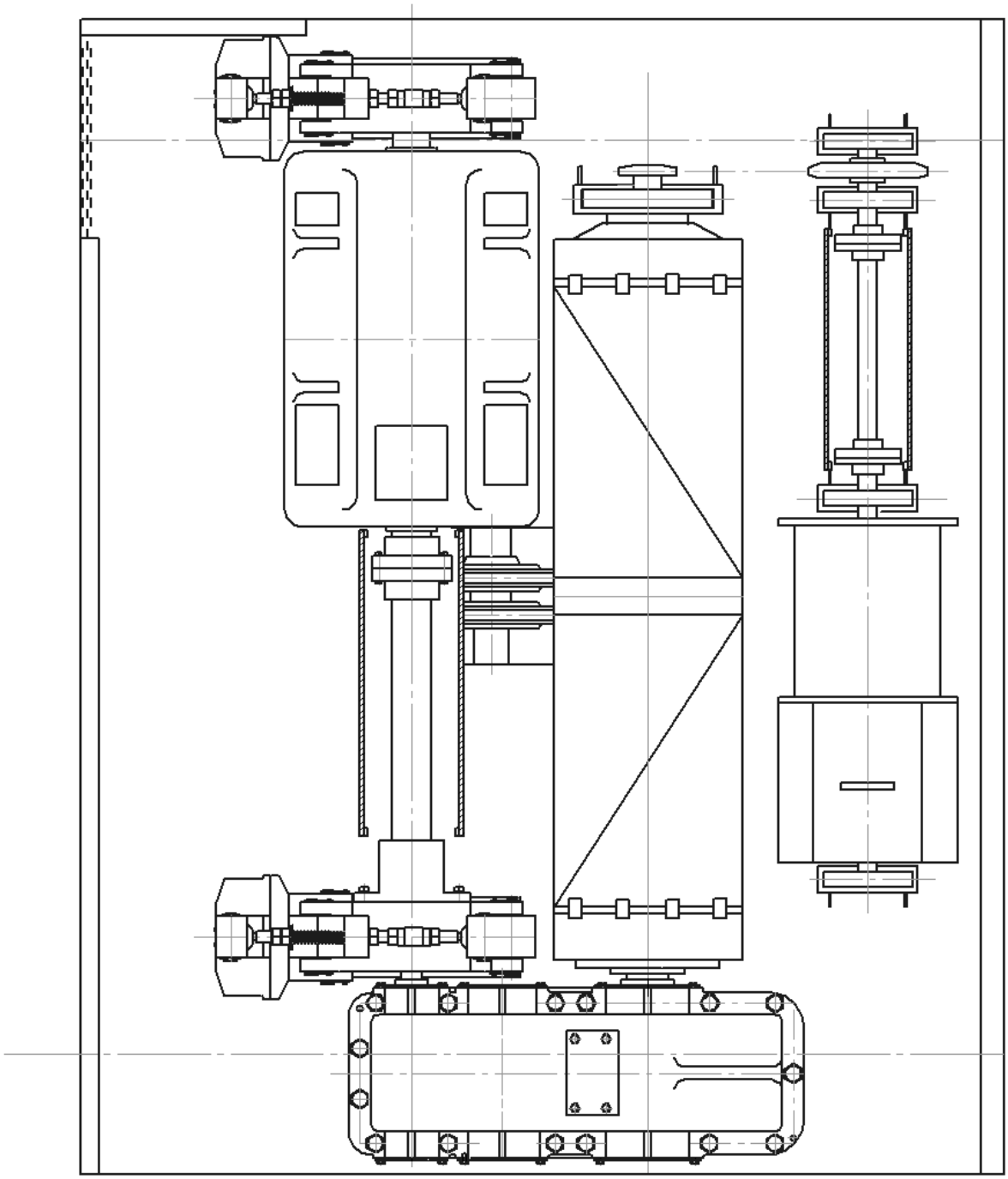


Рисунок 1.4 –Схема розташування механізм підйома.

2 ПЕРЕВІРКА МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

2.1 Розрахунок прольотной балки

2.1.1 Обгрунтування розмірів балки

У результаті зміни швидкості підйому змінюється і динамічне навантаження, яке передається від візка на пролітну балку крана. Оскільки під час придбання крана відповідні розрахунки не були надані, виникає потреба виконати їх повторно та перевірити металоконструкцію на відповідність новим умовам експлуатації.

Висота пролітної балки крана становить 2 м, що відповідає рекомендаціям [11], згідно з якими її значення приймається за наступною умовою:

$$H = \left(\frac{1}{14}....\frac{1}{16}\right) \cdot L = \left(\frac{1}{14}....\frac{1}{16}\right) \cdot 30 = 2{,}14....1{,}9м \qquad (2.1)$$

де L - проліт крана, L=30 м.

Ширина верхніх і нижніх горизонтальних листів пролітної балки крана становить 0,8 м. Це значення відповідає рекомендаціям [5], відповідно до яких ширину зазначених елементів визначають за такою умовою:

$$B = (0{,}5...0{,}33) \cdot H = (0{,}5...0{,}33) \cdot 2 = 1....0{,}66м \qquad (2.2)$$

Також ширина верхнего та нижнього горизонтальних листів задовілянє рекомендації [5] згідно яких ширина повина задовольняти наступну умову:

$$B \geq \frac{L}{50} = \frac{30}{50} = 0{,}6м \qquad (2.3)$$

Товщина пояса прольотной крановой балкі складає δ_n = 14мм.

Згідно [11] товщину пояса приймають за наступною умовою:

$$\frac{B}{30} \geq \delta_n \geq \frac{B}{60} \text{ тобто } 26{,}7мм \geq \delta_n \geq 13{,}3мм \qquad (2.4)$$

де

$$\frac{B}{30} = \frac{800}{30} = 26{,}7мм \qquad (2.5)$$

$$\frac{B}{60} = \frac{800}{60} = 13{,}3мм \qquad (2.6)$$

Товщина стінки прольотной кроновой балкі складає δ_c=8 мм.

Вона задовілянє рекомендаціі [11] згідно яких товщину стінки приймають за наступною умовою:

$$\delta_c \geq 7 + 0{,}3 \cdot H \geq 7 + 0{,}3 \cdot 2 \geq 7{,}6мм \qquad (2.7)$$

Висота балкі складає $H_{оп}$=1,234м. Вона задовілянє рекомендаціі [11], згідно яких висота балкі у опори приймається за наступною формулою:

$$H_{оп} = (0{,}5....0{,}7) \cdot H = (0{,}5....0{,}7) \cdot 2 = 1...1{,}4м \qquad (2.8)$$

Довжина скоса складає L_c=3м. Вона задовілянє рекомендаціі [11] згідно яких довжина скоса приймається за наступною формулою:

$$L_c = (0{,}1....0{,}2) \cdot L = (0{,}1....0{,}2) \cdot 30 = 3....6м \qquad (2.9)$$

Необхідність встановлення поперечних довгих і коротких діафрагм зумовлена геометричними параметрами стінки балки, зокрема співвідношенням її висоти до товщини. При значному значенні цього відношення стінка втрачає місцеву стійкість і стає схильною до викривлення під дією навантажень.

З метою підвищення жорсткості та забезпечення надійної роботи конструкції передбачають встановлення поперечних діафрагм різної довжини, які зменшують вільні ділянки стінки та запобігають втраті стійкості.

Співвідношення висоти стінки до її товщини визначається як:

$$\frac{h_c}{\delta_c} = \frac{1972}{8} = 246{,}5 \qquad (2.10)$$

де h_c - висота стінки , визначається за наступною формулою:

$$h_c = H - 2 \cdot \delta_n = 2000 - 2 \cdot 14 = 1972\,мм \qquad (2.11)$$

Так як співвідношення висоти стінки до товщинистінки дорівнює $\frac{h_c}{\delta_c} =$ $246{,}5$, що є більше $\frac{h_c}{\delta_c} \geq 160$, то згідно рекомендації [11] необхідно вставновлювати поперечні довгі діафрагми та поперечні короткі діафрагми.

Крок розміщення довгих діафрагм становить а = 2400 мм, що відповідає вимогам рекомендацій [11]. Згідно з цими рекомендаціями, відстань між довгими діафрагмами обирається в межах встановленого допустимого діапазону.

Правильний вибір кроку встановлення має важливе значення, оскільки він впливає на жорсткість і стійкість стінки балки. Зменшення

відстані між діафрагмами підвищує опір місцевій втраті стійкості, тоді як надмірне збільшення кроку може призвести до появи деформацій і зниження надійності конструкції.

Таким чином, прийняте значення кроку забезпечує ефективну роботу пролітної балки та відповідає нормативним вимогам, при цьому вибір здійснюється з наступного інтервалу:

$$a=1,0\ldots.1,5\cdot h_c=1,0\ldots.1,5\times 1972=1972\ldots.2958мм \qquad (2.12)$$

Висоту коротких діафрагм складає $h_1 =$ 0,5м. Вона задовілянє рекомендациі [2] згідно яких висоту коротких діафрагм назначають в наступних границях:

$$h_1 = (0,25....0,33)\cdot H = (0,25....0,33)\cdot 2 = 0,5....0,66м \qquad (2.13)$$

Крок розміщення коротких діафрагм становить а = 800 мм, що відповідає вимогам рекомендацій [2]. Відповідно до цих рекомендацій, граничне значення кроку встановлення коротких діафрагм визначається з умови міцності рейки:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_x^{\min}} \le [\sigma_p] \qquad (2.14)$$

де M_p - момент згину рейки, визначається за наступною формулою:

$$M_p = \frac{P\cdot l}{6} \qquad (2.15)$$

P - максимальний тиск на ходові колеса , $P = 60800H$;

l - відстань між діафрагмамі;

$W_x^{\min}$-мінімальний момент опору перерізу рейкі, $W_x^{\min} = 150\ см^3$;

$[\sigma_p]$-допустиме напруження розтягу в подошві рейкі,

$[\sigma_p]$=230 МПа.

Виходячі з вищевказаної умови максимальний крок встановлення коротких діафрагм визначається за наступною формулою :

$$l = \frac{6 \cdot [\sigma_p] \cdot W_x^{\min}}{P} = \frac{6 \cdot 230 \cdot 150}{60800} = 3{,}4 м \qquad (2.16)$$

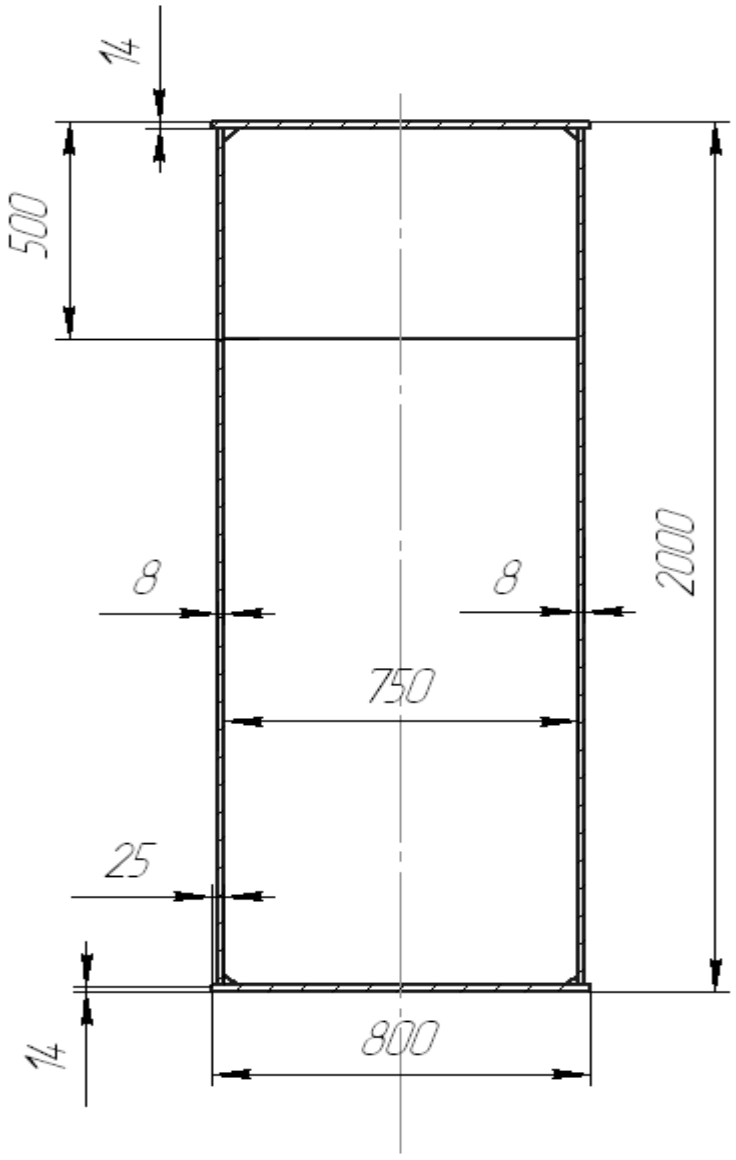


Рисунок 2.1 - Переріз головной балки крана

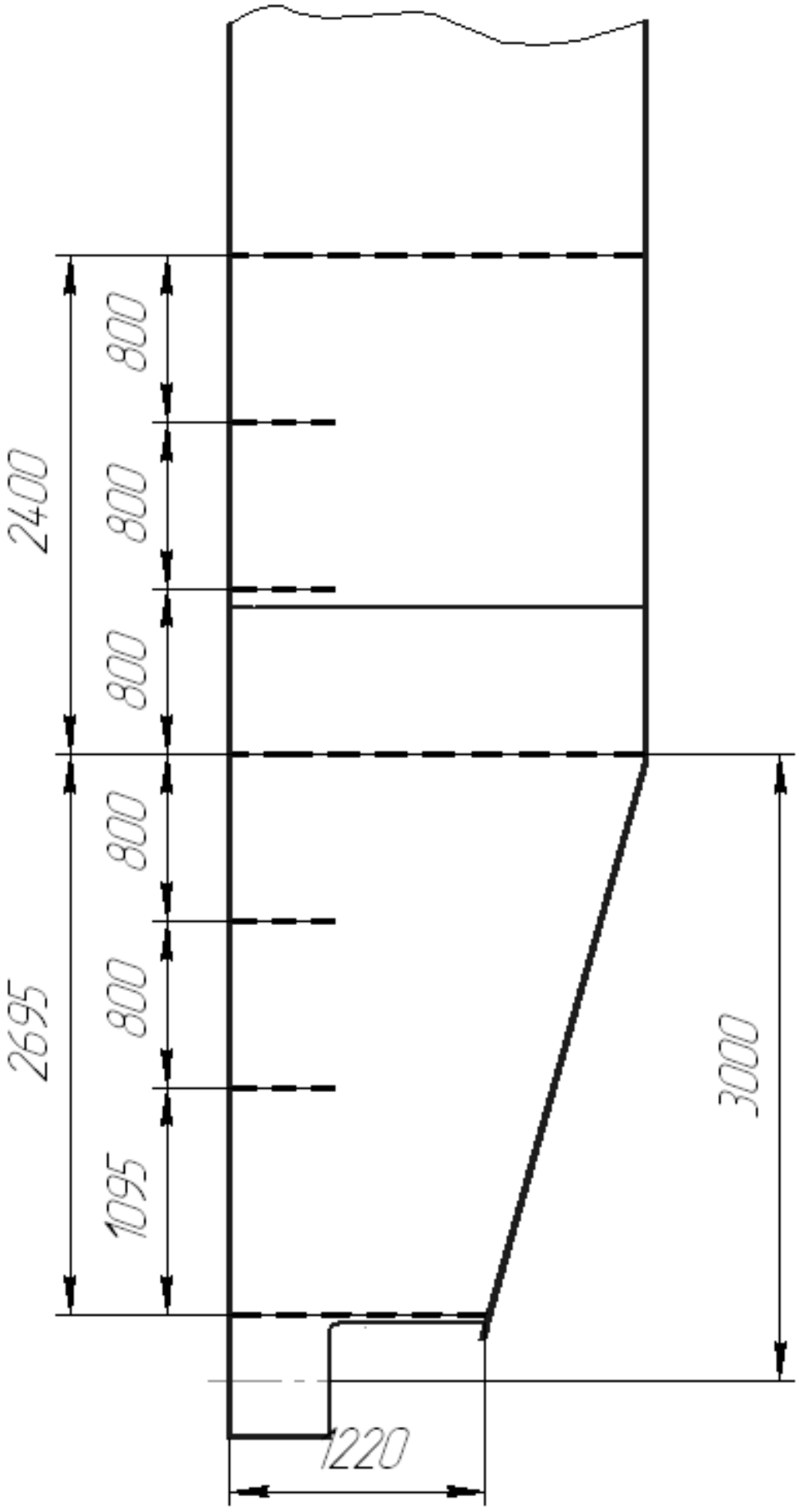


Рисунок 22 – Балка мостового крана

2.1.2 Розрахункові навантаження та їх поєднання

Перевірку міцності металоконструкції виконуємо за методом граничних станів для найбільш несприятливих умов навантаження, тобто для II випадку. Цей випадок характеризується дією максимальних експлуатаційних навантажень, які виникають під час роботи крана в найважчих режимах. До них належать можливі перевантаження, інтенсивні розгони та гальмування, незадовільний стан підкранових колій, а також вплив максимальних кліматичних (атмосферних) факторів.

Оскільки змін зазнала лише швидкість підйому, тоді як інші механізми залишилися без змін, розрахунок виконуємо для комбінації навантажень «а». Така комбінація відповідає режиму, коли здійснюється прискорений підйом або гальмування під час опускання вантажу при найбільш невигідному положенні візка відносно балки. При цьому інші механізми крана в роботі не задіяні.

Розрахункові значення навантажень для випадку IIа наведені в таблиці 2.1. Коефіцієнт перевантажень наведені у таблиці 2.2

Таблиця 2.1

Випадок навантажень	II
Поєднання навантажень	IIа
Вага металоконструкції	$n_1 G_1$
Вага візка	$n_2 G_T$
Вага вантажу з урахуванням вантажозахвату	$n_3 \psi_{II} G$
Вага нерухомо встановленого устаткування	$n_4 G_4$
Примітка:n- коефіцієнт перевантаження; ψ_{II} - коефіцієнт динамічнгості для II випадку навантажень.	

Таблиця 2.2

Навнтаження	n	Коефіцієнт
Вага металоконструкції	n_1	1,05
Вага візка	n_2	1,2
Вага вантажу з урахуванням вантажозахвату	n_3	1,5
Вага нерухомо встановленого устаткування	n_4	1,2

Відповідно до рекомендацій [2], коефіцієнт динамічності визначається на основі розгляду одномасової розрахункової моделі системи.

Для II випадку навантажень значення динамічного коефіцієнта обчислюється за такою залежністю:

$$\psi_{II} = 1 + \frac{\xi \cdot V}{\lambda_{CT} + y_{CT}} \sqrt{\frac{m_Г + m_M}{C_M}} = 1 + \frac{1,5 \cdot 0,33}{0,036 + 0,0055} \times \sqrt{\frac{16000 + 18000}{28509091}} = 1,41 \qquad (2.17)$$

де ξ-поправочний коефіцієнт, ξ=1,5;

V-швидкість підйома вантажу, V=0,33м/с;

$m_Г$-маса вантажу, $m_Г$=16000кг;

$m_м$-приведена к точки підвіса вантажу маса металіоконструкції крана та вантажного візка, визначається за наступною формулою:

$$m_м = (0,5M_M + m_T) = (0,5 \cdot 20000 + 8000) = 18000\ кг \qquad (2.18)$$

M_M -маса металіоконструкції, M_M=20000кг;

m_T - маса вантажного візка, m_T=8000кг;

λ_{CT} -переміщення точки підвісу вантажу внаслідок статичного подовження вантажних канатів от ваги вантажу, визначається за наступною формулою:

$$\lambda_{CT} = \frac{Gl_k}{n \cdot E_k \cdot F_k} = \frac{156800 \cdot 16}{6 \cdot 1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0{,}00011758} = 0{,}036 \qquad (2.19)$$

G-сила ваги вантажа, G=156800 Н;

l_k -довжина каната, l_k=16м;

n -кількість гілок каната, на яких висить вантаж, n=6;

E_k -модуль пружності каната, E_k=$1 \cdot 10^5$ МПа;

F_k -площа поперечного перерізу каната, F_k=0,00011758 м;

y_{CT} -статичний вертикальний прогин конструкції від ваги вантажу в місці його прикладення, визначається за наступною формулою:

$$y_{CT} = \frac{G \cdot L^3}{2 \cdot 48 \cdot E \cdot J} = \frac{156800 \cdot 30^3}{2 \cdot 48 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 10^6 0{,}0385} = 0{,}0055 \text{ м} \qquad (2.20)$$

L - проліт крана, L=30м;

E - модуль пружності металоконструкції, для сталі Ст3 модуль пружності дорівнює E =$2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;

J - момент інерції балки, визначається за наступною формулою:

$$J = J_X + J_Y = 0{,}0323 + 0{,}0062 = 0{,}0385 \, м^4 \qquad (2.21)$$

J_X -момент інерції балки вдносно вісіі Х-Х, визначається за наступною формулою:

$$J_x = I_3 + I_4 + F_1\left(\frac{H-\delta_{n1}}{2}\right)^2 + F_2\left(\frac{H-\delta_{n2}}{2}\right)^2 = 0{,}0051 + 0{,}0051 + \\ + 0{,}0112\left(\frac{2-0{,}014}{2}\right)^2 + 0{,}0112\left(\frac{2-0{,}014}{2}\right)^2 = 0{,}0323 м^4 \quad (2.22)$$

I_3, I_4 - момент інерції стенок балки, визначається за формулою:

$$I_3 = I_4 = \frac{\delta_{c1}\cdot h_c^{\,3}}{12} = \frac{0{,}008\cdot 1{,}972^3}{12} = 0{,}0051 м^4 \quad (2.23)$$

F_1, F_2 - площа верхнего та нижнього пояса відповідно дорівнює:

$$F_1 = F_2 = B\cdot\delta_{n1} = 0{,}8\cdot 0{,}014 = 0{,}0112 м^2 \quad (2.24)$$

H - висоту балкі крана, $H = 2$ м;

J_Y - момент інерції балки вдносно вісіі У-У.

$$J_y = I_3 + I_4 + F_1\left(\frac{B_к-\delta_{c1к}}{2}\right)^2 + F_2\left(\frac{B_к-\delta_{c2к}}{2}\right)^2 = 0{,}0006 + 0{,}0006 + \\ + 0{,}016\left(\frac{0{,}8-0{,}008}{2}\right)^2 + +0{,}016\left(\frac{0{,}8-0{,}008}{2}\right)^2 = 0{,}0062 м^4 \quad (2.25)$$

I_3, I_4 - момент інерції поясів балки, визначається за формулою:

$$I_3 = I_4 = \frac{\delta_n\cdot B_к^{\,3}}{12} = \frac{0{,}014\cdot 0{,}8^3}{12} = 0{,}0006 м^4 \quad (2.26)$$

F_1, F_2 - площа верхнего та нижньої стінки концевой балкі відповідно. Визначається за формулою:

$$F_1 = F_2 = h_{ск} \cdot \delta_{с1к} = 2 \cdot 0{,}008 = 0{,}016 м^2 \quad (2.27)$$

C_M -коефіцієнт жорсткості металоконструкції, визначається за формулою:

$$C_M = \frac{G}{y_{СТ}} = \frac{156800}{0{,}0055} = 28509091 \ \frac{кН}{м} \quad (2.28)$$

2.1.3 Визначення навантажень діючих на балку

Сила ваги розподіленого привода пересування крана дорівнює:

$$P_1 = P_3 = m \cdot g \cdot \mathrm{n}_4 = 962{,}2 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}2 = 11315 Н = 11{,}315 кН \quad (2.29)$$

де m -маса розподіленого привода пересування крана, дорівнює:

$$m = m_д + m_{м1} + m_{м2} + m_т + m_р + 2 \cdot m_{м3} = 540 + 6{,}3 + 13{,}5 + 37 + \\ + 345 + 2 \cdot 10{,}2 = 962{,}2 кг \quad (2.30)$$

$m_д$ -маса двигуна для пересування крана, $m_д$=540 кг;

$m_{м1}$ - маса зубчатой муфти для з'єднання вала двигуна з валом редуктора, $m_{м1}$=6,3 кг;

$m_{м2}$ - маса втулочно-пальцевой муфти з гальмівним шківом яка використовується для встановлення гальма, $m_{м2}$=13,5 кг;

$m_т$ - маса гальма механізма пересування крана, $m_т$=37,кг;

$m_р$ - маса редуктора механізма пересування крана, $m_р$=345 кг;

$m_{м3}$ - маса фланцефой муфти для з'єднання вала редуктора з валом колеса, $m_{м3}$=10,2кг.

Встановлен розподілений привода пересування крана на відстані від опори А та Б відповідно рівной $l_1 = l_3 = 2{,}7 м$ (див рис2.3).

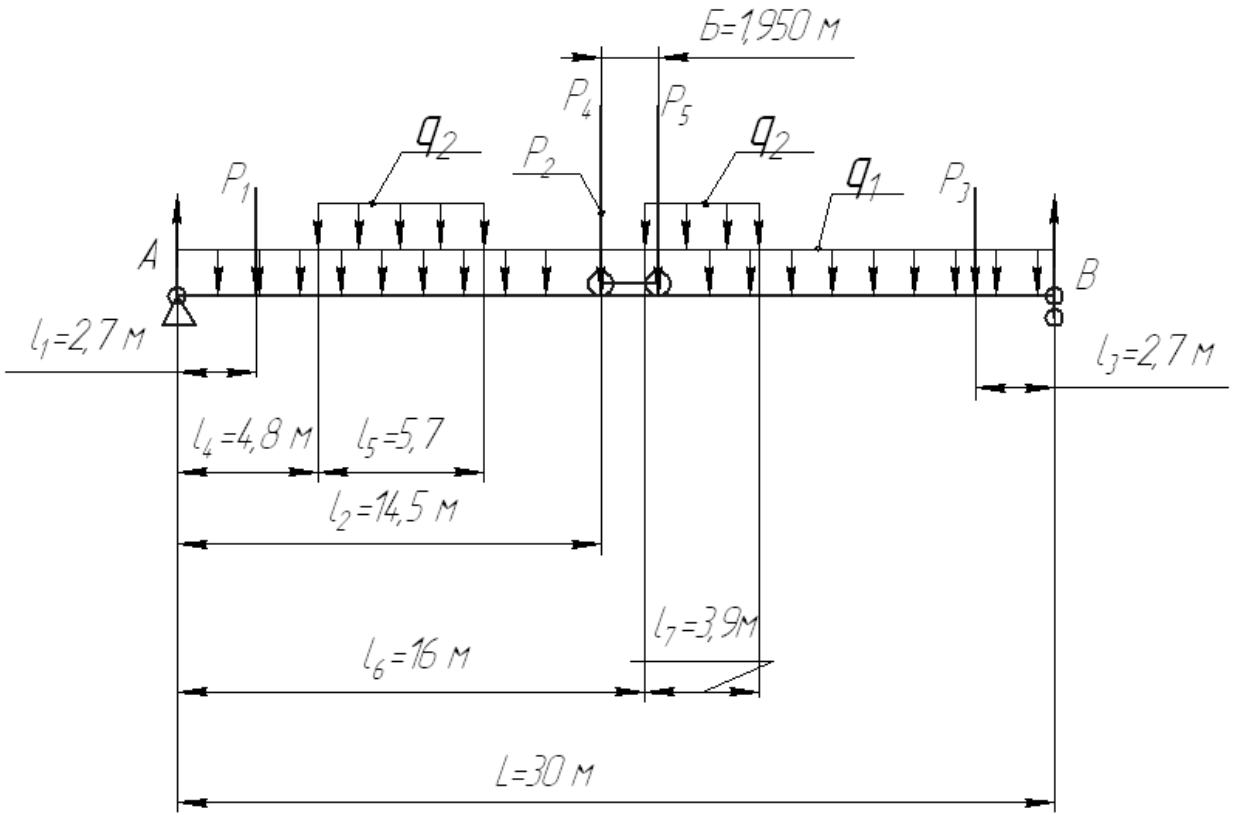


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема головної балки крана.

Сила ваги кабіни керування краном дорівнює:

$$P'_2 = m_к \cdot g \cdot n_4 = 1800 \cdot 9{,}8 \cdot 1{,}2 = 21168\,Н = 21{,}2\,кН \qquad (2.31)$$

де $m_к$ - маса кабіни , згідно рекомендацій [2] масу кабіни приймають рівною у проміжку 1400-1800 кг,приймаємо маса кабіни рівною $m_к = 1800\,кг$.

Дія сили ваги керування краном на 1 балку дорівнює:

$$P_2 = \frac{P'_2}{2} = \frac{21{,}2}{2} = 10{,}6\,кН \qquad (2.32)$$

Встановлена кабіни керування краном на відстані від опори А рівной $l_2 = 14{,}5$ м.

Поздовжння вага балки дорівнює:

$$q_1 = \frac{G_б}{L} \cdot n_1 = \frac{100}{30} \cdot 1{,}05 = 3{,}5\,\frac{кН}{м} \qquad (2.33)$$

де $G_б$ - вага балки ,згідно рекомендацій [2] визначаємо по графіку, $G_б = 100\,кН$;

L - проліт крана, $L = 30$ м.

Поздовжня вага електрошаф приймаємо з аналога $q_2' = 4{,}2\,\frac{кН}{м}$

Тоді розрахункова вага дорівнює:

$$q_2 = q_2' \cdot n_2 = 4{,}2 \cdot 1{,}2 = 5\,\frac{кН}{м} \qquad (2.34)$$

Встановлені електрошафи приймаємо з аналога на відстані від опори А рівной $l_4 = 4{,}8м$ та $l_6 = 16м$.Довжину електрошаф приймаємо з аналога $l_5 = 5{,}7м$ та $l_7 = 3{,}9м$.

Так як тиск колес візка відом визначимо дію від вантажу та ваги візка (див. рис. 2.4) .

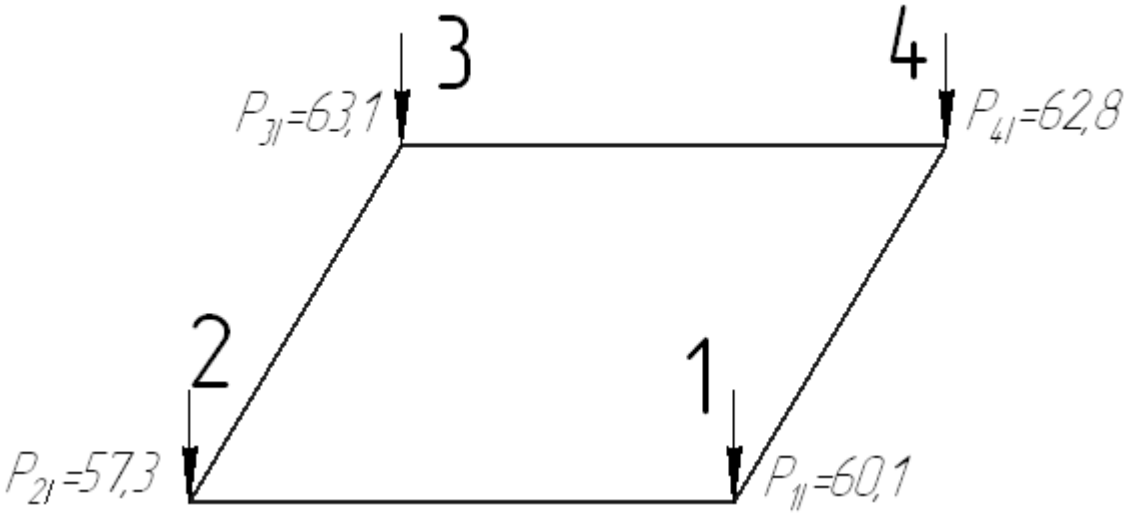


Рисунок 2.4 - Навантаження на колеса візка.

Коефіцієнт дії ванатажу та ваги візка на опору 3 опори дорівнює:

$$k_3 = \frac{P_{3I}}{(Q + G_в) \cdot g} = \frac{63{,}1}{(16+8) \cdot 9{,}8} = 0{,}268 \qquad (2.35)$$

де P_{3I}-тиск від ваги візка та вантажу при I випадку навантажень, P_{3I}=63,1кН;

Q-вантажопідйомність крана, Q=16т;

G_B-вага візка, G_B=8т.

Коефіцієнт дії ванатажу та ваги візка на опору 4 опори дорівнює:

$$k_4 = \frac{P_{4I}}{(Q + G_в) \cdot g} = \frac{62,8}{(16 + 8) \cdot 9,8} = 0,267 \qquad (2.36)$$

де P_{4I}-тиск від ваги візка та вантажу при I випадку навантажень, P_{4I}=62,8кН;

Навантаження від ваги візка на опору 3 дорівнює:

$$P_4' = k_3 \cdot G_B \cdot g = 0,268 \cdot 8 \cdot 9,8 = 21кН \qquad (2.37)$$

Навантаження від ваги візка на опору 4 дорівнює:

$$P_5' = k_4 \cdot G_B \cdot g = 0,267 \cdot 8 \cdot 9,8 = 20,9кН \qquad (2.38)$$

Навантаження від ваги вантажу на опору 3 дорівнює:

$$P_4'' = k_3 \cdot G_B \cdot g = 0,268 \cdot 16 \cdot 9,8 = 42кН \qquad (2.39)$$

Навантаження від ваги вантажу на опору 3 дорівнює:

$$P_5'' = k_4 \cdot G_B \cdot g = 0,267 \cdot 8 \cdot 9,8 = 41,8кН \qquad (2.40)$$

Разрохунковий тиск на на опору 3 при II випадку навантажень дорівнює:

$$P_4 = n_2 \cdot P_4' + n_3 \cdot \psi_{II} \cdot P_4'' = 1,2 \cdot 21 + 1,5 \cdot 1,41 \cdot 42 = 114кН \qquad (2.41)$$

Разрохунковий тиск на на опору 4 при II випадку навантажень дорівнює:

$$P_5 = n_2 \cdot P_5' + n_3 \cdot \psi_{II} \cdot P_5'' = 1{,}2 \cdot 20{,}9 + 1{,}5 \cdot 1{,}41 \cdot 41{,}8 = 113{,}5 кН \quad (2.42)$$

Так як $P_4 > P_5$, тому P_4 є критична сила і схема для визначення критичного перетину балки буде мати вигляд як на рис.2.5.

2.1.4 Визначення небезпечного перетину балки

Небезпечний перетину балки визначається за за наступною формулою:

$$X = \frac{L}{2} - \frac{X_R}{2} = \frac{30}{2} - \frac{0{,}955}{2} = 14{,}5 м \quad (2.43)$$

де L - проліт крана, $L = 30$ м;

X_R-відстань від критичним навантаження до рівнодійной сили тиску візка, X_R=0,955 (див. рис.2.5).

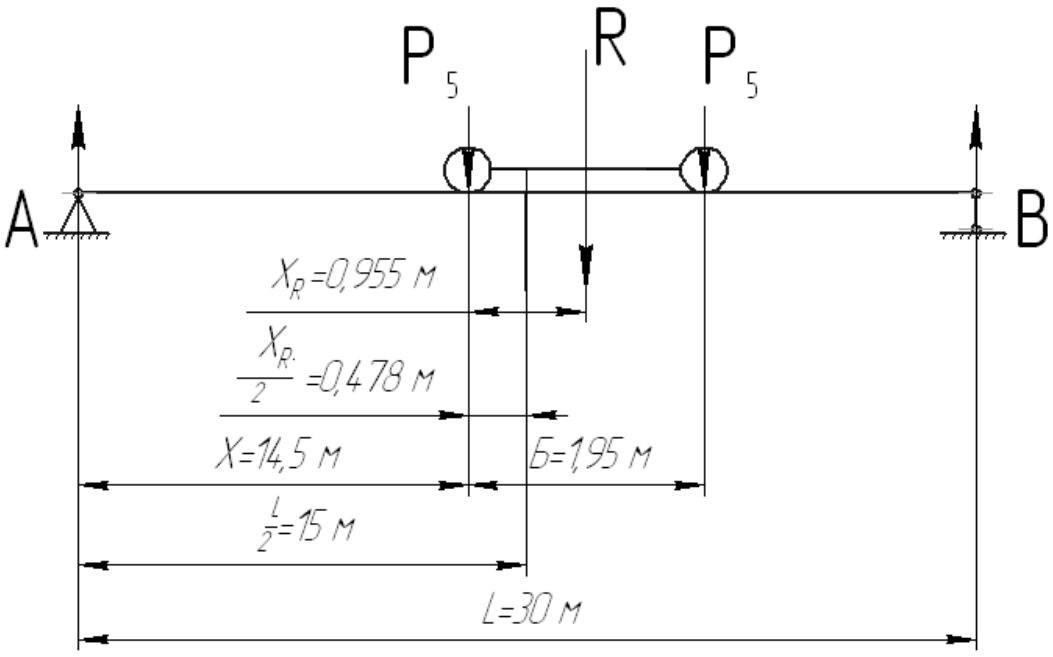


Рисунок 2.5 - Схема визначення критичного перерізу балки

2.1.5 Визначення максимального згинаючого момента

Для визначення максимального згинаючого моменту побудуємо лінії впливу (див. рис.2.6).

Згинаючий момент дорівнює:

$$\begin{aligned} M_{max} &= P_1 \cdot y_{a1} + P_2 \cdot y_{a2} + P_3 \cdot y_{a3} + P_4 \cdot y_{a4} + P_5 \cdot y_{a5} + \omega_{a1} \cdot q_1 + \\ &+ \omega_{a2} \cdot q_2 + \omega_{a3} \cdot q_2 = 11{,}315 \cdot 1{,}395 + 10{,}6 \cdot 7{,}492 + \\ &+ 11{,}315 \cdot 1{,}305 + 114 \cdot 7{,}492 + 113{,}5 \cdot 6{,}549 + 112{,}38 \cdot 3{,}5 + \\ &+ 22{,}5 \cdot 5 + 22{,}7 \cdot 5 = 2326{,}7 кН \cdot м \end{aligned} \quad (2.44)$$

де P_1, P_3- сила ваги розподіленого привода пересування крана, $P_1 = P_3 = 11{,}315 кН$;

y_{a1}-плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис.2.6, y_{a1}=1,395м;

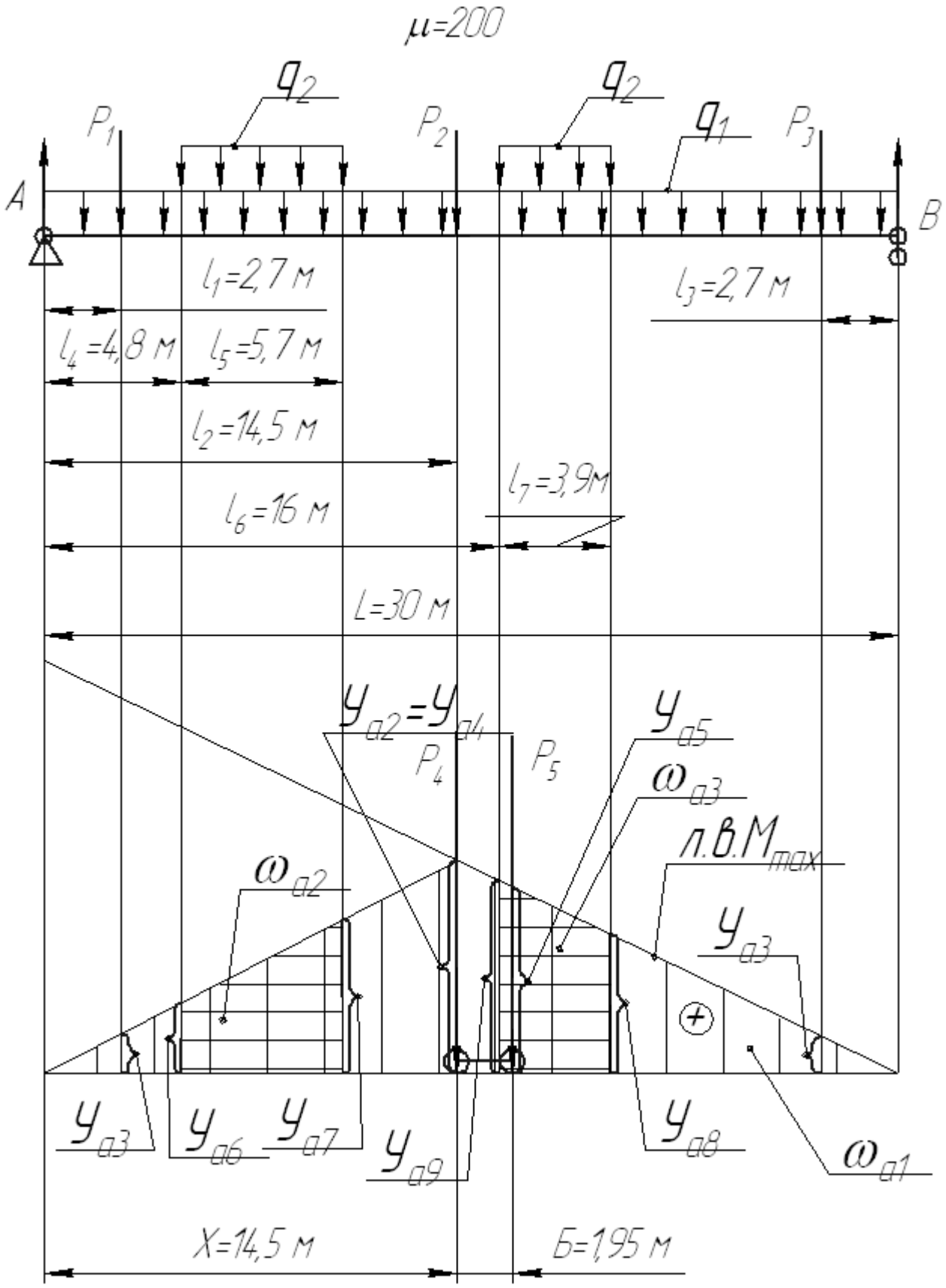


Рисунок 2.6 - Лінії впливу для балки.

P_2 - сила ваги кабіни керування краном, P_2=10,6 $кН$;

y_{a2} -плечо сили ваги кабіни керування краном, знаходимо з рис.2.6, y_{a2}=7,492м;

y_{a3} -плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис.2.6, y_{a3}=1,305м;

P_4 -вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_4 = 114 кН$;

y_{a4} -плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис.2.6, y_{a4}=7,492м;

P_5 -вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_5 = 113{,}5 кН$;

y_{a5} -плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис.2.6 , y_{a5}=6,549м;

ω_{a1} -площа яка характерезує вплив поздовжння ваги балки q_1, визначається за наступною формулою:

$$\omega_{a1} = \frac{1}{2} \cdot L \cdot y_{\max} = \frac{1}{2} \cdot 30 \cdot 7{,}492 = 112{,}38 м^2 \qquad (2.45)$$

L - проліт крана, $L = 30$ м;

$y_{\max}$ - максимальне плечо на рис.2.6 , $y_{\max}$=7,492м;

q_1 - поздовжння вага балки, q_1=3,5 $\frac{кН}{м}$;

ω_{a2} -площа яка характерезує вплив поздовжння ваги електрошаф q_2 , визначається за наступною формулою:

$$\omega_{a2} = \frac{y_{a6} + y_{a7}}{2} \cdot l_5 = \frac{2{,}48 + 5{,}425}{2} \cdot 5{,}7 = 22{,}5 м^2 \qquad (2.46)$$

y_{a6} - верхне основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис.2.6 y_{a6}=2,48м;

y_{a7} - нижння основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис.2.6, y_{a7}=5,425м;

l_5 -довжина електрошаф, $l_5 = 5{,}7 м$;

q_2 - поздовжння вага електрошаф, $q_2 = 5 \frac{кН}{м}$;

ω_{a3} -площа яка характерезує вплив поздовжння ваги електрошаф q_2, визначається за наступною формулою:

$$\omega_{a3} = \frac{y_{a8} + y_{a9}}{2} \cdot l_7 = \frac{4{,}882 + 6{,}767}{2} \cdot 3{,}9 = 22{,}7 м^2 \qquad (2.47)$$

y_{a8} - верхне основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис y_{a8}=4,882м;

y_{a9} - нижння основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис.2.6 y_{a9}=6,767м;

l_7 -довжина електрошаф, $l_7 = 3{,}9 м$.

2.1.6 Визначення максимальной перерізуючой сили

Максимальну силу зрізу розраховуємо, використовуючи рівняння моментів. Найбільше значення перерізуючої сили виникає, коли візок розташований поблизу опори А (див. рис. 2.7), оскільки критична сила знаходиться ліворуч від рівнодійної сили. Для обчислення складаємо рівняння моментів відносно опори В.

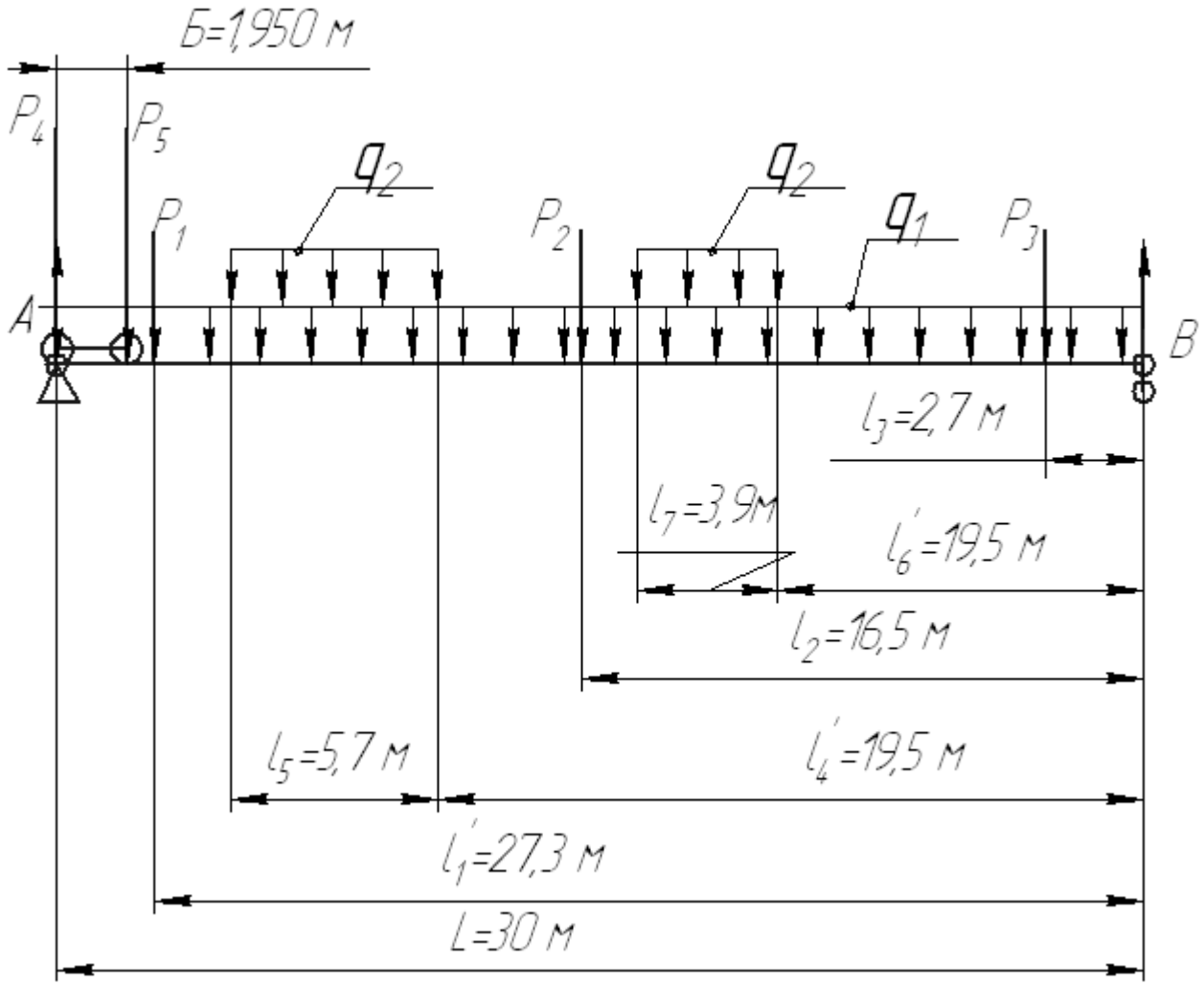


Рисунок 2.7 - Розрахункова схема визначення перерізуючої сили.

Максимальна перерізуча сила дорівнює:

$$Q = \frac{P_1 \cdot l'_1 + P_2 \cdot l'_2 + P_3 \cdot l'_3 + P_4 \cdot L + P_5 \cdot (L - Б) + \frac{q_1 \cdot L^2}{2} + }{L} \quad (2.48)$$

$$\frac{+ q_2 \cdot l_5 \cdot \left(\frac{l_5}{2} \cdot + l'_4 \right) + q_2 \cdot l_7 \cdot \left(\frac{l_7}{2} + l'_6 \right)}{L} = \frac{11{,}315 \cdot 27{,}3 + }{30}$$

$$\frac{+10,6\cdot 16,5+11,3152,7+114\cdot 30+113,5\cdot(30-1,95)+\frac{3,5\cdot 30^2}{2}+}{30}$$

$$\frac{+5\cdot 5,7\cdot\left(\frac{5,7}{2}\cdot+19,5\right)+5\cdot 3,9\cdot\left(\frac{3,9}{2}+10,1\right)}{30}=318,9кН$$

де P_1, P_3- сила ваги розподіленого привода пересування крана, $P_1 = P_3 = 11,315кН$;

l'_1-плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана (див. рис.2.7), l'_1=27,3м;

P_2- сила ваги кабіни керування краном, $P_2 = 10,6кН$;

l'_2-плечо сили ваги кабіни керування краном, l'_2=16,5м;

l'_3-плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, l'_3=2,7м;

P_4- вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_4 = 114кН$;

L- проліт крана, $L = 30$м;

$Б$-база візка, $Б$=1,95м;

P_5-вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_5 = 113,5кН$;

q_1- поздовжння вага балки, q_1=$3,5\frac{кН}{м}$;

q_2- поздовжння вага електрошаф , $q_2 = 5\frac{кН}{м}$;

l_5-довжина електрошаф, $l_5 = 5,7м$;

l'_4- плечо сили ваги електрошаф, l'_4=19,5м;

l_7-довжина електрошаф, $l_7 = 3,9м$;

l'_6- плечо сили ваги електрошаф, l'_6=10,1м.

2.1.7 Визначення геометричних параметрів перетину балки

Момент опору балки дорівнює:

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot I_{xx}}{H} = \frac{2 \cdot 0{,}0323}{2} = 0{,}0323 м^3 \qquad (2.49)$$

де I_{xx}-момент інерції балки відносно осі Х-Х, I_{xx}=$0{,}0323 м^4$ (див. п2.1.2);

H - висоту балкі крана, H =2 м.

2.1.8 Перевірка міцності головної балки

Умова міцності при розрахунку по граничному стану дорівнює:

$$\sigma_p = \frac{M_{мах}}{W_{xx} \cdot 10^6} \le m_k R \qquad (2.50)$$

де $M_{мах}$ - максимальний згинаючий момент, $M_{мах}$=$2326{,}7 кН \cdot м$;

W_{xx} - момент опору балки, W_{xx}=$0{,}0323 м^3$;

m_k -коефіцієнт умов праці,визначається за наступною формулою:

$$m_k = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3 = 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}1 = 0{,}89 \qquad (2.51)$$

m_1- коефіцієнт який враховує відповідальність елемента,згідно [2] для листових елементів приймаємо коефіцієнт рівним m_1=0,85;

m_2 - коефіцієнт який враховує можливі відхилення дійсних розмірів від розрахункових,згідно рекомендацій [2] приймаємо коефіцієнт рівним m_2=0,95;

m_3 - коефіцієнт який враховує не досконаліть розрахунків, згідно [2] для просторових систем приймаємо коефіцієнт рівним m_3=1,1;

R -розрахунковий опір, згідно рекомендацій [2] для статлі ВСт3сп5 розрахунковий опір дорівнює R=240.

Розрахункові напруження дорівнюють:

$$\sigma_p = \frac{M_{мах}}{W_{xx} \cdot 10^6} = \frac{2326,7 \cdot 10^3}{0,0323 \cdot 10^6} = 72 мПа \qquad (2.52)$$

Розрахунковий опір дорівнює:

$$m_k R = 0,89 \cdot 240 = 213,6 мПа \qquad (2.53)$$

Висновок : так як розрахункове напруження σ_p менше розрахункового опору $m_k R$ (72<213,6мПа) то габаритні розміри балки задовільняють умову міцності.

2.1.9 Перевірка міцності головної балки в опорном перетині головної балки

Умова міцності при розрахунку по граничному стану дорівнює:

$$\tau = \frac{Q}{\beta \cdot k \cdot l} \le m_k \cdot R_{св} \qquad (2.54)$$

де β - коефіцієнт який враховує форму шва,згідно [2] при ручному зварювані пріймаємо коефіцієнт рівним β=0,7;

k -катет зварного шва, k =8мм;

l -довжина зварного шва, l =0,7м(див.рис.2.8);

m_k -коефіцієнт умов праці, m_k =0,89;

$R_{св}$ -опір зварного шва, визначається за наступною формулою:

$$R_{св} = 0{,}6 \cdot R_p \cdot 0{,}9 = 0{,}6 \cdot 240 \cdot 0{,}9 = 129{,}6 мПа \qquad (2.55)$$

R_p -розрахунковий опір, згідно рекомендацій [2] для статлі ВСт3сп5 розрахунковий опір дорівнює R_p =240;

Коєфіцієнт 0,9 приянт з того, що зварний шов - монтажний.

Розрахункові напруження дорівнюють:

$$\tau = \frac{Q}{\beta \cdot k \cdot l} = \frac{318{,}9 \cdot 10^3}{0{,}7 \cdot 8 \cdot 700} = 81{,}4 мПа \qquad (2.56)$$

Розрахунковий опір дорівнює:

$$m_k R_{св} = 0{,}89 \cdot 129{,}6 = 115{,}34 мПа \qquad (2.57)$$

Висновок: так як розрахункове напруження τ менше розрахункового опору $m_k R_{св}$ (81,4<115,34мПа) то габаритні розміри балки в опорном перетині задовільняють умову міцності.

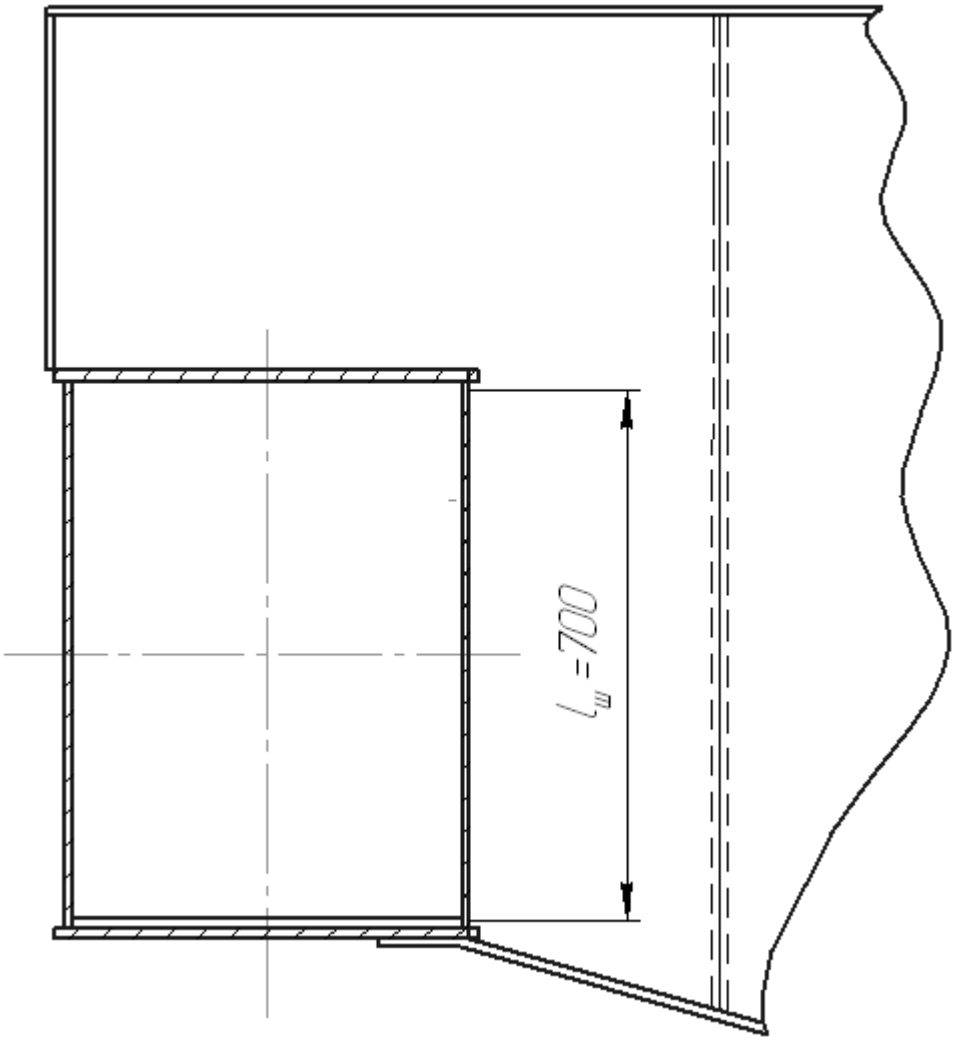


Рисунок2.8 - З'єднання головной балки з концевой

2.1.10 Перевірка місцевой стійкості стінок балки

Для коробчатих балок критичні напруження, відповідні втраті стійкості від нормальних напружень дорівнюють:

$$\sigma_{кр} = 746\left(\frac{\delta}{H}\right)^2 \cdot 10^4 = 746\left(\frac{8}{2000}\right)^2 \cdot 10^4 = 119{,}4 мПа \qquad (2.58)$$

де δ - товщина стінки балки, δ=8мм;

H -висота балки, H =2000мм;

Виконується умова стійкості балки по граничному стану $\sigma_{кр} \geq \sigma_{р}$ (119,4>72мПа).

Для коробчатих балок критичні напруження, відповідні втраті стійкості від дотичних напружень для відсіка I (див. рис.2.9) дорівнюють:

$$\tau_{крI} = \left[125 + 95\left(\frac{b}{a}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \cdot 10^4 = \left[125 + 95\left(\frac{1315}{2400}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{8}{1315}\right)^2 \times \quad (2.59)$$
$$\times 10^4 = 56{,}8 мПа$$

де a-більша сторона пластини,для відсіку I виступає відстань між діафрагмамі (див. рис.2.10), a=2400мм;

b- менша сторона пластини, b=1315$мм$.

Критичні напруження, відповідні втраті стійкості від дотичних напружень для відсіка II (див. рис.2.9) дорівнюють:

$$\tau_{крII} = \left[125 + 95\left(\frac{b}{a}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{\delta}{b}\right)^2 \cdot 10^4 = \left[125 + 95\left(\frac{1972}{2400}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{8}{1972}\right)^2 \times \quad (2.60)$$
$$10^4 = 31 мПа$$

Розрахункові напруження для відсіку I дорівнюють:

$$\tau_I = \frac{Q}{h\delta} = \frac{318900}{1315 \cdot 8} = 30{,}3 мПа \quad (2.61)$$

де h-мінімальна висота стінки,для відсіку I h=1315мм.

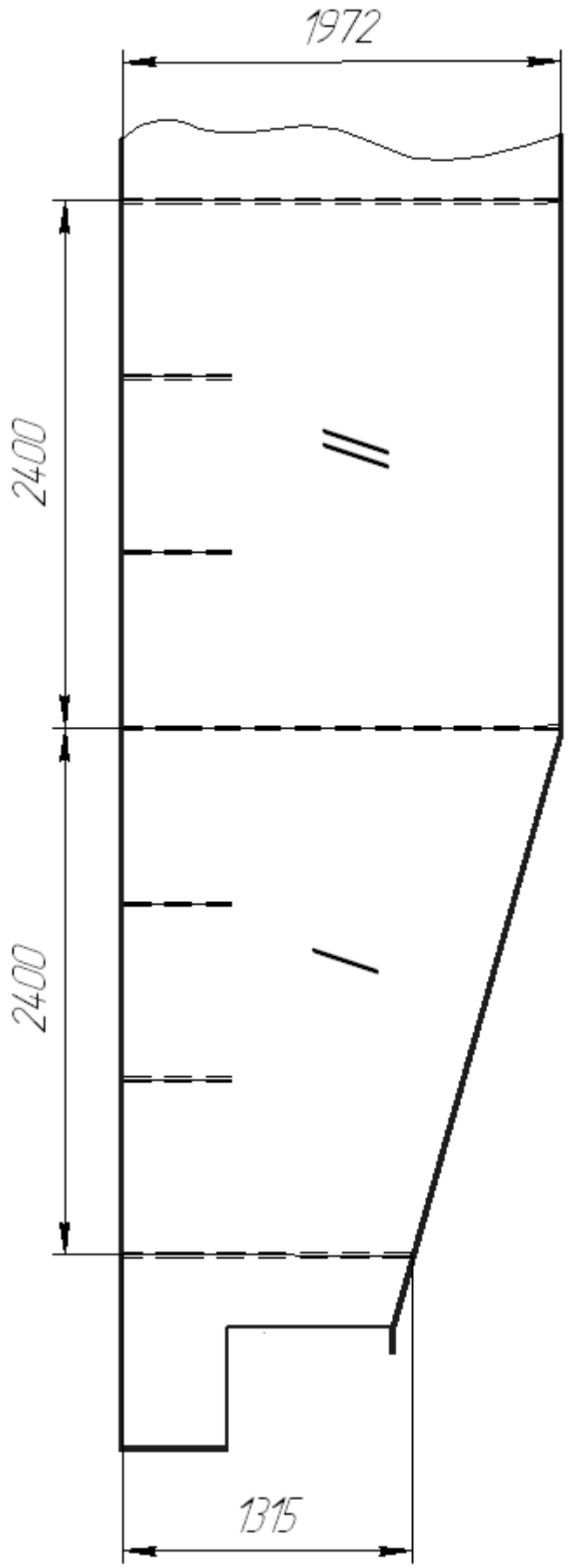


Рисунок 2.9 – Схема для визначення стійкості стінок

Розрахункові напруження для відсіку II дорівнюють:

$$\tau_{II} = \frac{Q}{h\delta} = \frac{318900}{1972 \cdot 8} = 20{,}2 мПа \qquad (2.62)$$

Висновок: так як розрахункове напруження τ менше дотичних критичних напруженнь $\tau_{кр}$, в обох відсіках, то габаритні розміри балки задовільняють умові стійкості.

2.1.11 Перевірка жорсткості балки

Відповідно до рекомендацій [2], для II випадку навантаження балки перевірка на виникнення надмірних деформацій або коливань виконується при коефіцієнтах перевантаження, що приймаються рівними одиниці.

У зв'язку з цим виникає потреба у повторному розрахунку максимального згинаючого моменту.

Його величина визначається за формулою:

$$\begin{aligned} M'_{мах} = {} & P'_1 \cdot y_{a1} + P_2' \cdot y_{a2} + P_3' \cdot y_{a3} + P_4''' \cdot y_{a4} + P_5''' \cdot y_{a5} + \omega_{a1} \cdot q_1' + \\ & + \omega_{a2} \cdot q_2' + \omega_{a3} \cdot q_2' = 9{,}4 \cdot 1{,}395 + 8{,}8 \cdot 7{,}492 + 9{,}4 \cdot 1{,}305 + \\ & + 80{,}2 \cdot 7{,}492 + 79{,}8 \cdot 6{,}549 + 112{,}38 \cdot 3{,}3 + 22{,}5 \cdot 4{,}2 + \\ & + 22{,}7 \cdot 4{,}2 = 1775{,}5 кН \cdot м \end{aligned} \qquad (2.63)$$

де P_1', P_3'- сила ваги розподіленого привода пересування крана,при коефіцієнті перевантаженя рівним одиниці дорівнює:

$$P_1' = P_3' = m \cdot g = 962{,}2 \cdot 9{,}8 = 9429{,}6 H = 9{,}4 кН \qquad (2.64)$$

m-маса розподіленого привода пересування крана,

$m = 962{,}2кг$

y_{a1}-плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис2.6, y_{a1}=1,395м;

P_2'- сила ваги кабіни керування краном, при коефіцієнті перевантаженя рівним одиниці дорівнює:

$$P'_2 = \frac{m_к \cdot g}{2} = \frac{1800 \cdot 9{,}8}{2} = 8820H = 8{,}8кН \qquad (2.65)$$

$m_к$- маса кабіни, $m_к = 1800кг$;

y_{a2}-плечо сили ваги кабіни керування краном, знаходимо з рис2.6, y_{a2}=7,492м;

y_{a3}-плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис2.6, y_{a3}=1,305м;

P_4'''-вертикальний тиск колеса вантажного візка, при коефіцієнті перевантаженя рівним одиниці дорівнює:

$$P_4''' = P_4' + \psi_{II} \cdot P_4'' = 21 + 1{,}41 \cdot 42 = 80{,}2кН \qquad (2.66)$$

P_4'-навантаження на колесо від ваги візка, $P_4' = 21$ кН;

ψ_{II}-коефіцієнт динамічності, $\psi_{II} = 1{,}41$ кН;

P_4''- навантаження на колесо від ваги вантажу, $P_4'' = 42$ кН;

y_{a4}-плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис2.6, y_{a4}=7,492м;

P_5'''- вертикальний тиск колеса вантажного візка, при коефіцієнті перевантаженя рівним одиниці дорівнює:

$$P_5''' = P_5' + \psi_{II} \cdot P_5'' = 20{,}9 + 1{,}41 \cdot 41{,}8 = 79{,}8 кН \quad (2.67)$$

P_5'-навантаження на колесо від ваги візка, $P_5' = 20{,}9$ кН;

P_5''- навантаження на колесо від ваги вантажу, $P_5'' = 41{,}8$ кН;

y_{a5}-плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис2.6, y_{a5}=6,549м;

ω_{a1}-площа яка характерезує вплив поздовжння ваги балки q_1', визначається за наступною формулою:

$$\omega_{a1} = \frac{1}{2} \cdot L \cdot y_{\max} = \frac{1}{2} \cdot 30 \cdot 7{,}492 = 112{,}38 м^2 \quad (2.68)$$

L - проліт крана, $L = 30$ м;

$y_{\max}$ - максимальне плечо на рис. , $y_{\max}$=7,492м;

q_1'- поздовжння вага балки, q_1= при коефіцієнті перевантаженя рівним одиниці дорівнює:

$$q_1' = \frac{G_б}{L} = \frac{100}{30} = 3{,}3 \frac{кН}{м} \quad (2.69)$$

$G_б$ - вага балки, $G_б = 100 кН$;

ω_{a2}-площа яка характерезує вплив поздовжння ваги електрошаф q_2' , визначається за наступною формулою:

$$\omega_{a2} = \frac{y_{a6} + y_{a7}}{2} \cdot l_5 = \frac{2{,}48 + 5{,}425}{2} \cdot 5{,}7 = 22{,}5 м^2 \qquad (2.70)$$

y_{a6} - верхне основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис2.6 y_{a6}=2,48м

y_{a7} - нижння основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис 2.6 , y_{a7}=5,425м

l_5 -довжина електрошаф, $l_5 = 5{,}7 м$

q_2' - поздовжння вага електрошаф, коефіцієнті перевантаженя рівним одиниці дорівнює $q_2' = 4{,}2 \frac{кН}{м}$;

ω_{a3} -площа яка характерезує вплив поздовжння ваги електрошаф q_2', визначається за наступною формулою:

$$\omega_{a3} = \frac{y_{a8} + y_{a9}}{2} \cdot l_7 = \frac{4{,}882 + 6{,}767}{2} \cdot 3{,}9 = 22{,}7 м^2 \qquad (2.71)$$

де y_{a8} - верхне основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис2.6 y_{a8}=4,882м

y_{a9} - нижння основа трапеції площою ω_{a2}, знаходимо з рис 2.6 y_{a9}=6,767м

l_7 -довжина електрошаф, $l_7 = 3{,}9 м$

Розрахунковий прогин балки дорівнює:

$$f = \frac{M'_{мах} \cdot L^2}{10 \cdot E \cdot I_{xx}} = \frac{1775{,}5 \cdot 10^3 \cdot 30^2}{10 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0323} 0{,}024 м \qquad (2.72)$$

де E -модуль пружності, $E = 2{,}1 \cdot 10^5 мПа$;

I_{xx} - момент інерції балки відносно осі х-х, I_{xx}=0,0323 $м^3$;

Згідно рекомендацій [2] допустимий прогин балки для кранів працюючих при режимі роботи М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83 та в яких кабіна встановлена в центрі моста дорівнює:

$$[f] = \frac{L}{1000} = \frac{30}{1000} = 0{,}03м \qquad (2.73)$$

Металоконструкція проходить по жорсткості так як розрахунковий прогин балки f менше ніж допустимий прогин балки $[f]$(0,024<0,03) тобто балка задовільняє умову жорсткості.

2.1.12 Перевірка часу згасання коливань балки

Час згасання коливань балки дорівнює:

$$t = \frac{\tau}{\gamma} \cdot \ln(2 \cdot f) = \frac{0{,}24}{0{,}07} \cdot \ln(2 \cdot 0{,}024) = 10{,}4c \qquad (2.74)$$

де τ -період власних коливань балки , визначається за формулою:

$$\tau = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{4{,}2} = 0{,}24c \qquad (2.75)$$

ρ -частота власних коливань балки , визначається за формулою:

$$\rho = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m}} = \frac{1}{2 \cdot 3{,}14} \cdot \sqrt{\frac{12058{,}7}{16{,}96}} = 4{,}2Гц \qquad (2.76)$$

C -жорсткість балки на згин , визначається за формулою:

$$C = \frac{48 \cdot E \cdot I_{xx}}{L^3 \cdot 10^3} = \frac{48 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0323}{30^3 \cdot 10^3} = 12058{,}7 \frac{кН}{м} \qquad (2.77)$$

E -модуль пружності, $E = 2{,}1 \cdot 10^5 \, мПа$;

I_{xx}-момент інерції балки відносно осі х-х, I_{xx}=0,0323 $м^3$;

L- проліт крана, $L = 30$ м;

m - приведена масса металоконструкції і вантажу дорівнює:

$$m = \frac{17 \cdot G_б}{35 \cdot g} + \frac{(G_в + G_Q)}{2 \cdot g} = \frac{17 \cdot 100}{35 \cdot 9{,}8} + \frac{(78{,}4 + 156{,}8)}{2 \cdot 9{,}8} = 16{,}96m \qquad (2.78)$$

$G_б$ - вага балки, $G_б = 100 кН$;

$G_в$ - вага візка, $G_в$=78,4 $кН$;

G_Q - вага вантажу, G_Q=156,8 $кН$.

γ -логоріфмічний декремент коливань, згідно рекомендацій [2] для коробчастих кранових мостів логоріфмічний декремент коливань γ=0,05-0,12 приймаємо γ=0,07.

Згідно ПУБЕГК [4] допустимий час згасання коливань балки дорівнює $[t] = 15c$

Висновок: час згасання коливань балки задовільний, так як час згасання коливань балки t є менше ніж допустимий час згасання коливань балки $[t](10{,}4 < 15c)$, тобто балка проходить по часу згасання коливань.

2.2 Розрахунок концевой балкі

2.2.1 Розміри балки

У зв’язку зі зміною навантажень на пролітну балку змінюється і навантаження, що діє на кінцеву балку, тому виникає необхідність у повторному розрахунку існуючої кінцевої балки.

Концева балка має висоту $H_к = 750м$.

Концева балка має ширину $B_к = 0{,}56м$.

Концева балка має товщину поясів $\delta_{п1} = \delta_{п2} = 0{,}014$м .

Концева балка має стінок $\delta_{с1} = \delta_{с2} = 0{,}008$ м.

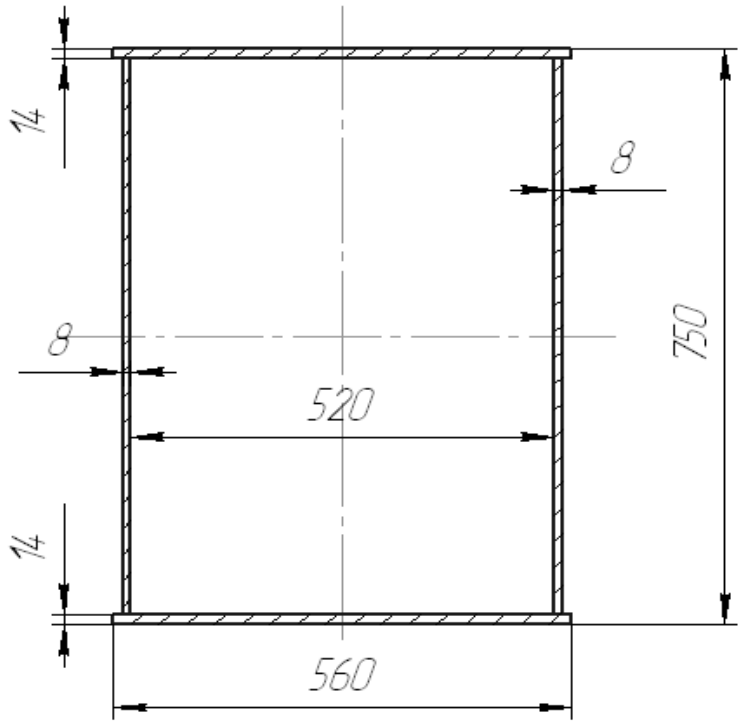


Рисунок 2.10 - Перетин концевой балки

2.2.2 Визначення навантажень діючих на концевую балку

Концевую балку розраховуєм при дії на неї навантажень, виникаючих від ваги прольотной балкі, ваги кабіни,ваги електрошаф та ваги візка з номінальним вантажем, який знаходиться в крайньому положені біля опори А(див. рис. 2.11) так як в цьому положені максимальне навантаження на концевую балку.

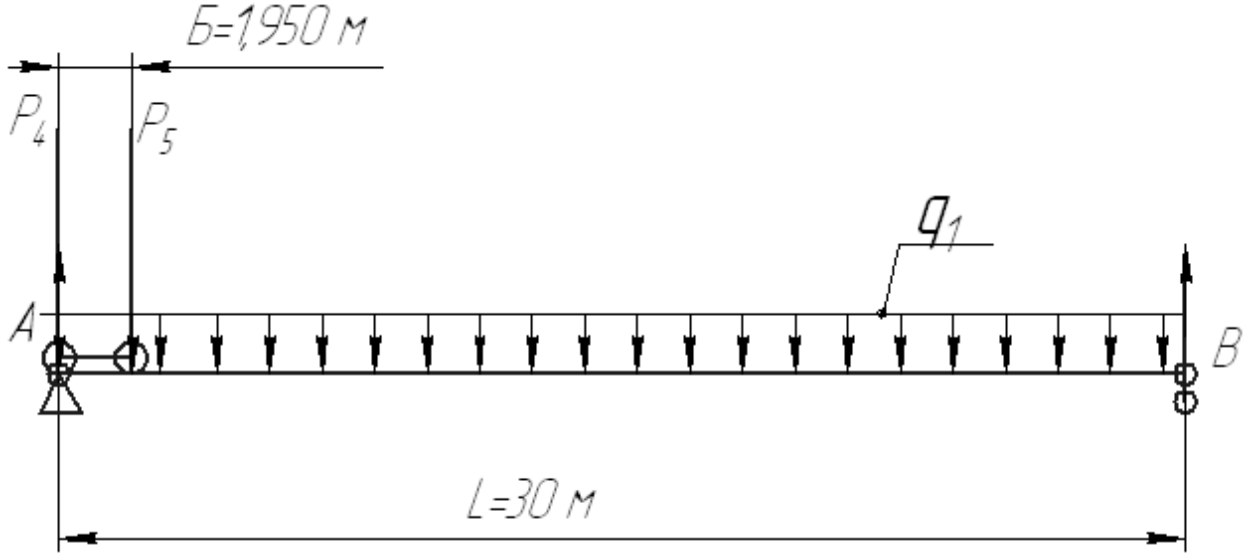


Рис.2.11 Розрахункова схема визначення перерізуючой сили проходной балки

Навантаження на концевую балку від робочої головной балки дорівнює $Q_1 = 318{,}9 кН$ (див. п.2.1.5).

Навантаження на концевую балку від холостой головной балки дорівнює:

$$Q = \frac{P_4 \cdot L + P_5 \cdot (L - Б) + \frac{q_1 \cdot L^2}{2}}{L} = \frac{114 \cdot 30 + 113{,}5 \times}{30} \qquad (2.79)$$

$$\frac{\times (30 - 1{,}95 + \frac{3{,}5 \cdot 30^2}{2}}{30} = 272{,}6 кН$$

де P_4-вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_4 = 114кН$;

L- проліт крана, $L = 30$м;

P_5-вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_5 = 113{,}5кН$;

$Б$ - база візка, $Б$ =1,95м; q_1- поздовжння вага балки, q_1=$3{,}5\frac{кН}{м}$.

2.2.3 Визначення реакцій в опорах концевой балки

Реакція в опорі C (див. рис.2.12) дорівнює:

$$R'_C = \frac{Q_2 \cdot (B-a) + Q_1 \cdot a}{B} = \frac{272{,}6 \cdot (5{,}25 - 1{,}375) + 318{,}9 \cdot 1{,}375}{5{,}25} = \quad (2.80)$$
$$= 284{,}7кН$$

де Q_2- навантаження на концевую балку від холостой головной балки, Q_2=272,6 кН;

Q_1- навантаження на концевую балку від робочой головной балки, Q_1=318,9кН;

B-база крана, B=5,25кН.

Реакція в опорі D дорівнює:

$$R'_D = \frac{Q_1 \cdot (B-a) + Q_2 \cdot a}{B} = \frac{318{,}9 \cdot (5{,}25 - 1{,}375) + 272{,}6 \cdot 1{,}375}{5{,}25} = \quad (2.81)$$
$$= 306{,}8кН$$

Максимальний згинаючий момент виникає в перерізі А–А (див. рис. 2.12) кінцевої балки, оскільки саме в цій ділянці спостерігається дія

найбільшого навантаження від головної балки, що несе максимальне навантаження.

Це значення є критичним для оцінки міцності та жорсткості кінцевої балки, оскільки від нього залежить стійкість всієї конструкції під час експлуатації.

Згинаючий момент у перерізі А–А визначається за наступною формулою:

$$M_1 = R'_D \cdot a = 306{,}8 \cdot 1{,}375 = 421{,}9 кН \cdot м \qquad (2.82)$$

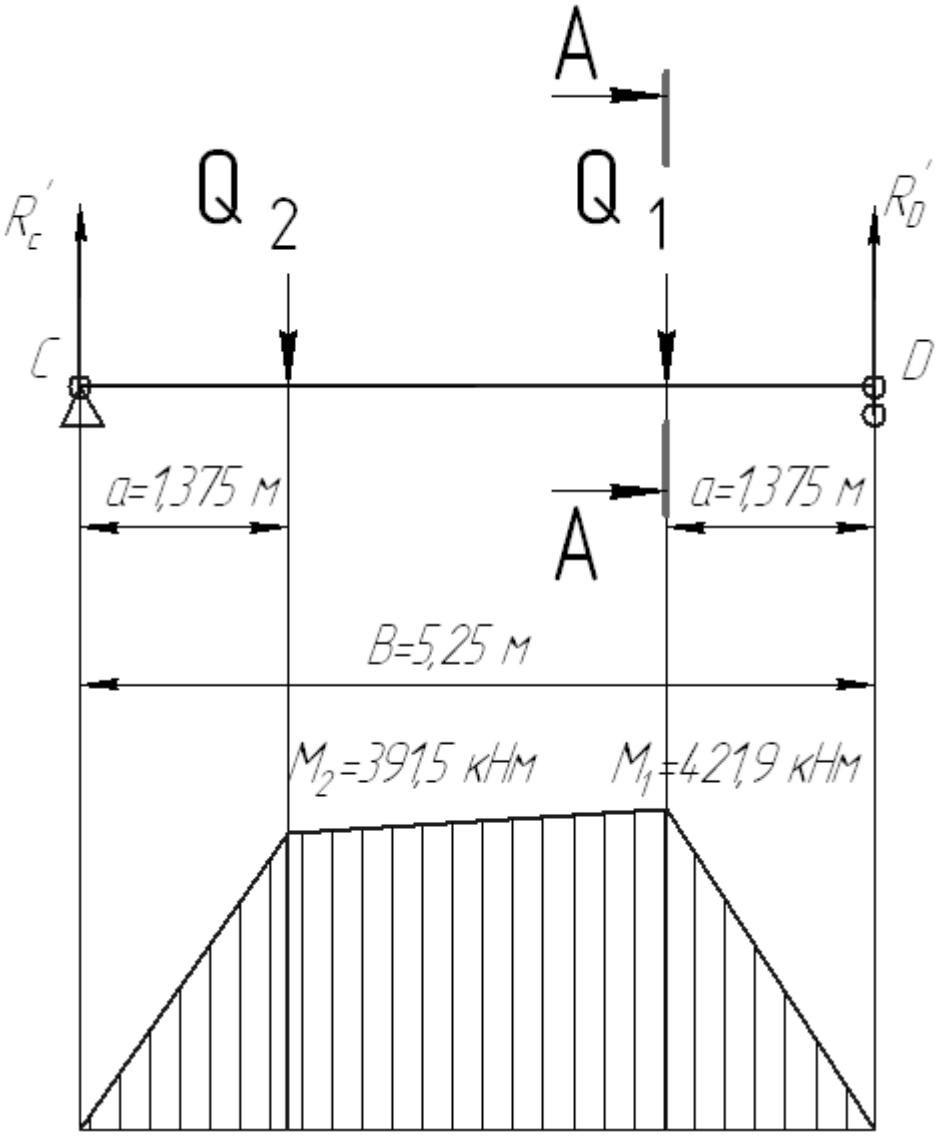


Рисунок 2.12 - Розрахункова схема визначення згинаючого моменту концевой балки

2.2.4 Визначення геометричних параметрів перетину концевой балки

Момент інерції концевой балкі відносно осі х-х дорівнює:

$$I_{xx} = I_3 + I_4 + F_1\left(\frac{H_к - \delta_{п1к}}{2}\right)^2 + F_2\left(\frac{H_к - \delta_{п2к}}{2}\right)^2 = 0{,}00025 + \quad (2.83)$$

$$+ 0{,}00025 + 0{,}00784\left(\frac{0{,}750 - 0{,}014}{2}\right)^2 + 0{,}00784\left(\frac{0{,}750 - 0{,}014}{2}\right)^2 =$$

$$= 0{,}002623\,м^4$$

де I_3, I_4 - момент інерції стенок балки, визначається за формулою:

$$I_3 = I_4 = \frac{\delta_{с1} \cdot h_{ск}^{\ 3}}{12} = \frac{0{,}008 \cdot 0{,}722^3}{12} = 0{,}00025\,м^4 \quad (2.84)$$

$h_{ск}$ - висота стінки концевой балкі, $h_{ск}$=0,722м;

$\delta_{с1к}$ - товщину стінки концевой балкі , $\delta_{с1к} = \delta_{с2к}$=0,008 м;

F_1, F_2 -площа верхнего та нижнього пояса відповідно. Розраховуємо:

$$F_1 = F_2 = B_к \cdot \delta_{п1} = 0{,}56 \cdot 0{,}014 = 0{,}00784\,м^2$$

$B_к$-ширина верхнего та нижнього пояса $B_к$=0,56м;

$H_к$ - висота концевой балкі крана, H =0,75 м;

$\delta_{п1к}, \delta_{п2к}$ - товщина пояса концевой балкі, $\delta_{п1к}$=$\delta_{п2к}$= 0,014м;

Момент опору балки відносно осі х-х дорівнює:

$$W_{xx} = \frac{2 \cdot I_{xx}}{H_к} = \frac{2 \cdot 0{,}002623}{0{,}75} = 0{,}0069\,м^3 \qquad (2.85)$$

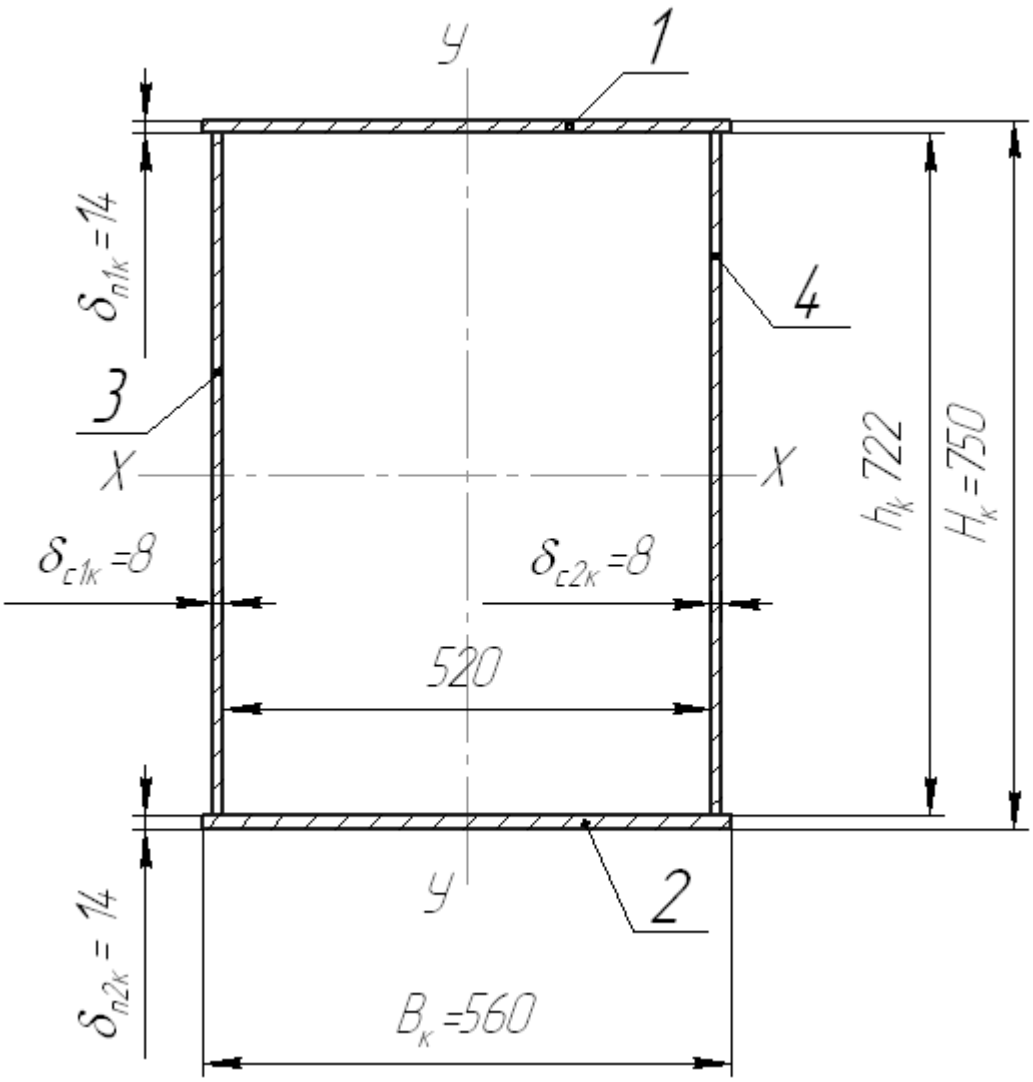


Рисунок 2.13 Переріз концевой балки.

2.2.5 Визначення розрахункових напруженнь діючих на концевую балку

Умова міцності при розрахунку по граничному стану дорівнює:

$$\sigma_p = \frac{M_1}{W_{xx} \cdot 10^6} \le m_k R \qquad (2.86)$$

де M_1 - максимальний згинаючий момент, $M_1 = 421{,}9 кН \cdot м$;

W_{xx} - момент опору балки, $W_{xx} = 0{,}0069 м^3$;

m_k -коефіцієнт умов праці, $m_k = 0{,}89$ (див. п.2.1.7);

R -розрахунковий опір, згідно рекомендацій [2] для статлі ВСт3сп5 розрахунковий опір дорівнює R=240.

Розрахункові напруження дорівнюють:

$$\sigma_p = \frac{M_1}{W_{xx} \cdot 10^6} = \frac{421{,}9 \cdot 10^3}{0{,}0069 \cdot 10^6} = 61 мПа \qquad (2.87)$$

Розрахунковий опір дорівнює:

$$m_k R = 0{,}89 \cdot 240 = 213{,}6 мПа \qquad (2.88)$$

Висновок : так як розрахункове напруження σ_p менше розрахункового опору $m_k R$ (61<213,6мПа) то габаритні розміри балки задовільняють умову міцності.

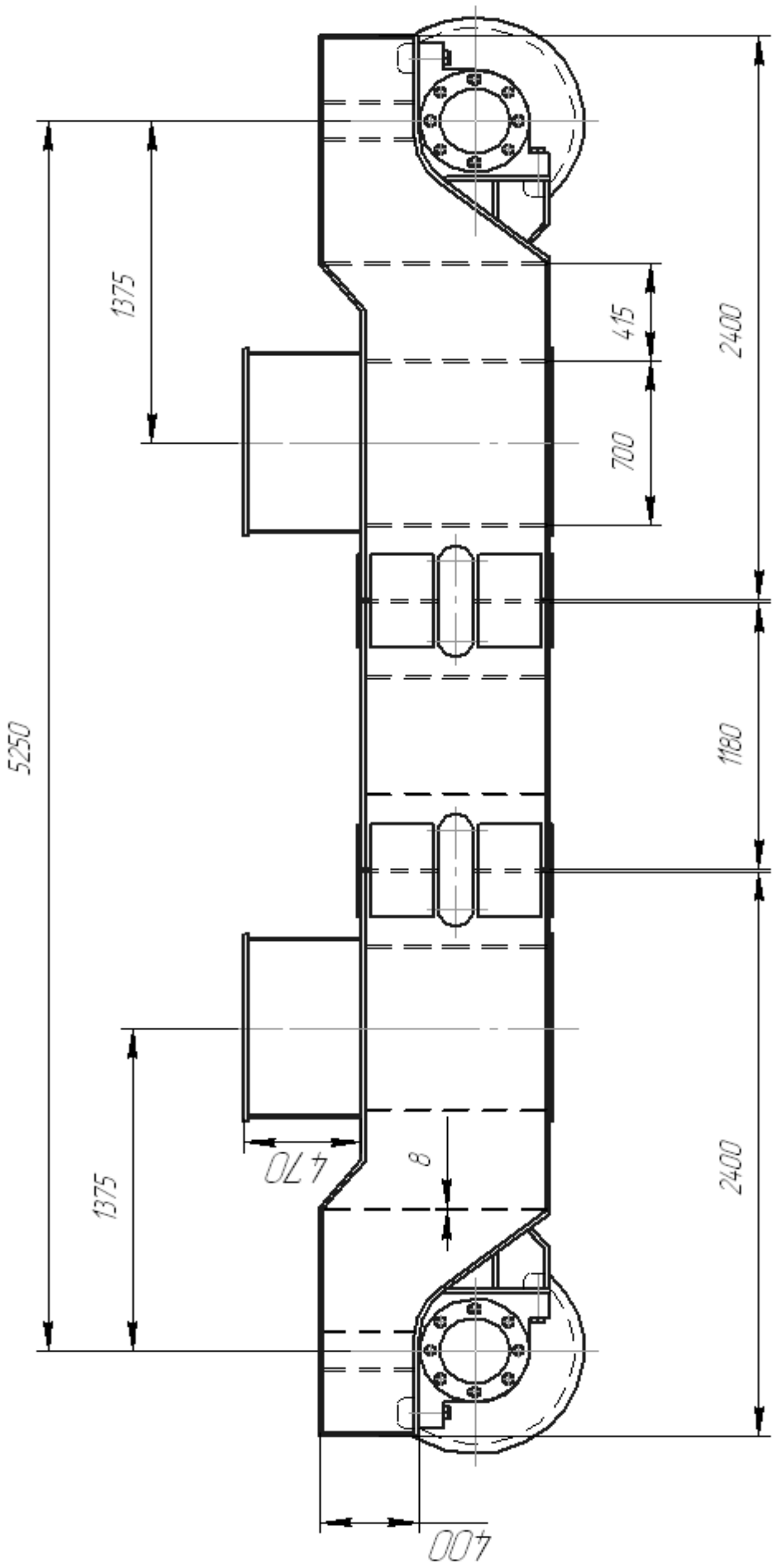


Рисунок 2.14 – Концевая балка

3 УДОСКОНАЛЕННЯ КІНЦЕВОЙ БАЛКИ

Згідно з [12], аналіз конструкції кінцевих балок мостових кранів з перегином верхнього горизонтального пояса показав, що в місцях стику нижнього горизонтального пояса з оконцовочним елементом зварний шов має недостатню міцність.

Під час експлуатації це призводить до руйнування зварного шва, після чого тріщини поступово поширюються вздовж поясних швів у обидва боки. Якщо такі дефекти не виявляти вчасно, виникає руйнування вертикальних стінок (див. рис. 3.1) кінцевої балки, деформуються листи балки та порушується центрування ходових коліс.

Причина дефекту полягає у різкій зміні перерізу — від широкого нижнього пояса до двох вузьких оконцовочних елементів. Саме в цьому місці проходить зварний шов та розташований перегин пояса, що створює концентрацію напружень.

Для запобігання подібним руйнуванням пропонується застосування цільної гнутої деталі 1 (див. рис. 3.1) з одночасним загином нижнього пояса. Це дозволяє відсунути відносно один одного зварний шов з’єднання оконцовочного елемента та перегин пояса. Крім того, загин нижнього пояса усуває нахилений зварний шов, який сам по собі є концентратором напружень, а шов замінюється на стиковий.

У мартенівських цехах постійно присутні вилики та абразивні частинки, які проникають у вікно 1 (див. рис. 3.1) і накопичуються в металоконструкції кінцевої балки. Це призводить до підвищеного зносу нижнього пояса протягом експлуатації, а видалення таких частинок є складним завданням. Для запобігання їх проникненню рекомендується встановлювати кришки на вікна кінцевої балки.

Оскільки заміна кінцевих балок є економічно невигідною, наведені рекомендації слід враховувати при замовленні крана, щоб забезпечити довговічність і надійність конструкції.

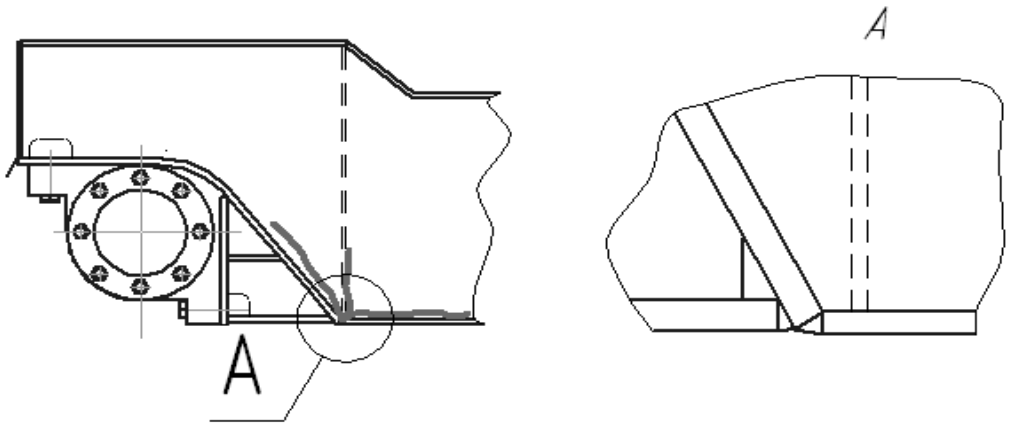


Рисунок3.1 - Розповсюдження тріщин базовой концевой балки

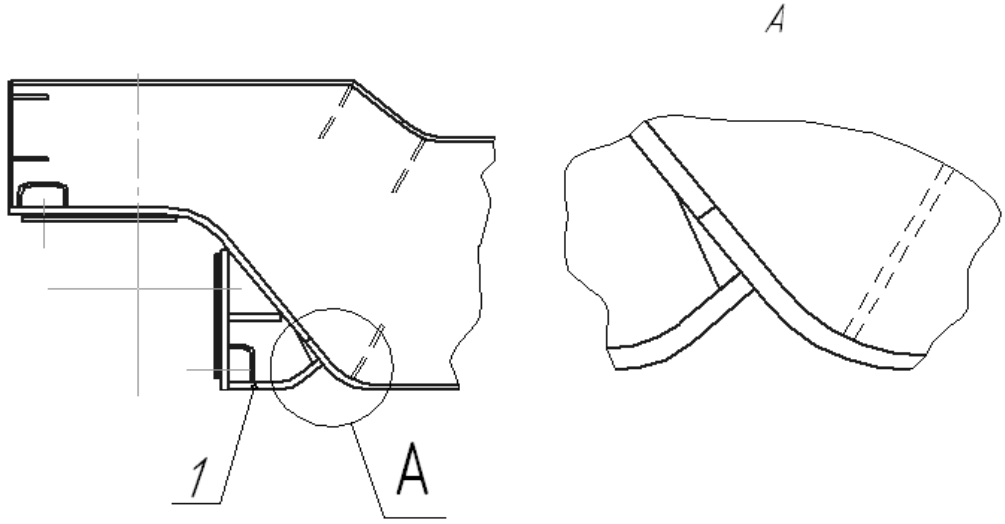


Рисунок 3.2 - Удосконаленая концевая балка

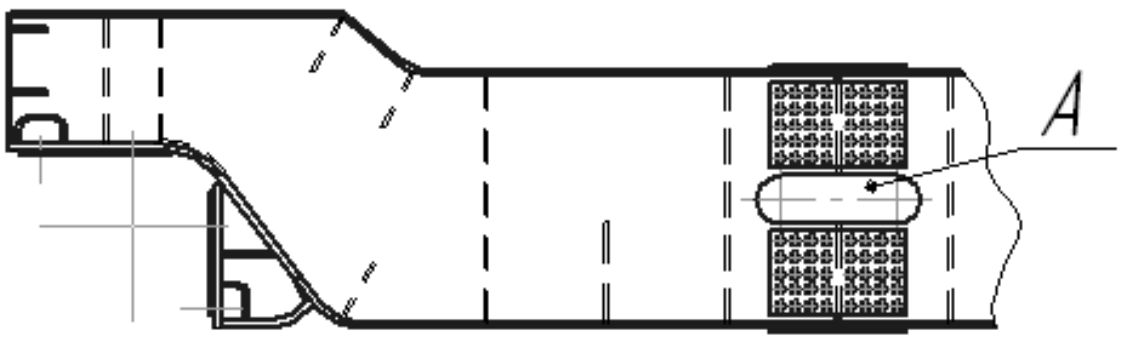


Рисунок 3.3 - Концевая балка

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Заходи з охорони праці

На мостовому магнітному крані існує потенційна небезпека для персоналу, зумовлена рядом факторів. Поразка електричним струмом може статися через контакт з тролеями, які живлять механізми крана, особливо коли працівник знаходиться на галереї під час увімкнення або коли машиніст змушений залишити кабіну. Також можливий ураження струмом через тролеї вантажного електромагніта, якщо його живлення подається в аварійній ситуації, наприклад при пошкодженні механізмів підйому, пересування або металоконструкції крана. Недостатня ізоляція кабелів і самого електромагніта створює ризик ураження через контакт із заземленими частинами крана. Падіння вантажу може статися через несанкціоноване відключення живлення магніта, обрив каната або неправильне його закріплення на барабані. Перевищення номінальної вантажопідйомності при зчепленні скрапу загрожує руйнуванням крана, а наявність сторонніх предметів на галереї або на шляху руху крана, слизькі металеві підлоги галерей, площадок і сходів, недостатнє освітлення кабіни, обмежена видимість робочої площадки та незручності внутрішнього простору кабіни створюють додаткові ризики для працівників та машиніста.

Для забезпечення безпеки роботи застосовано комплекс спеціальних заходів. Двері для входу на галерею та кабіну обладнані кінцевими вимикачами, які автоматично знімають напругу з електродвигунів і струмопроводів при виході на галерею. Живлення вантажного електромагніта розташоване на холостій балці крана, щоб тролеї були недоступні для дотику, а кабель та магніт мають трирівневу ізоляцію з опором 10 МОм кожного ступеня. Живлення магніта автономне, а канати підйому підібрані з запасом міцності і закріплюються на барабані фрикційними та додатковими витками для безпечної роботи. Механізм

підйому обладнаний обмежником вантажопідйомності для запобігання перевантаженню, а галереї огороджені суцільними листами висотою 100 мм, підлоги виконані з рифленого металу. Кабіна керування оснащена освітленням, яке живиться від власного ввідного пристрою з вимикачем; в разі відключення електропроводів механізмів освітлення припиняється. Кабіна розташована по центру мосту, що забезпечує машиністу контроль за вантажем і захоплювальним органом протягом повного робочого циклу. Скло очищується електродвірником, а підлога та органи управління виготовлені з неметалевих матеріалів і покриті гумовим діелектричним килимком. Кабіна має внутрішні розміри: висота 2 м, ширина 1,2 м, довжина 1,3 м, що забезпечує об’єм 3,12 м³, а сидіння стаціонарне та регульоване по висоті і горизонтальній площині. Для захисту рейок від сторонніх предметів встановлено захисні листи на відстані 10 мм від колії.

Реконструкцію крана виконує спеціалізована організація з дозволом Держнаглядохоронпраці, із проведенням приймальних випробувань та технічного огляду. Всі правила безпеки відповідають нормативам ДНАОП-0.00-1.03-02, ГОСТ 12.1.005-88 та іншим стандартам. Приміщення цеху забезпечено природною вентиляцією та освітленням згідно СНиП, контроль повітряного режиму, температури, вологості та швидкості повітря. Вібраційні впливи на кабіну машиніста зменшуються за рахунок гумових віброізоляторів ребристої форми, що забезпечують горизонтальну стабільність. Кабіна також захищає від електромагнітного випромінювання вантажного магніта М42Б, використовуючи відображаючі та поглинаючі екрани, а підлога додатково покрита гумовим килимком. Радіаційний фон у цеху відповідає нормі, шкідливі гази контролюються газо-пилозахоплюючими установками.

Мартеновський цех обладнано санітарними приміщеннями, душовими, гардеробом і їдальнею, належить до категорії А за вибухопожежною небезпекою, будівля – I ступеня вогнестійкості, оснащена автоматичною сигналізацією та пожежними гідрантами. Первинні засоби

пожежогасіння включають щити з вогнегасниками, відрами, лопатами, сокирами та піском. Використовуються порошкові вогнегасники ОП-1 «момент» по 10 л для гасіння пожеж на початковій стадії. Організаційні заходи включають план евакуації, навчання персоналу з перевіркою знань і контроль за дотриманням правил; порушення призводить до попереджень, зняття премії або звільнення.

Виконан розрахунок шума за наступнимі данимі:

- встановлено 2 електродвигуна з рівнем шуму кожного $L_1 = 80$ дБ.

Визначити сумарний рівень шуму L_Σ у виробничому приміщенні на рівновіддаленому від всіх електродвигунів робочому місці.

Рішення:

$$L_\Sigma = L_1 + 10 \cdot \lg N = 80 + 10 \cdot \lg 2 = 83 \text{ дБ}$$

Розроблені заходи по охороні праці відповідають вимогам ГОСТ,СниП і вимогам методичних вказівок до дипломного проектування з розділу «охорона праці».

5 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ СПРОЄКТОВАНОГО ЗАСОБУ ПЕРЕРОБКИ ВАНТАЖУ

Таблиця 5.1 Вихідні дані

Показник	Позначення	Одиниці	Велечина показника	
			Базовий кран	Реконструйований кран
Внтажопідйомність крана	Q	т	16	16
Конструктивна маса	G	т	58,4	58,4
Швидкість підйома	V	м/с	0,2	0,33
Строк служби	T	років	12	12
Встановлена потужність двигуна механізма підйома	W	кВт	47	47
Коефіціэнт по вантажопідйомності	К	-	0,5	0,5
Коефіціэнт по тривалості	К	-	1	1
Режим роботи крана	А	-	А8	А7
Велечина робочих циклів	t	хв	5,4	3,8

В якості критерію обґрунтування приймаємо порівняльну економічну ефективність відповідно до методичних рекомендацій з обґрунтування економічного розділу дипломних проектів для студентів спеціальності 8.090214 денної та заочної форм навчання.

Економічний ефект визначається за формулою:

$$E = \left[Ц_1 \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н} + \frac{(И'_1 - И'_2) - E_н(К'_2 - К'_1)}{P_2 + E_н} - Ц_2 \right] \cdot A_2 = \quad (5.1)$$
$$= [1179680 \cdot 1{,}42 \cdot 1 + 0 - 1195262{,}5] \cdot 1 = 479883{,}1 грн$$

де $Ц_1$-оптова ціна базового крану, визначається за формулою:

$$Ц_1 = Ц_К \cdot m_К = 20200 \cdot 58{,}4 = 1179680 грн$$

$Ц_К$-вартість 1т мостового крана, $Ц_К$=20200грн;

$m_К$-маса мостового крана, $m_К$=58,4т.

$Ц_2$-оптова ціна реконструйованого крану, визначається за формулою:

$$Ц_2 = Ц_1 + Ц_р = 1179680 + 15582{,}5 = 1195262{,}5 грн \quad (5.2)$$

$Ц_р$- вартість куплених вузлів для реконструкції, розраховуємо:

$$Ц_р = Ц \cdot (m_р + m_п) = 13550(0{,}83 + 0{,}32) = 15582{,}5 грн \quad (5.3)$$

$Ц$ –питома вартість куплених вузлів для реконструкції, для механізму підйома вантажопідйомністю Q=16 т питома вартість вузлів дорівнює $Ц$ =13550 грн/т;

$m_р$ –маса редуктора, $m_р$=830кг;

$m_п$ – маса підвіски, $m_п$=320 кг;

$\frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н}$ - коефіцієнт обліку зміни строку служби модернізованого крану порівнянно з базовим.Так як строк служби крана не змінился (12 років) то коефіцієнт дорівнює:

$$\frac{P_1 + E_н}{P_2 + E_н} = 1 \qquad (5.4)$$

$\frac{B_2}{B_1}$- коефіцієнт обліку зросту продуктивності модернізованого крана порівняно з базовим краном;

B_1, B_2- загальна кількість матеріалу який переробляється за рік, яка розраховується за формулою:

$$B = Q \cdot K_B K_ч \frac{\Phi_E}{T_ц} \qquad (5.5)$$

Так як основні данні не змінились: вантажопідйомність (Q=16т), коефіцієнт використання по вантажопідйомності ($K_{B1} = K_{B2} = 0{,}5$), коефіцієнт використання за часом ($K_{ч1} = K_{ч2} = 1$) та річний фонд роботи устаткування ($\Phi_{E1} = \Phi_{E2}$), то коефіцієнт обліку зросту продуктивності визначаємо за формулою:

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{324}{228} = 1{,}42 \qquad (5.6)$$

T_1-час циклу базового крана, T_1=324с;

T_2- час циклу реконструйованого крана, T_2=228с;

Заощадження на поточних експлуатаційних витратах та відрахуваннях на супутні капітальні вкладення протягом усього терміну служби реконструйованого крана порівняно з базовим варіантом. Оскільки поточні експлуатаційні витрати та відрахування на супутні капітальні вкладення залишилися без змін, величина економії за весь строк служби становить:

$$\frac{(И'_1 - И'_2) - E_н(К'_2 - К'_1)}{P_2 + E_н} = 0 \qquad (5.7)$$

A_2 - Річний обсяг виробництва у розрахунковому році. Оскільки обсяг виробництва залишається незмінним через реконструкцію крана з метою забезпечення відповідності його робочого ритму, річний обсяг виробництва у розрахунковому році дорівнює: A_2=1.

ВИСНОВОК

У цій роботі проведено реконструкцію мостового магнітного крана. Основним заходом реконструкції стало збільшення швидкості підйому з V = 0,2 м/с до V = 0,33 м/с. Для досягнення цієї мети було замінено редуктор із передаточним числом Up = 23,34 на редуктор Up = 15,75, поліспаст із кратністю in = 4 на поліспаст із кратністю in = 3 та канат з маркеровочною групою 1666 на канат з маркеровочною групою 1764. Заміну редуктора і поліспаста здійснено з метою збільшення швидкості підйому, а зміну каната — у зв’язку зі зменшенням кількості гілок каната, що підтримують вантаж, після зміни кратності поліспаста. Обрані заміни є оптимальними, оскільки дозволяють досягти поставленої мети із мінімальними витратами ресурсів.

Під час реконструкції також було необхідно перевести кран із паспортного режиму роботи А8 за ІСО 4301/1 на режим А7 за тією ж нормою. Хоча зменшення режиму є певним обмеженням, оскільки не дозволяє механізмам працювати на повну потужність, такий підхід забезпечує можливість реконструкції крана з мінімальними витратами і водночас відповідає всім виробничим вимогам. Враховуючи, що початковий режим базового крана не відповідав паспортному режиму, перехід на режим А7 є оптимальним рішенням у цьому випадку.

Перевірку металоконструкції, у зв’язку зі збільшенням коефіцієнта динамічності, виконано за методом граничних станів. Цей метод вважається прогресивним для розрахунку металоконструкцій, тому отримані результати максимально наближені до реальних умов експлуатації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1.Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої техніки : підручник. Київ : Ліра-К, 2017. 376 с.

2.Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини : навч. посібник / Нац. техн. ун-т “Харків. політехн. ін-т”. Харків : НТУ “ХПІ”, 2006. 304 с.

3.Сукач М. К. Будівельні машини і обладнання : підручник. Київ : Ліра-К, 2020. 390 с.

4.Мартовицький Л. М., Глушко В. І., Клименко Г. В. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т “Запоріз. політехніка”. Запоріжжя : НУЗП, 2019. 222 с.

5.Мартовицький Л. М., Глушко В. І. Крани спеціальні : навч. посібник. Запоріжжя : Національний університет “Запорізька політехніка”, 2023. 396 с.

6.Ловейкін В. С., Почка К. І. Машини для земляних робіт : навч. посібник. Київ : ЦУЛ, 2019. 254 с. (Заміна для розширення бази по спецтехніці).

7.Shapiro L. K., Shapiro J. P. Cranes and Derricks. 4th ed. New York : McGraw Hill Professional, 2010. 688 p.

8.Schmitt R. L., Schexnayder C. J. et al. Moving the Earth: Excavation Equipment, Methods, Safety, and Cost. 7th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 672 p.

9.НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : затв. наказом Мінсоцполітики України від 19.01.2018 № 62.

10.ДБН В.2.2-43:2021. Складські будівлі. Основні положення. Київ : Мінрегіон України, 2021. (Сучасна заміна застарілим СНиП щодо промислових споруд).

11.Пат. 35712 U Україна. Мобільна бурова установка / Є. І. Крижанівський та ін. ; власник ІФНТУНГ. № a200512779 ; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.

12.Пат. 123713 U Україна. Насосно-циркуляційна система бурової установки / М. М. Лях та ін. ; власник ІФНТУНГ. № u201707840 ; опубл. 12.03.2018, Бюл. № 5.

13.Пат. 122613 U Україна. Ударний вибійний двигун / М. І. Оринчак та ін. № u201613137 ; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

14.Охорона праці та цивільний захист : підручник / за ред. О. Г. Левченка. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 420 с.

15.ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. Київ : ДП “УкрНДНЦ”, 2020.

16.ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об’єктів будівництва. Загальні вимоги. Київ : Мінрегіон України, 2017.