

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування факультету)

Деталі машин і підйомно-транспортні механізми

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему Оптимізація металоконструкції двохбалкового
мостового крана вантажопідйомністю 16 т.

(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 2 курсу, групи М-312м
Спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування»
(код і найменування спеціальності)

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

Чорний Максим Іванович

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник Волков Г.П.

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин і підйомно –транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 133-Галузеве машинобудування
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні будівельні, меліоративні машини та обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
«___» _____ 20__ року

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

Чорний Максим Іванович
(ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) _____ Оптимізація металоконструкції двохбалкового мостового крана вантажопідйомністю 16 т

керівник проєкту (роботи) канд. техн. наук, доцент Волков Григорій Петрович
(науковий ступінь, вчене звання, ПРИЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «11» жовтня 2023 року № 387

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 22.12-2023 р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Матеріали комплексної курсової роботи по оптимізації конструкції головної балки мостового крана

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) В розділах пояснювальної записки проводиться аналіз констукції мостового грана, перерахунок механіхма підймання та розрахунок металоконструкції

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів)
демонстраційні відеослайди в кількості 4

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконання завдання
1	Волков Григорій Петрович		
2	Волков Григорій Петрович		
3	Волков Григорій Петрович		
4	Волков Григорій Петрович		
5	Волков Григорій Петрович		
6	Волков Григорій Петрович		

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1.	<i>Збір та систематизація матеріалу по темі роботи</i>	<i>20.11.2023</i>	
2.	<i>Опрацювання матеріалу та складання плану магістерської роботи</i>	<i>1.12.2023</i>	
3.	<i>Написання розділів по темі оптимізації металоконструкції мостового крану</i>	<i>15.11.2023</i>	
4.	<i>Написання розділів по темі вплив роботи механізмів на стан металоконструкції</i>	<i>10.12.2023</i>	
5.	<i>Визначення засобів оптимізації конструкції мостових кранів</i>	<i>13.12.2023</i>	
6.	<i>Консультації з керівником проєкту, оформлення магістерської роботи, підготовка до захисту</i>	<i>17.12.2023</i>	

Студент(ка) _____ М.І. Чорний
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи) _____ Г.П. Волков
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

ПЗ : 89 с., 21 рис., 2 табл., 15 джерел.

Поняття оптимізації інженерного об'єкту має цілком визначенне уявлення. В структуру оптимізації входять такі складові як: визначення самого об'єкта оптимізації, цільові функції оптимізації і фактори що впливають на зміну характеристик об'єкту і обмежують їх значення. В даній роботі об'єктом оптимізації є магнітний мостовий кран вантажопідйомністю 16 т.

Мета роботи- оптимізація металоконструкції крана з урахуванням проведенної реконструкції крана по збільшенню швидкості механізму підймання. Потреба збільшити швидкість механізму підйому виникла внаслідок невідповідності роботи крана темпу виробничого процесу в цеху.

При збільшенні робочої швидкості механізму підйому слід враховувати зростання динамічного навантаження на металоконструкцію. Тому виникає необхідність проведення перевірки на відповідність металоконструкції новим експлуатаційним умовам.

МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ,
МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, ГОЛОВНА БАЛКА, КІНЦЕВА БАЛКА,
МЕТОД ГРАНИЧНИХ СТАНІВ.

ЗМІСТ

Завдання на проект.....	2
Реферат.....	3
Вступ.....	8
1 Зміна параметрів механізму підйому	9
1.1 Розрахунок поліспаста.....	9
1.1.1 Розрахунок сталевих канатів.....	9
1.1.2 Розміри барабана та блоків.....	12
1.1.3 Розрахунок кріплення каната к барабану.....	14
1.2 Обґрунтування зміни режиму роботи.....	16
1.3 Розрахунок потужності двигуна, його вибір.....	17
1.4 Розрахунок редуктора.....	19
1.5 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	20
1.6 Перевірка двигуна за часом пуску.....	22
1.7 Перевірка двигуна за нагрівом.....	24
2 Оптимізація металоконструкції крана.....	26
2.1 Розрахунок прольотної балки.....	30
2.1.1 Обґрунтування розмірів балки.....	30
2.1.2 Розрахункові навантаження та їх сумарна дія.....	37
2.1.3 Визначення навантажень діючих на балку.....	41
2.1.4 Визначення небезпечного перетину балки.....	46
2.1.5 Визначення максимального згинаючого моменту.....	47
2.1.6 Визначення максимальної перерізуючої сили.....	50
2.1.7 Визначення геометричних параметрів перетину балки.....	53
2.1.8 Перевірка міцності головної балки.....	53
2.1.9 Перевірка міцності головної балки в опорному перетині.....	

головної балки.....	59
2.1.10 Перевірка місцевої стійкості стінок балки	56
2.1.11 Перевірка жорсткості балки.....	60
2.1.12 Перевірка часу згасання коливань балки.....	64
2.2 Розрахунок концевой балки.....	66
2.2.1 Розміри балки.....	66
2.2.2 Визначення навантажень діючих на кінцеву балку.....	67
2.2.3 Визначення реакцій в опорах концевой балки.....	68
2.2.4 Визначення геометричних параметрів перетину кінцевої балки	70
2.2.5 Визначення розрахункових напружень діючих на кінцеву балку.....	71
3 Удосконалення кінцевой балки.....	74
4 Охорона праці.....	76
Висновки.....	86
Перелік посидань.....	87

ВСТУП

Мета роботи – оптимізація конструкції мостового магнітного крана, як необхідність параметричної оптимізації підйому вантажу.

Кран реконструюється на підставі невідповідності його характеристик темпам виробництва. З данною паспортною швидкістю підйому кран затримує ритм роботи цезу, приводячі до економічних збитків. Використання крана при існуючих умовах є прикладом морального зносу крана в даних умовах. Оптимізація конструкції крана, порівняно невеликими витратами, дозволить збільшити продуктивність виробництва

цеху. Зміна в конструкції крана, в першу чергу вимагає провести зміни в конструкції механізму підйому і як наслідок здійснити оптимізацію несучої металокострукції крана.

Відносно поняття оптимізація, то воно включає в себе два його різновиди: параметрична і топологічна оптимізація.

При параметричній метою ставиться досягнення цільової функції кількісних параметрів (наприклад, лінійних та кутових розмірів).

У топологічному факторі метою служить так звана псевдощільність. Топологічна оптимізація механічної системи дозволяє знижувати масу та покращувати жорсткісні та міцнісні характеристики. Під оптимізацією топології розуміють зміни у конструкції, що включають створення нових меж тіла та видалення існуючих.

Топологічна оптимізація механічної системи найбільше підходить до оптимізації металокострукції механічних систем, зокрема вантажопідіймальних кранів. Тобто, злід зазначити про тісний зв'язок параметричної і топологічної оптимізацій, як двох етапів одного процесу.

Отже почнемо з оптимізації параметрів механізмів (механізма підбйому) крана.

1.ЗМІНА ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМА ПІДЙОМУ

Для збільшення швидкості підйому замінемо поліспаст крана з кратністю поліспасти $i_n=4$ на поліспаст з кратністю $i_n=3$ та замінемо редуктор підйома.

1.1 Розрахунок поліспада

1.1.1 Розрахунок сталевго каната.

Внаслідок зміни кратності поліспада треба провести перевірку існуючого каната по запасу міцності.

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

$$F_{роз} = F_{max} \cdot Z_p = 27200 \cdot 9 = 244800 \text{ Н} \quad (1.1)$$

де F_{max} — найбільше зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспада. Визначається за наступною формулою:

$$F_{max} = \frac{9,8 \cdot Q_{max}}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} = \frac{9,8 \cdot 16320}{2 \cdot 3 \cdot 0,98 \cdot 0,98^0} = 27200 \text{ Н} \quad (1.2)$$

Q_{max} — маса вантажу та гакової підвіски. Визначається за наступною формулою:

$$Q_{max} = Q + G_{\Pi} = 16 + 0,32 = 16,32 \text{ т} = 16320 \text{ кг} \quad (1.3)$$

Q — вантажопідйомність крана, $Q = 16 \text{ т} = 16000 \text{ кг}$;

G_{Π} — маса гакової підвіски. Визначається за наступною формулою:

$$G_{\Pi} = (0,02 - 0,03)Q = (0,02 - 0,03) \cdot 16 = 0,32 - 0,48 \text{ т} \quad (1.4)$$

Приймаємо $G_{\Pi} = 0,32 \text{ т} = 320 \text{ кг}$

a — кількість гілок каната, які закріплюються на барабані, $a = 2$;

i_n — кратність поліспасти, $i_n=3$;

η_n — ккд поліспасти, визначається за наступною формулою:

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

η — ккд блока, встановленого на підшипниках кочення, $\eta=0.98$;

m — кількість відхіляючих блоків, $m=0$;

Z_p — мінімальний допустимий коефіцієнт використання каната.

Згідно з ПУБЕГК приймаємо коефіцієнт використання каната $Z_p=9$ -для режиму роботи М8 по ІСО 4301/1 або 6М по ГОСТ 25835-83

В існуючому механізмі підйому використовується канат типу ЛК-РО по ГОСТу 7669-80 який має діаметр $d=17.5$ мм, маркировочну групу 1666 мПа та допустимим розривним зусиллям $[F_{роз}] = 193000\text{Н}$; т.е. розривне зусилля в канаті, отримане розрахунком значно більше допустимого:

$$244800\text{Н} > 193000\text{Н}$$

З цього можна зробити висновок, що при зміні кратності поліспасти механізму підйому до $i_n=3$, даний канат використовувати забороняється.

По угодженню з технічним завданням механізм підйому крана переводимо в режим роботи М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83. В такому випадку приймаємо допустимий коефіцієнт використання каната $Z_p=7,1$ і визначаємо розривне зусилля в канаті

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

Умова міцності, для каната який використовується в механізмі підйома, не виконується :

$$193120\text{Н} > 193000\text{Н}$$

Таким чином в механізмі підйома потрібно змінити використований канат в механізмі на канат з більшою маркерувачною групою. Збільшення міцності за рахунок збільшення маркерувачної групи обумовлено тим, що при збільшенні міцності за рахунок збільшення діаметра каната виникне потреба в збільшенні габаритних розмірів візка, а при збільшенні міцності за рахунок збільшення маркерувачної групи в цьому аотреби немає.

Вибираем канат по ГОСТу 7669-80 [8] типа ЛК-РО з діаметром $d=17.5$ мм, маркировочною групою 1764МПа при режимі роботи М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83, допустиме розривне зусилля $[F_{роз}] = 196000$ і фактичний запас

$$\text{міцності } Z_p = \frac{[F_{роз}]}{F_{max}} = \frac{196000}{27200} = 7.2$$

Висновок : існуючий канат використовувать забороняється. Для збереження габаритних розмірів візка переводим механізм в режим роботи М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83, та заміняємо канат на канат з більшою маркерувачною групою зберігає діаметр каната $d=17.5$ мм.

1.1.2 Розміри барабана та блоків.

В існуючому механізмі підйома використовується блоки які мають діаметр по осі каната $D_{\sigma} = 525 \text{ мм}$ та барабан БК 510 з діаметром $D = 510 \text{ мм}$.

Так як діаметр каната, який використовується в механізмі підйома, незмінився ($d = 17.5 \text{ мм}$.) використовуємо існуючі в механізмі підйома барабан та блоки.

Так як найбільше зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспаста $F_{\max}$ збільшелось потрібно виконати перевірка стінки барабана по напруженню стиску.

Розрахункове напруження стиску дорівнює:

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

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

δ — Товщина стінки барабана, $\delta = 21 \text{ мм}$;

p — крок нарізки на барабані, $p = 20 \text{ мм}$.

Умова міцності $\sigma_{\text{ст}} \leq [\sigma]_{\text{ст}}$ ($64,7 < 120 \text{ МПа}$), виконується ($[\sigma]_{\text{ст}}$ - Нарідопустиме напруження стиску, згідно рекомендацій [1] допустиме напруження стиску для барабанів зроблених з сталі дорівнює $[\sigma]_{\text{ст}} = 120 \text{ МПа}$)

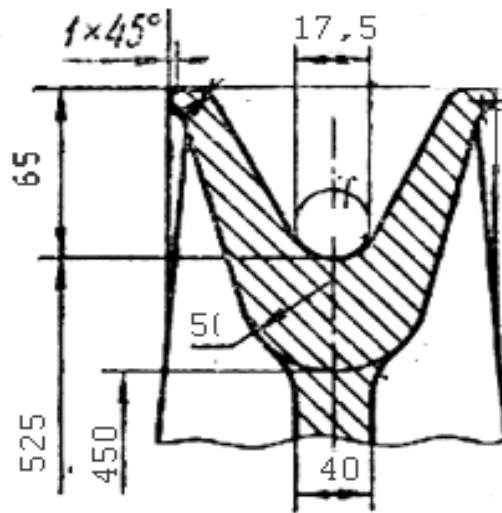


Рисунок 1.1 – Блок.

1.1.3 Розрахунок кріплення каната к барабану

Внаслідок збільшення зусилля в канаті з урахуванням опору в блоках поліспаста необхідно провести перевірку кріплення каната.

Кріплення існуючого каната до барабану виконується за допомогою чотирьох прижимних планок та відповідно чотирьох болтів М20. Проведемо перевірку та розрахуємо необхідну кількість болтів кріплення каната к барабану

виходячи з умови:

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

Розраховуємо необхідну кількість болтів:

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

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

$$P = \frac{S_{kp}}{2f} = \frac{10605}{2 \cdot 0,1} = 53024H \quad (1.10)$$

S_{kp} — розрахунковий натяг в канаті з урахуванням сил тертя, розвантажуючих витків каната, визначається за наступною формулою:

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

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

e —основа натурального логарифму, $e=2,718$;

f — коефіцієнт тертя між канатом та поверхнею барабана, $f=0,1$;

α —кут обхвату барабана при 1,5 запасних витків, $\alpha=3\pi$;

d_0 — внутрішній діаметр нарізки болта М20, $d_0=17,294\text{мм}$;

T —згинаюча сила, визначається за наступною формулою:

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

l —плечо прикладення згинаючої сили, $l=32,5 \text{ мм}$;

$[\sigma_p]$ —допустиме нормальне напруження розтягу, для сталі Ст3 визначається за наступною формулою:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{k} = \frac{240}{2,5} = 96 \text{ МПа} \quad (1.13)$$

σ_T —границя текучості, для Ст3 $\sigma_T=240 \text{ МПа}$;

k —запас міцності болтів, $k=2,5$.

Висновок: чотири планки кріплення каната до барабану, тобто. 4 болта, не забезпечують надійного кріплення, тому для забезпечення надійного кріплення каната к барабану необхідно 6 планок кріплення, тобто 6 болтов М20.

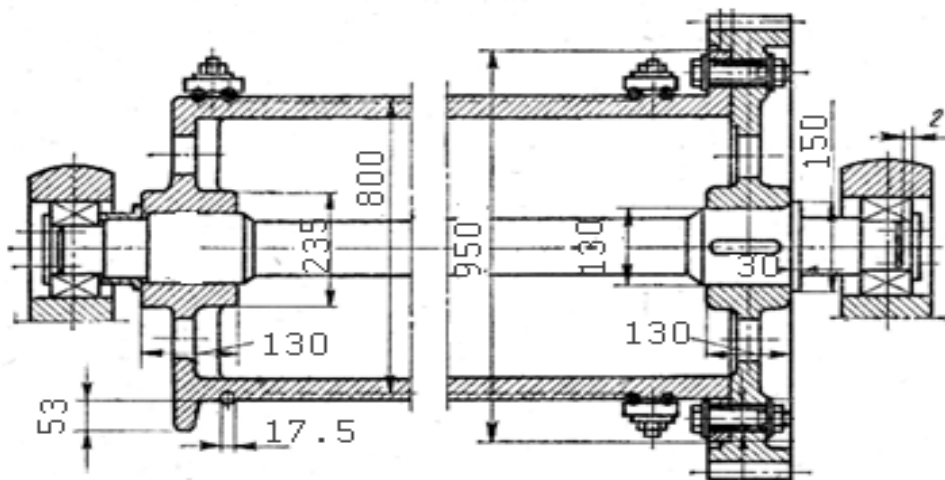


Рисунок 1.2 – Барабан.

1.2 Обґрунтування зміни режиму роботи

Група режиму роботи крана визначена по таблиці 1.1 додатки ДНАОП № 0.00 – 1.03 – 02 або по таблиці 3 ГОСТ 25546 - 82 залежно від класу використання (U0 – U9) і класу навантаження (Q1 – Q4) крана.

Клас використання характеризується загальним числом циклів роботи крана за час його експлуатації.

Загальним числом циклів роботи крана маємо :

$$C_T = C_0 \times n \times t_k = 140 \times 350 \times 12 = 588000 \text{ циклов} \quad (1.35)$$

де C_0 — середньодобова кількість циклів роботи крана,

$$C_0 = 140;$$

n — кількість робочих днів протягом року, $n = 350$;

t_k — тривалість експлуатації крана в роках, $t_k = 12$.

Загальне число циклів роботи крана $C_T = 5,88 \times 10^5$ відповідає класу використання 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_δ .

Коефіцієнтом навантаження дорівнює :

$$\begin{aligned} K_p = & C_1 / C_0 \times [Q_1 / Q_{\text{ном}}]^3 + C_2 / C_0 \times [Q_2 / Q_{\text{ном}}]^3 + \\ & C_3 / C_0 [Q_3 / Q_{\text{ном}}]^3 = 0 / 140 \times [4 / 16]^3 + 35 / 140 \times \\ & \times [8 / 16]^3 + 70 / 140 \times [12 / 16]^3 + 35 / 140 \times [16 / 16]^3 = \\ & = 0.49 \end{aligned} \quad (1.36)$$

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

Q_1 - вантаж, що піднімається краном протягом доби з числом циклів $C_1 = 0$, $Q_1 = 4$ т;

Q_2 - вантаж, що піднімається краном протягом доби з числом циклів $C_2 = 35$, $Q_2 = 8$ т;

Q_3 - вантаж, що піднімається краном протягом доби з числом циклів $C_3 = 70$, $Q_3 = 12$ т;

Q_4 - вантаж, що піднімається краном протягом доби з числом циклів $C_4 = 35$, $Q_4 = 16$ т.

Обчислений коефіцієнт навантаження $K_p = 0.49$ відповідає класу навантаження Q_3 по таблиці 1.2 ISO 4301/1.

При класі використання U_6 і класі навантаження Q_3 група режиму роботи по ISO 4301/1 або ГОСТ 25546 - 82 приймається А7 (важкий режим роботи).

Висновок: Переведення крана з режиму роботи М8 на режим роботи М7 дозволяється так як фактичний режим роботи М7.

1.3 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Вприводі механізма підйома використовується електродвигун типу Д812У2, послідовного збудження котрий при режимі роботи М7 (відповідає ПВ=60%) має наступні характеристики : потужність $P_o = 47$ кВт, частота обертання двигуна $n = 560$ min^{-1} та момент інерції ротора $I_p = 7$ $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Розрахункова статична потужність дорівнює:

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot Q_{max} V_n}{\eta_3} = \frac{9,8 \cdot 16,32 \cdot 0,33}{0,9} = 58,7 \text{ кВт} \quad (1.39)$$

де $Q_{\max}$ — маса вантажу та гакової підвіски, $Q_{\max} = 16,32 \text{ т}$;

V_n — швидкість підйому вантажу, $V_n = 0,33 \text{ м/с}$;

η_3 — загальний ККД механізму підйому, визначається за наступною формулою:

$$\eta_3 = \eta_p \cdot \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_m^2 = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,9 \quad (1.40)$$

η_p — ккд редуктора, згідно рекомендацій ккд редуктора приймається $\eta_p = 0,96$;

η_n — ккд поліспаста, $\eta_n = 0,97$;

η_b — ккд барабана, згідно рекомендацій ккд барабана при використанні в барабані підшипників качення приймається рівним $\eta_b = 0,98$;

η_m — ккд муфти, згідно рекомендацій ккд пружної втулково-пальцевої муфти приймається рівним $0,99 - 0,995$ приймаємо ккд муфти рівним $\eta_m = 0,99$.

Розрахункова статична потужність двигуна більше ніж існуючого двигуна, але нормативних документів потужність двигуна можна приймати за наступною формулою:

$$P_o = (0,85 \dots 0,9) P_{CT} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 58,7 = 46,96 \dots 52,83 \text{ кВт} \quad (1.41)$$

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)

1.4 Розрахунок редуктора

В наслідок зміни швидкості підйому з $V_n=0,2\text{м/с}$ на швидкість підйому $V_n=0,33\text{м/с}$ треба змінювати редуктор який використовується в механізмі підйому.

Передаточне відношення механізму підйому з новою швидкістю підйому дорівнює:

$$U^1 = \frac{n_\delta}{n_\epsilon} = \frac{560}{36,47} = 15,35 \quad (1.42)$$

n_ϵ — частота обертання барабана, визначається за наступною формулою:

$$n_\epsilon = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,33 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,519} = 36,47 \text{ хв}^{-1} \quad (1.41)$$

V_n — швидкість підйому вантажа, $V_n=0,33\text{м/с}$;

i_n — кратність поліспаста, $i_n=3$;

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

Обираєм редуктор РМ-650 з наступними параметрами:

- потужність редуктора на швидкохідном валу, $P_p=63$ кВт,
- частота обертання швидкохідном вала редуктора, $n_\epsilon=1500$,
- передаточне число редуктора $U_p=15,75$
- режим роботи редуктора М7 по ІСО 4301/1 або 5М по ГОСТ 25835-83.

Фактична швидкість підйому дорівнює:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\phi}}{60 \cdot i_n} = \frac{3,14 \cdot 0,519 \cdot 35,6}{60 \cdot 3} = 0,322 \text{ м/с} \quad (1.44)$$

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

n_{ϕ} — фактична частота обертання барабана, визначається за наступною формулою:

$$n_{\phi} = \frac{n_d}{U_p} = \frac{560}{15,75} = 35,6 \text{ хв}^{-1} \quad (1.45)$$

n_d — частота обертання вала двигуна, $n_d = 560 \text{ хв}^{-1}$;

U_p — передаточне число редуктора, $U_p = 15,75$;

i_n — кратність поліспасти, $i_n = 3$.

Відхилення фактичної швидкості підйому від заданої швидкості підйому дорівнює:

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

де V_{ϕ} — фактичної швидкості підйому, $V_{\phi} = 0,322 \text{ м/с}$;

V — заданої швидкості підйому, $V = 0,33 \text{ м/с}$.

Редуктор вибрано правильно так як відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_{ϕ} від заданої швидкості підйому V не перевищує 5%.

1.5 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Внаслідок зміни кратності поліспасти та передаточного числа

редуктора збільшеться і необхідний гальмівний момент тому необхідно перерахувати гальма.

Гальма механізму підйому вантажа вибирають по необхідному гальмівному моменту. Так як кран є металургійний то згідно ПУБЭГК встановлюється 2 гальма з запасом $K_T=1,25$.

Гальмівному момент дорівнює:

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

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

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

η_z —загальний ККД механізму підйому, згідно рекомендацій

$\eta_z = 0,85 \dots 0,9$, приймаємо загальний ККД механізму підйому

$\eta_z = 0,9$;

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

1.7 Перевірка двигуна за часом пуску

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажа дорівнює:

$$T_{CT} = \frac{10^4(Q + G_{\Pi})D}{2 \cdot i_{\Pi} \cdot U_p \cdot \eta_3} = \frac{10^4(16 + 0,32) \cdot 0,519}{2 \cdot 3 \cdot 15,75 \cdot 0,9} = 995,4 \text{ Нм} \quad (1.51)$$

де Q -вантажопідйомність крана; $Q=16$ т;

G_{Π} - маса гакової підвіски, $G_{\Pi} = 0,32$ т;

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

i_n — кратність поліспасти, $i_n = 3$;

U_p — передаточне число $U_p = 15,75$;

η_3 — загальний ККД механізму підйому, $\eta_3 = 0,9$.

Час пуску при підніманні дорівнює:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} - T_{CT}} = \frac{20,5 \cdot 58,6}{1443,6 - 995,4} = 2,7 \text{ с} \quad (1.52)$$

де I_{3B} — зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні вантажа, визначається за наступною формулою:

$$I_{3B} = \delta(I_p + 2 \cdot I_M) + m \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_p^2 \cdot \eta_3} = 1,2 \cdot (7 + 2 \cdot 4,8) + \\ + 16320 \frac{0,519^2}{4 \cdot 3^2 \cdot 15,75^2 \cdot 0,9} = 20,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (1.53)$$

ω_{∂} — кутова швидкість двигуна, $\omega_{\partial} = 58,6 \text{ с}^{-1}$;

δ — коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас

деталей, крім вала двигуна, згідно рекомендацій [1]

коефіцієнт приймають рівним $\delta = 1,2$;

I_p — момент інерції ротора двигуна, $I_p = 7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

I_m — момент інерції гальмівної муфти, $I_m = 4,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

m — маса вантажа, що підіймається визначається за наступною формулою:

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

$Q_{\max}$ — маса вантажу та гакової підвіски, $Q_{\max} = 16,32 \text{ т}$;

D — діаметр барабана по осі каната, $D = 0,519 \text{ м}$;

i_n — кратність поліспасти, $i_n = 3$;

U_p — передаточне число $U_p = 15,75$;

T_n^{CP} — середньопусковий момент двигуна, визначається за наступною формулою:

$$T_n^{CP} = \psi \cdot T_H = 1,8 \cdot 802 = 1443,6 \text{ Нм} \quad (1.55)$$

де ψ — середня кратність пускового моменту двигуна, згідно рекомендацій [5] для двигунів які мають послідовне збудження приймають середня кратність пускового моменту двигуна рівною $\psi = 1,8 \dots 2,0$. Приймаємо середня кратність пускового моменту двигуна рівною $\psi = 1,8$;

T_H — номінальний момент двигуна, $T_H = 802 \text{ Нм}$;

T_{CT} — момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажа, $T_{CT} = 995,4$.

Час пуску задовільний так як умова розгону двигуна

$t_n \geq [t_n], (2,7 > 1\text{с})$ виконується (де $[t_n]$ -допустимий час пуску, згідно рекомендацій [1] допустимий час пуску дорівнює

$[t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$. Приймаємо допустимий час пуску рівним $[t_n] = 1 \text{ с}$)

1.7 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, $P_{CT} = 58,7 \text{ кВт}$;

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 $\gamma = 0,86$.

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

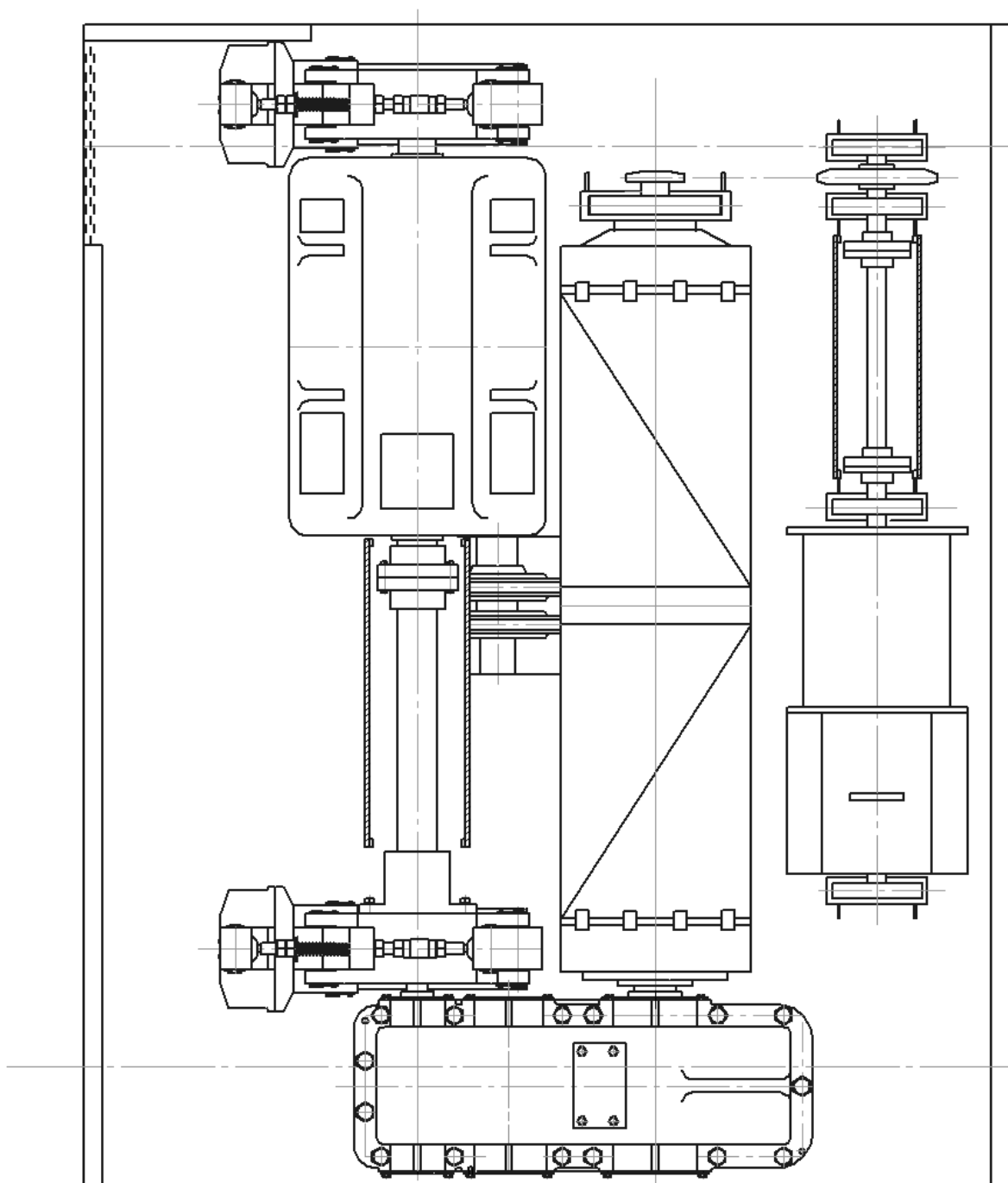


Рисунок 1.3 –Монтажна схема механізму підйому.

2 ОПТИМІЗАЦІЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

Пошук оптимального рішення металоконструкції в цілому не може зводитись до простого компонування оптимальних складових елементів, оскільки у складі конструкції вони можуть не відповідати її конструктивній доцільності.

Згідно з існуючим аналітичним підходом, оптимізації поперечних перерізів прогінних балок і раціональним використання матеріала полягає в наступному:

- досягнення певного моменту опору W_x , відповідного згинаючому моменту (забезпечення міцності);
- досягнення певного моменту інерції J_x , відповідного прогину, що допускається (забезпечення жорсткості).

У існуючому методі оптимізації як цільова функція використовують площу перерізу головної балки

$$F = 1,5 \left(\frac{W_x}{h} + \frac{W_y}{B} \right) = \frac{2W_x}{h} + \frac{4}{3} h \delta,$$

де h - висота стінки; B – ширина поясів; δ – товщина стінок;

W_x, W_y -моменти опору перерізу.

Тоді, вважаючи моменти опору та товщину стінки заданими величинами, знаходять:

- оптимальне значення висоти балки h_s , що забезпечує виконання умов міцності при мінімумі цільової функції

$$h_s = \sqrt{\frac{3W_x}{2\delta}};$$

- оптимальне значення висоти балки
- забезпечує виконання умов жорсткості (допустимий прогин)

$$h_f = \sqrt[3]{\frac{3J_x}{\delta}};$$

- оптимальне значення ширини та товщини поясів

$$B = \frac{3W_x}{5W_y} \sqrt{\frac{3W_x}{2\delta}} \text{ и } x = \frac{5W_x}{9W_y} \delta;$$

Недоліками даного методу оптимізації, поданого рішеннями, є:

- довільні оптимальні розміри окремих елементів (висоти стінки, ширини поясів, товщини поясів), які у складі конструкції пролітної балки можуть втрачати оптимальні значення своїх параметрів, отже, потрібне їх коригування;
- не враховується умова динамічної жорсткості;
- немає можливості знаходження оптимальних параметрів поперечного перерізу балки виходячи з вимог забезпечення опору втомленості для всіх кранів режимів роботи А6 ... А8.

Аналіз навантаженості металевих конструкцій мостових кранів різних прольотів і вантажопідйомностей показав, що умова опору втоми становиться визначальним для кранів режиму роботи А6...А8 (ІСО 4301).

Необхідний момент опору потенційно найбільш небезпечного з позиції виникнення втомного руйнування перерізу, відповідаючого для прогінних балок мостових кранів вузла з'єднання нижнього пояси з вертикальною стінкою в середині прольоту, що задовольняє умовам опору обмеженої довговічності, може бути визначено з наступної нерівності

$$W_{x\sigma_{rk}} \geq \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2\sigma_{-1K} (1 - 0,15R) \cdot \left[m \sqrt{\frac{\gamma_{dn} N_0}{\xi_e C_e}} \right]^{1/v}},$$

де $M_{\max}$, $M_{\min}$ - відповідно максимальний і мінімальний згинаючі моменти в середині прольоту, при розрахунку по першому гранично-му стану;

σ_{-1K} - межа витривалості розрахункової зони;

R – коефіцієнт асиметрії циклу;

m – показник ступеня втомної кривої;

γ_{dN} - коефіцієнт надійності за втомною характеристикою,

N_0 - базове число циклів,

C_e - число циклів крана за термін служби,

ξ_e - коефіцієнт циклічного навантаження;

n - розрахунковий коефіцієнт.

Умова знаходження оптимального значення висоти балки, виходячи із умов опору втоми, аналогічно визначенню оптимальної висоти h_{σ} , за умови забезпечення міцності, і має вигляд

$$h_{\sigma k} = \sqrt{\frac{3W_{xy}}{2\delta}}.$$

Таким чином, для знаходження оптимальних значень висоти балки, виходячи з умов міцності, жорсткості та опору втоми, слід дослідити модель

$$h = \max \{h_{\sigma}, h_f, h_{\sigma k}\}$$

У процесі роботи мостового крана пролітні балки піддаються статичного та динамічного навантажень. Елементи металевих конструкцій, залежно від їх розташування та конструктивного виконання, сприймають це навантаження нерівномірно. Так, якщо стінки пролітної балки, розташовані симетрично щодо її поздовжньої осі, навантажені однаково, то верхній і нижній пояси працюють порізно.

Верхній пояс пролітної балки в процесі експлуатації мостового крана відчуває додаткову напругу внаслідок місцевого тиску ходового колеса вантажного візка.

Коли ж мостовий кран експлуатується у важкому і дуже важколом режимах, то при виконанні розрахунку необхідно враховувати опір втоми, орієнтуючись не так на межу міцності, а на межу витривалості матеріалу.

Так як при розтягуванні межа витривалості нижче, ніж при стисненні до нижнього пояса пролітної балки пред'являються інші вимоги, ніж до верхнього пояса. Тому для підвищення технологічності ме-

талічних конструкцій мостових кранів слід проектувати пролітні балки із поясами різної товщини (рис.).

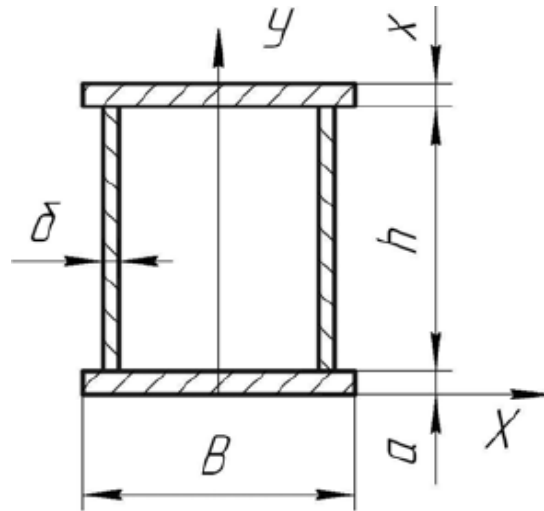


Рисунок.2.1. Поперечний переріз прогінної балки з поясами різної товщини

Існуюча аналітична методика визначення оптимальних параметрів поперечного перерізу в даному випадку стає аналітично-ски нереалізованою, оскільки не представляється можливим у явному вигляді встановити залежність площі від моментів опору. Це пояснюється

Підйомно-транспортні машини та обладнання

зміщенням центру тяжкості поперечного перерізу у бік товстішого пояса та збільшенням кількості невідомих у розрахункових формулах визначення моментів інерції та опору перерізу. Визначення параметрів оптимізації стає можливим шляхом послідовної ітерації при складанні відповідної програми обчислення. Алгоритм визначення раціональних параметрів поперечного перерізу є наступною послідовністю операцій.

Спочатку вводяться необхідні характеристики мостового крана: вантажопідйомність, проліт, режим роботи і т. д. Виходячи з цього, визначаються додаткові параметри: коефіцієнти поштовхів, динамічності тощо.

Далі розраховуються навантаження, що діють на металеву конструкцію. Після визначення навантажень вводяться обмеження, виконання яких необхідне для забезпечення необхідної міцності, жорсткості, що враховують технологію виготовлення пролітних балок. Потім

запускається програмний модуль обчислення оптимальних масогабаритних показників. Особливістю даного алгоритму є те, що в його введено додатковий параметр – товщина верхнього пояса, зважаючи наявності в ньому додаткових напруг, а також те, що розрахунок оптимальних параметрів поперечного перерізу пролітної балки спільно для всіх елементів (висота та товщина стінки, ширина поясів, товщина верхнього пояса (товщина нижнього пояса)). Далі розраховуються навантаження, що діють на металеву конструкцію. Після визначення навантажень вводяться обмеження, виконання яких необхідне для забезпечення необхідної міцності, жорсткості, що враховують технологію виготовлення пролітних балок.

2.1 Розрахунок прольотной балки

2.1.1 Обґрунтування розмірів балки

Внаслідок зміни швидкості підйому зміниться і динамічне навантаження від дії візка на прольотну балку крана. Так як розрахунки при покупці крана небули предоставленні необхідно поновити їх та перевірити металоконструкцію на придатність новим умовам. Одночасно доцільно буде зробити висновок про проведення оптимізації несучої металоконструкції.

Висота прольотной балки крана складає $H = 2$ м. З умови вибору оптимального перетину вона повинна відповідати рекомендації:

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

де L — проліт крана, $L=30$ м.

Ширина верхнього та нижнього горизонтальних листів прольотної балки крана складає $B=0,8$ м. Вона задовільняє рекомендації згідно яких ширина верхнього та нижнього горизонтальних листів приймається за наступною умовою:

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

Також ширина верхнього та нижнього горизонтальних листів задовільняє рекомендації згідно яких ширина повина задовольняти наступну умову:

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

Товщина пояса прольотної кранової балки складає $\delta_n = 14$ мм. Вона задовільняє рекомендації згідно яких товщину пояса приймають за наступною умовою:

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

де

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

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

Товщина стінки прольотної кранової балки складає $\delta_c = 8$ мм.

Вона задовіляє рекомендаціям згідно яких товщину стінки приймають за наступною умовою:

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

Висота балки складає $H_{on}=1,234\text{м}$. Вона задовіляє рекомендації згідно яких висота балки у опори приймається за наступною формулою:

$$H_{on} = (0,5 \dots 0,7) \cdot H = (0,5 \dots 0,7) \cdot 2 = 1 \dots 1,4 \text{ м} \quad (2.8)$$

Довжина скося складає $L_c=3\text{м}$. Що приймається за наступною формулою:

$$L_c = (0,1 \dots 0,2) \cdot L = (0,1 \dots 0,2) \cdot 30 = 3 \dots 6 \text{ м} \quad (2.9)$$

Встановлення поперечно довгих діафрагми та поперечно коротких діафрагм обумовлено тим, що співвідношення висоти стінки до товщини стінки дорівнює:

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

де h_c — висота стінки , визначається за наступною формулою:

$$h_c = H - 2 \cdot \delta_n = 2000 - 2 \cdot 14 = 1972 \text{ мм} \quad (2.11)$$

Так як співвідношення висоти стінки до товщини стінки дорівнює $\frac{h_c}{\delta_c} =$, що є більше $\frac{h_c}{\delta_c} \geq 160$, то необхідно встановлювати поперечні довгі діафрагми та поперечні короткі діафрагми.

Крок встановлення довгих діафрагм складає $a=2400$ мм. Він задовільняє рекомендаціям згідно яких довгі діафрагми встановлюються з кроком який приймається з наступного проміжку:

$$a=1,0 \dots 1,5 \cdot h_c = 1,0 \dots 1,5 \times 1972 = 1972 \dots 2958 \text{ мм} \quad (2.12)$$

Висота коротких діафрагм складає $h_1 = 0,5$ м. Вона вибирається згідно вимог в наступних межах:

$$h_1 = (0,25 \dots 0,33) \cdot H = (0,25 \dots 0,33) \cdot 2 = 0,5 \dots 0,66 \text{ м} \quad (2.13)$$

Крок встановлення коротких діафрагм складає $l=800$ мм. Він задовільняє рекомендаціям, згідно яких максимальний крок встановлення коротких діафрагм визначається за наступною умовою міцності рейки:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W_x} \leq [\sigma_p] \quad (2.14)$$

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

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

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

l — відстань між діафрагмами;

$W_x^{\min}$ — мінімальний момент опору перерізу рейки,

$W_x^{\min} = 150 \text{ см}^3$;

$[\sigma_p]$ — допустиме напруження розтягу в подошві рейки,

$[\sigma_p] = 230 \text{ МПа}$.

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

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

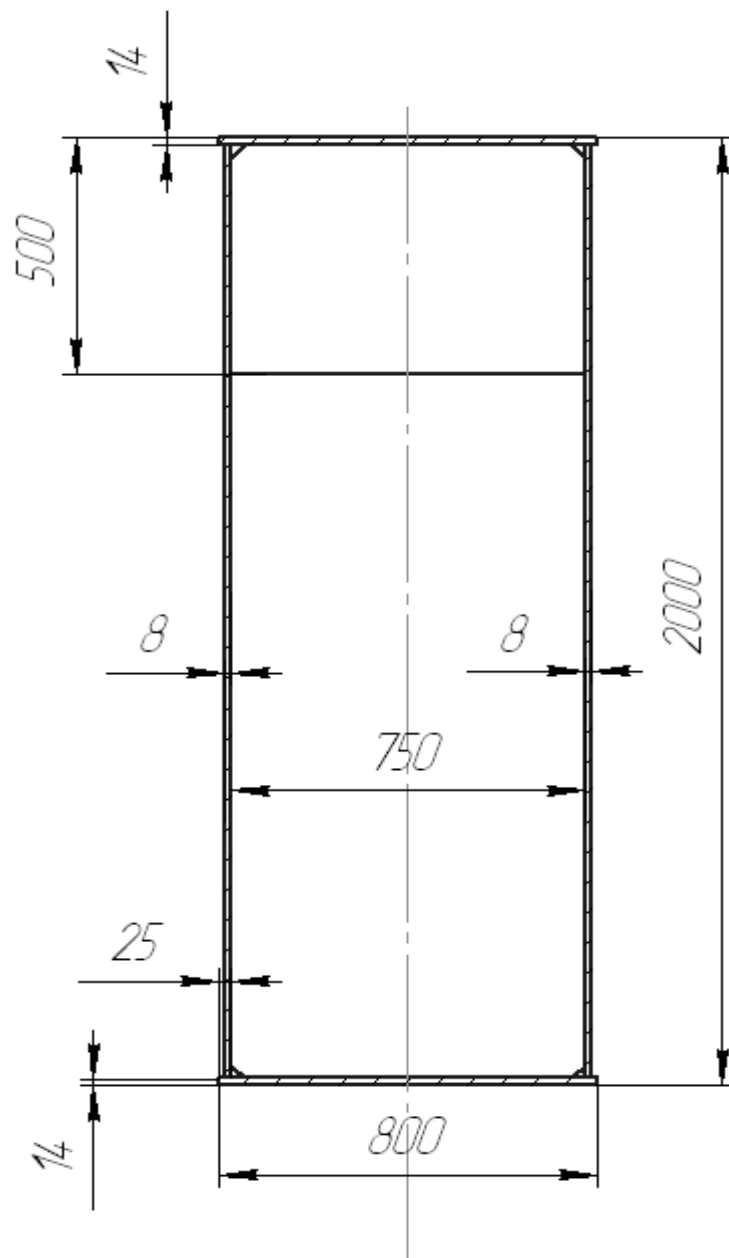


Рисунок 2.2 - Переріз головної балки крана

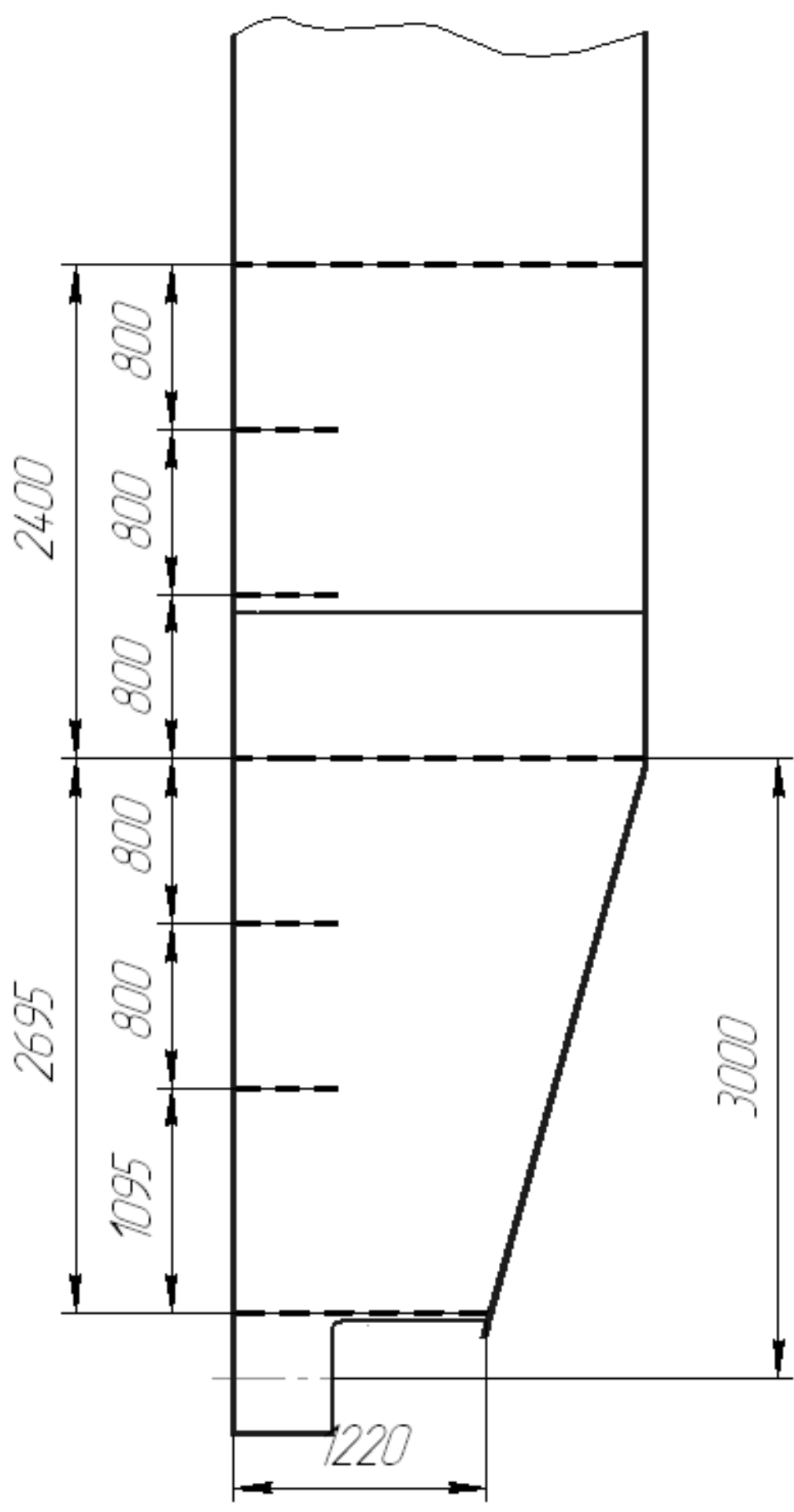


Рисунок 2.2 – Балка мостового крана

2.1.2 Розрахункові навантаження та їх сумісна дія

Перевірку міцності металоконструкції проведемо по методу граничних станів при дії максимальних навантажень, тобто при II випадку навантажень. II випадок навантажень характеризується максимальними навантаженнями робочого стану, що виникають при роботі в найважчих умовах експлуатації, можливе перевантаження, різкі розгони і гальмування, поганий стан підкранових колій, максимальні атмосферні навантаження.

Внаслідок того що змінилась швидкість підйому, а інші механізми залишились не зміними, перевірку проводимо по комбінації навантажень «а». Комбінації навантажень «а» розглядається у випадку коли: проводиться прискорений підйом або гальмування при опусканні вантажу в найбільш не вигідному для балки положенні візка. Всі інші механізми крана не працюють.

Розрахункові навантаження для випадку IIa наведені у таблиці 2.1

Таблиця 2.1

Випадок навантажень	II
Поєднання навантажень	IIa
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 динамічності для II випадку навантажень.	

Коефіцієнт перевантажень наведені у таблиці 2.2

Таблиця 2.2

Навантаження	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

Згідно нормативам, коефіцієнт динамічності визначаємо при розгляді одномасової розрахункової схеми.

Динамічний коефіцієнт при II випадку навантажень, визначається за наступною формулою:

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

де ξ —поправочний коефіцієнт, $\xi=1,5$;

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

m_{Γ} —маса вантажу, $m_{\Gamma}=16000$ кг;

m_M —приведена к точки підвіса вантажу маса

металіоконструкції крана та вантажного візка, визначається за наступною формулою:

$$m_m = (0,5M_M + m_T) = (0,5 \cdot 20000 + 8000) = 18000 \text{ кг} \quad (2.18)$$

M_M — маса металіоконструкції, $M_M = 20000 \text{ кг}$;

m_T — маса вантажного візка, $m_T = 8000 \text{ кг}$;

λ_{CT} — переміщення точки підвісу вантажу внаслідок статичного подовжиння вантажних канатів від ваги вантажу, визначається за наступною формулою:

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

G — сила ваги вантажа, $G = 156800 \text{ Н}$;

l_k — довжина каната, $l_k = 16 \text{ м}$;

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

E_k — модуль пружності каната, $E_k = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

F_k — площа поперечного перерізу каната, $F_k = 0,00011758 \text{ м}^2$;

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

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

L — проліт крана, $L = 30 \text{ м}$;

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

J — момент інерції балки, визначається за наступною формулою:

$$J = J_x + J_y = 0,0323 + 0,0062 = 0,0385 \text{ м}^4 \quad (2.21)$$

J_x —момент інерції балки відносно вісі Х-Х, визначається за наступною формулою:

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

I_3, I_4 — момент інерції стенок балки, визначається за наступною формулою:

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

F_1, F_2 — площа верхнього та нижнього пояса відповідно, визначається за наступною формулою:

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

H — висоту балки крана, $H = 2$ м;

J_y —момент інерції балки відносно вісі У-У, визначається за наступною формулою:

$$J_y = I_3 + I_4 + F_1 \left(\frac{B_\kappa - \delta_{c1\kappa}}{2} \right)^2 + F_2 \left(\frac{B_\kappa - \delta_{c2\kappa}}{2} \right)^2 = 0,0006 + 0,0006 + 0,016 \left(\frac{0,8 - 0,008}{2} \right)^2 + 0,016 \left(\frac{0,8 - 0,008}{2} \right)^2 = 0,0062 \text{ м}^4 \quad (2.25)$$

I_3, I_4 — момент інерції поясів балки, визначається за наступною формулою:

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

F_1, F_2 — площа верхнього та нижньої стінки кінцевої балки відповідно, визначається за наступною формулою:

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

C_M — коефіцієнт жорсткості металоконструкції, визначається за наступною формулою:

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

2.1.3 Визначення навантажень діючих на балку

Сила ваги розподіленого привода пересування крана дорівнює:

$$P_1 = P_3 = m \cdot g \cdot n_4 = 962,2 \cdot 9,8 \cdot 1,2 = 11315 \text{ Н} = 11,315 \text{ кН} \quad (2.29)$$

де m — маса розподіленого привода пересування крана, визначається за наступною формулою:

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

$m_{\text{д}}$ — маса двигуна для пересування крана, $m_{\text{д}} = 540$ кг;

$m_{\text{м1}}$ — маса зубчатої муфти для з'єднання вала двигуна з валом редуктора, $m_{\text{м1}} = 6,3$ кг;

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

m_m — маса гальма механізму пересування крана, $m_m=37$ кг;

m_p — маса редуктора механізму пересування крана,
 $m_p=345$ кг;

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

Встановлен розподілений привода пересування крана на
відстані від опори А та Б відповідно рівної $l_1 = l_3 = 2,7$ м (див
рис 2.3).

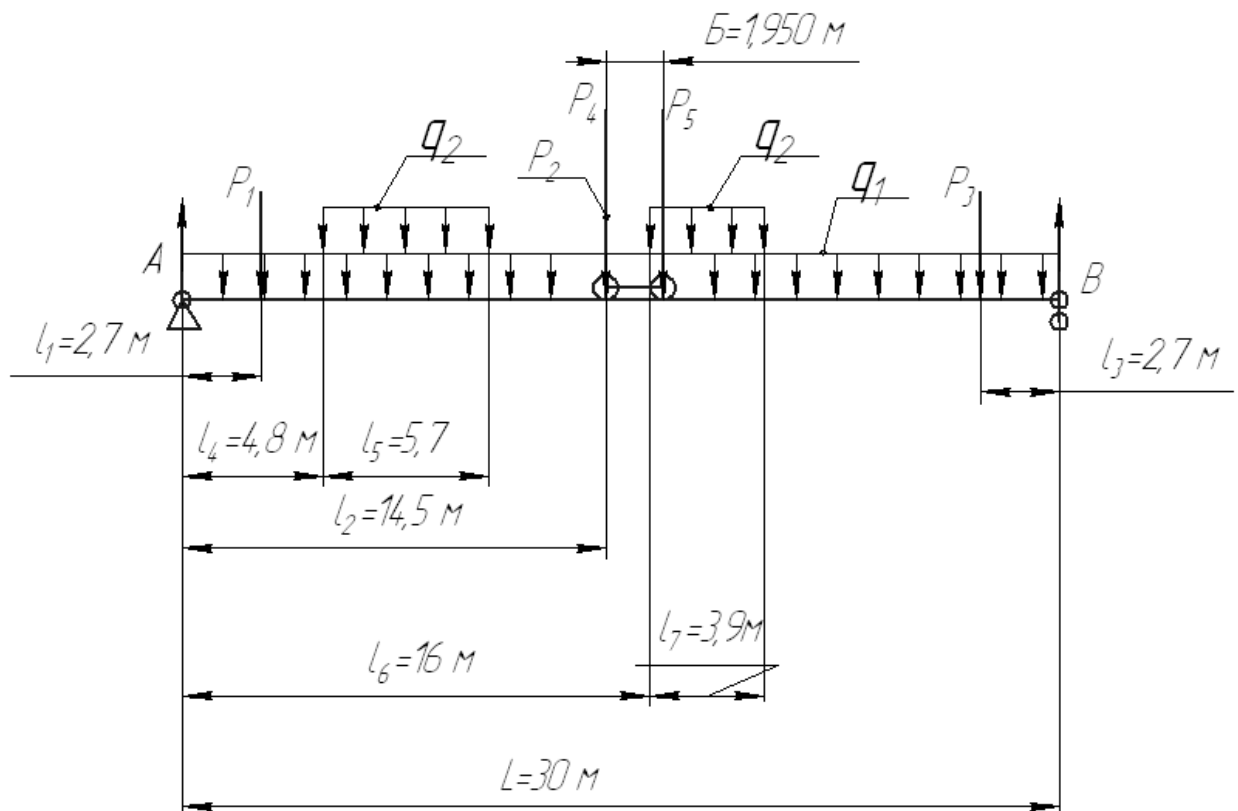


Рисунок 2.4 - Розрахункова схема навантаження головної
балки крана.

Сила ваги кабіни керування краном дорівнює:

$$P'_2 = m_k \cdot g \cdot n_4 = 1800 \cdot 9,8 \cdot 1,2 = 21168H = 21,2кН \quad (2.31)$$

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

Дія сили ваги керування краном на 1 балку дорівнює:

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

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

Розподілена вага балки дорівнює:

$$q_1 = \frac{G_{\bar{o}}}{L} \cdot n_1 = \frac{100}{30} \cdot 1,05 = 3,5 \frac{кН}{м} \quad (2.33)$$

де $G_{\bar{o}}$ — вага балки, згідно рекомендацій [2] визначаємо по графіку, $G_{\bar{o}} = 100кН$;

L — проліт крана, $L = 30м$.

Розподілену вагу електрообладнання приймаємо за аналогом

$$q_2' = 4,2 \frac{кН}{м}$$

Тоді розрахункова розподілена вага дорівнює:

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

Встановлені електрошафи приймаємо за аналогом на відстані від опори А рівній $l_4 = 4,8\text{м}$ та $l_6 = 16\text{м}$. Довжину електрошафу приймаємо за аналогом $l_5 = 5,7\text{м}$ та $l_7 = 3,9\text{м}$.

Оскільки тиск колес візка відомий, визначимо дію від вантажу та ваги візка (див. рис. 2.4) .

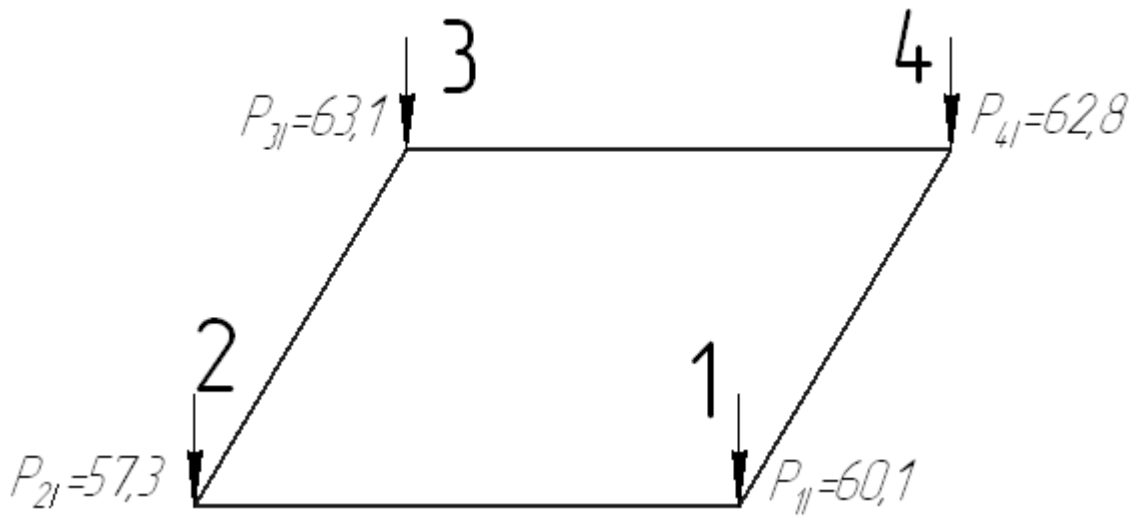


Рисунок 2.5 - Навантаження на колеса візка.

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

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

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

Q —вантажопідйомність крана, $Q = 16\text{т}$;

G_B —вага візка, $G_B=8\text{т}$.

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

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

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

Навантаження від ваги візка на опору 3 дорівнює:

$$P_4' = k_3 \cdot G_B \cdot g = 0,268 \cdot 8 \cdot 9,8 = 21\text{кН} \quad (2.37)$$

Навантаження від ваги візка на опору 4 дорівнює:

$$P_5' = k_4 \cdot G_B \cdot g = 0,267 \cdot 8 \cdot 9,8 = 20,9\text{кН} \quad (2.38)$$

Навантаження від ваги вантажу на опору 3 дорівнює:

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

Навантаження від ваги вантажу на опору 3 дорівнює:

$$P_5'' = k_4 \cdot G_B \cdot g = 0,267 \cdot 8 \cdot 9,8 = 41,8\text{кН} \quad (2.40)$$

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

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

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

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

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 наступною формулою:

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

де L — проліт крана, $L = 30 \text{ м}$;

X_R — відстань від критичним навантаження до рівнодійної сили тиску візка, $X_R = 0,955$ (див. рис.2.5).

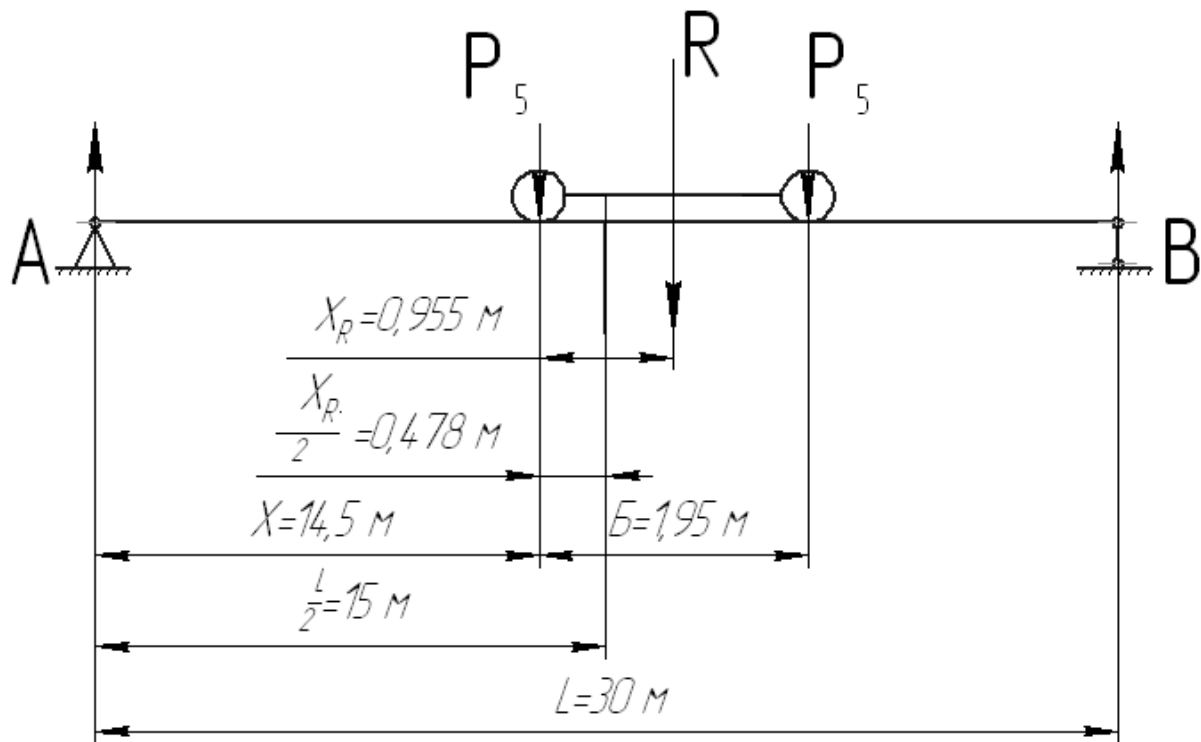


Рисунок 2.6 - Схема для визначення критичного перерізу балки

2.1.5 Визначення максимального згинаючого моменту

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

Згинаючий момент дорівнює:

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

де P_1, P_3 — сила ваги розподіленого привода пересування крана,

$$P_1 = P_3 = 11,315 \text{ кН};$$

y_{a1} — плечо сили ваги розподіленого привода пересування

крана, знаходимо з рис.2.6, $y_{a1}=1,395\text{м}$;

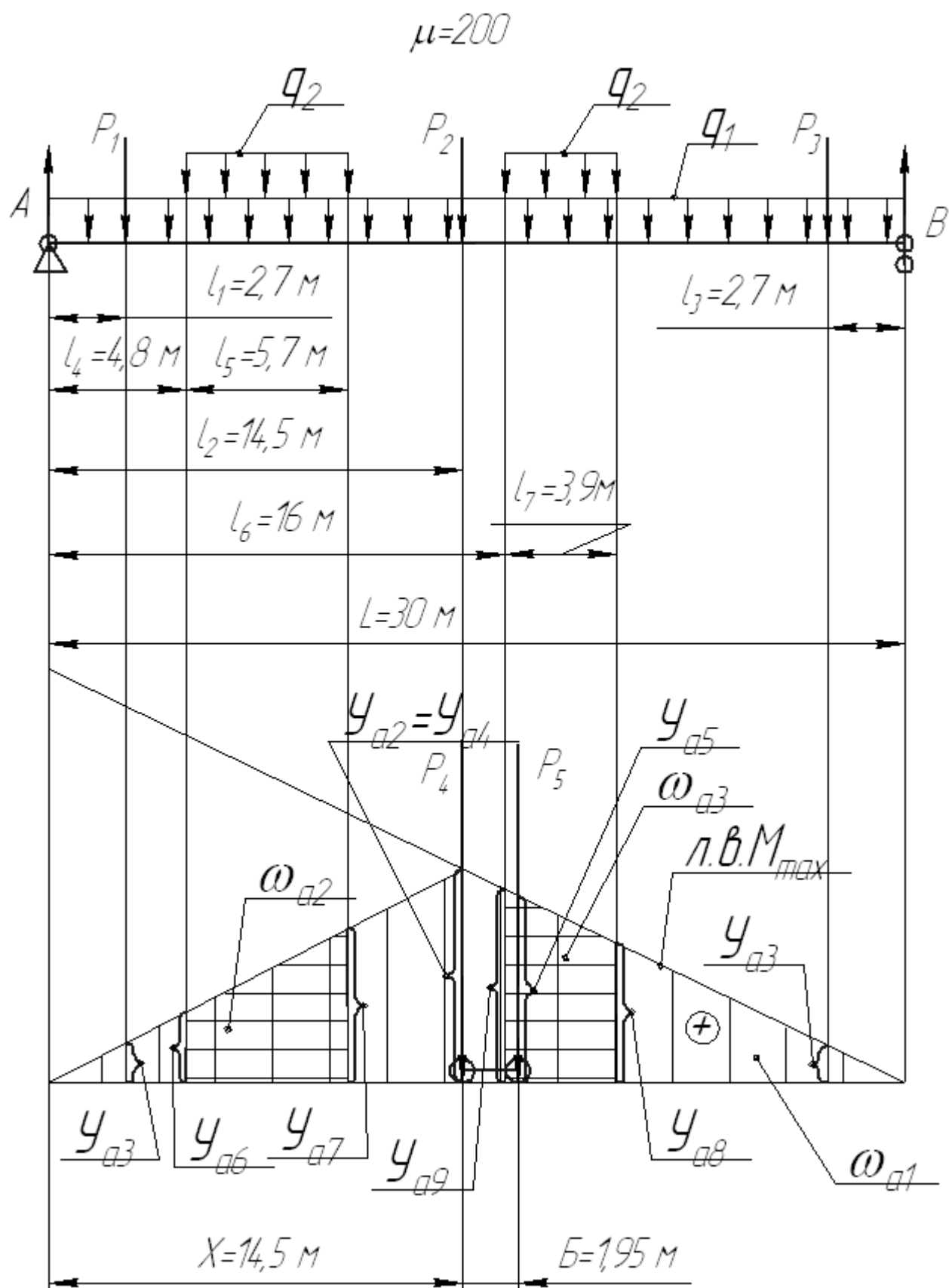


Рисунок 2.7 - Лінії впливу для балки.

P_2 — сила ваги кабіни керування краном, $P_2=10,6\text{ кН}$;

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

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

P_4 —вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_4=114\text{ кН}$;

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

P_5 —вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_5=113,5\text{ кН}$;

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

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

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

L — проліт крана, $L=30\text{ м}$;

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

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

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

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

y_{a6} — верхня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з

рис.2.6 $y_{a6}=2,48\text{м};$

y_{a7} — нижня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з

рис.2.6, $y_{a7}=5,425\text{м};$

l_5 —довжина електрошаф, $l_5 = 5,7\text{м};$

q_2 — розподілена вага електрошаф, $q_2 = 5 \frac{\kappa\text{H}}{\text{м}};$

ω_{a3} —площа яка характеризує вплив розподіленої ваги електрошаф q_2 , визначається за наступною формулою:

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

y_{a8} — верхня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з рис
 $y_{a8}=4,882\text{м};$

y_{a9} — нижня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з
рис.2.6 $y_{a9}=6,767\text{м};$

l_7 —довжина електрошаф, $l_7 = 3,9\text{м}.$

2.1.6 Визначення максимальної перерізуючої сили

Максимальну перерізуючу силу визначаємо через рівняння моментів. Максимальна перерізуюча сила виникає коли візок знаходиться біля опори А(див. рис.2.7), так як критична сила знаходиться зліва від рівнодійної сили. Складаємо рівняння моментів відносно опори В.

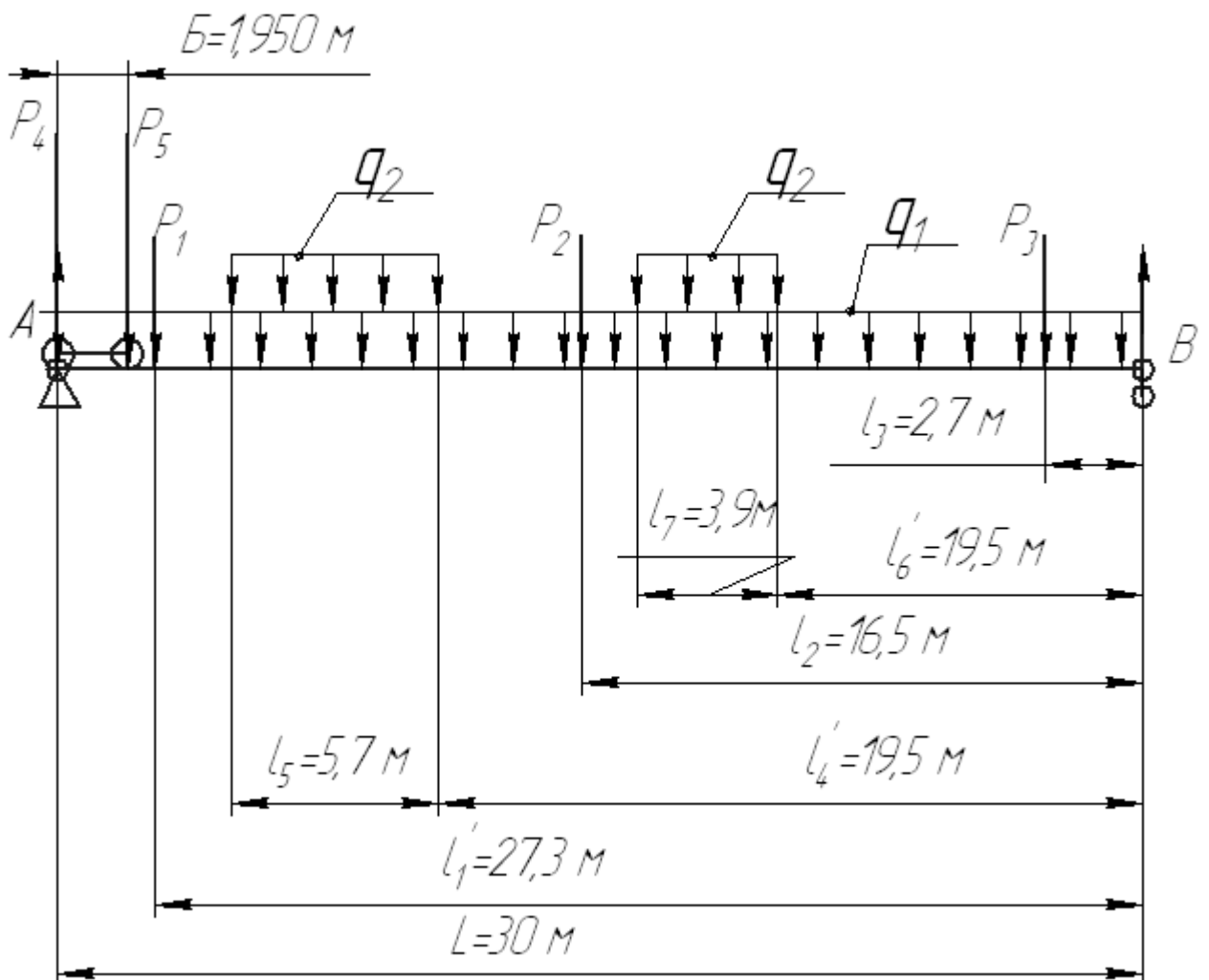


Рисунок 2.8 - Розрахункова схема визначення перерізуючої сили.

Максимальна перерізуєча сила дорівнює:

$$Q = \frac{P_1 \cdot l'_1 + P_2 \cdot l'_2 + P_3 \cdot l'_3 + P_4 \cdot L + P_5 \cdot (L - B) + \frac{q_1 \cdot L^2}{2} + q_2 \cdot l_5 \cdot \left(\frac{l_5}{2} + l'_4 \right) + q_2 \cdot l_7 \cdot \left(\frac{l_7}{2} + l'_6 \right)}{L} = \frac{11,315 \cdot 27,3 +}{30} \quad (2.48)$$

$$\frac{+10,6 \cdot 16,5 + 11,3152,7 + 114 \cdot 30 + 113,5 \cdot (30 - 1,95) + \frac{3,5 \cdot 30^2}{2} +}{30} + \frac{+5 \cdot 5,7 \cdot \left(\frac{5,7}{2} \cdot +19,5\right) + 5 \cdot 3,9 \cdot \left(\frac{3,9}{2} + 10,1\right)}{30} = 318,9 \text{ кН}$$

де P_1, P_3 — сила ваги розподіленого привода пересування крана,

$$P_1 = P_3 = 11,315 \text{ кН};$$

l_1 — плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана (див. рис.2.7), $l_1 = 27,3 \text{ м}$;

P_2 — сила ваги кабіни керування краном, $P_2 = 10,6 \text{ кН}$;

l_2 — плечо сили ваги кабіни керування краном, $l_2 = 16,5 \text{ м}$;

l_3 — плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, $l_3 = 2,7 \text{ м}$;

P_4 — вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_4 = 114 \text{ кН}$;

L — проліт крана, $L = 30 \text{ м}$;

B — база візка, $B = 1,95 \text{ м}$;

P_5 — вертикальний тиск колеса вантажного візка,

$$P_5 = 113,5 \text{ кН};$$

q_1 — поздовжня вага балки, $q_1 = 3,5 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$;

q_2 — поздовжня вага електрошаф, $q_2 = 5 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$;

l_5 — довжина електрошаф, $l_5 = 5,7 \text{ м}$;

l_4 — плечо сили ваги електрошаф, $l_4 = 19,5 \text{ м}$;

l_7 — довжина електрошаф, $l_7 = 3,9 \text{ м}$;

l_6 — плечо сили ваги електрошаф, $l_6 = 10,1 \text{ м}$.

2.1.7 Визначення геометричних параметрів перетину балки

Момент опору балки дорівнює:

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

де I_{xx} — момент інерції балки відносно осі X-X, $I_{xx} = 0,0323 \text{ м}^4$

(див. п2.1.2);

H — висоту балки крана, $H = 2 \text{ м}$.

2.1.8 Перевірка міцності головної балки

Умова міцності при розрахунку по граничному стану дорівнює:

$$\sigma_p = \frac{M_{max}}{W_{xx} \cdot 10^6} \leq m_k R \quad (2.50)$$

де M_{max} — максимальний згинаючий момент, $M_{max} = 2326,7 \text{ кН} \cdot \text{м}$;

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

m_k — коефіцієнт умов праці, визначається за наступною формулою:

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

m_1 — коефіцієнт який враховує відповідальність елемента.

Для листових елементів приймаємо коефіцієнт рівним $m_1 = 0,85$;

m_2 — коефіцієнт який враховує можливі відхилення дійсних розмірів від розрахункових, згідно рекомендацій приймаємо коефіцієнт рівним $m_2=0,95$;

m_3 — коефіцієнт який враховує не досконалість розрахунків, згідно рекомендацій для просторових систем приймаємо коефіцієнт рівним $m_3=1,1$;

R —розрахунковий опір, згідно рекомендацій для сталі ВСт3сп5 розрахунковий опір дорівнює $R=240$.

Розрахункові напруження дорівнюють:

$$\sigma_p = \frac{M_{max}}{W_{xx} \cdot 10^6} = \frac{2326,7 \cdot 10^3}{0,0323 \cdot 10^6} = 72 \text{ МПа} \quad (2.52)$$

Розрахунковий опір дорівнює:

$$m_k R = 0,89 \cdot 240 = 213,6 \text{ МПа} \quad (2.53)$$

Висновок : так як розрахункове напруження σ_p менше розрахункового опору $m_k R$ ($72 < 213,6 \text{ МПа}$) то габаритні розміри балки вибрані з умов оптимізації перерізу задовільняють умовам міцності.

2.1.9 Перевірка міцності головної балки в опорному перетині головної балки

Умова міцності при розрахунку по граничному стану дорівнює:

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

де β — коефіцієнт який враховує форму шва, згідно рекомендацій [2] при ручному зварюванні приймаємо коефіцієнт рівним $\beta = 0,7$;

k — катет зварного шва, $k = 8 \text{ мм}$;

l — довжина зварного шва, $l = 0,7 \text{ м}$ (див. рис. 2.8);

m_k — коефіцієнт умов праці, $m_k = 0,89$;

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

$$R_{св} = 0,6 \cdot R_p \cdot 0,9 = 0,6 \cdot 240 \cdot 0,9 = 129,6 \text{ МПа} \quad (2.55)$$

R_p — розрахунковий опір, згідно рекомендацій [2] для сталі ВСт3сп5 розрахунковий опір дорівнює $R_p = 240$;

0,9 — враховує, що зварний шов монтажний.

Розрахункові напруження дорівнюють:

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

Розрахунковий опір дорівнює:

$$m_k R_{св} = 0,89 \cdot 129,6 = 115,34 \text{ МПа} \quad (2.57)$$

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

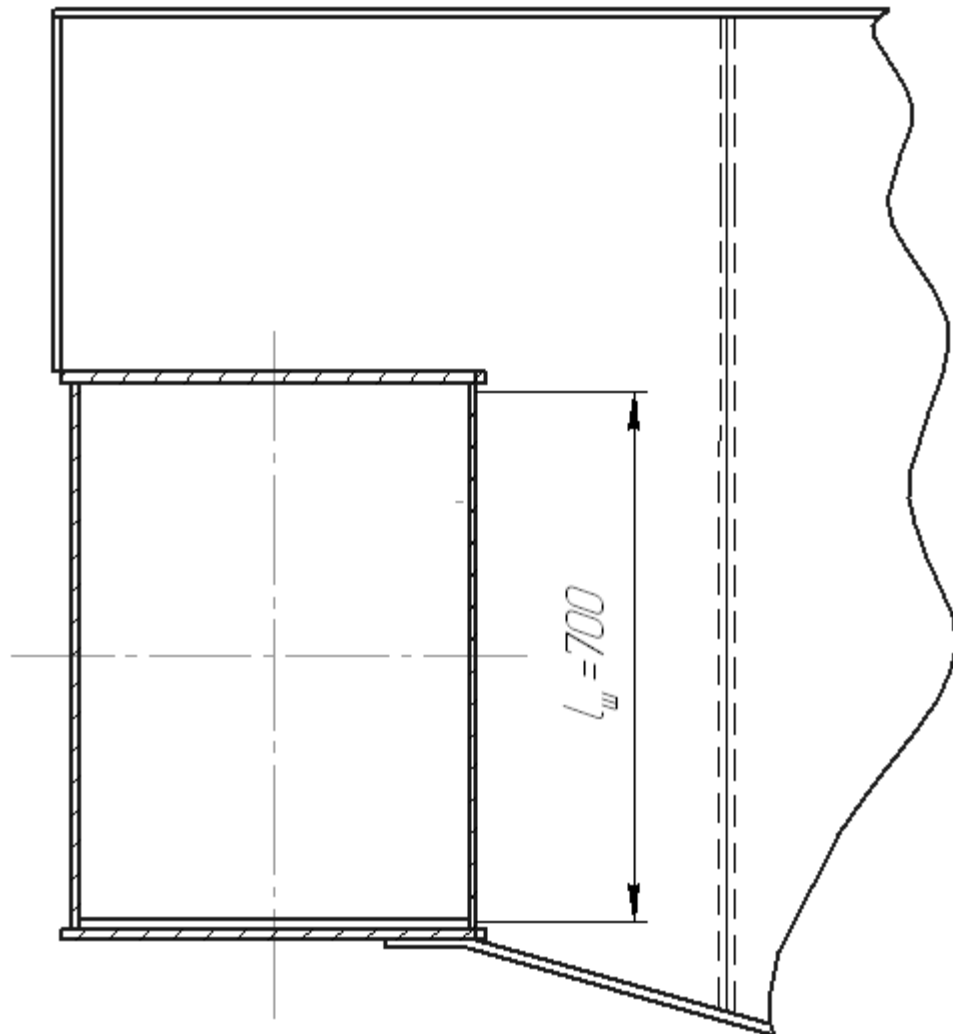


Рисунок 2.9 - З'єднання головної балки з кінцевою

2.1.10 Перевірка місцевої стійкості стінок балки

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

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

де δ — товщина стінки балки, $\delta = 8 \text{ мм}$;

H — висота балки, $H = 2000 \text{ мм}$;

Умова стійкості балки за граничним станом $\sigma_{кр} \geq \sigma_p$

($119,4 > 72 \text{ МПа}$) виконується.

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

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

$$\times 10^4 = 56,8 \text{ МПа}$$

де a — більша сторона пластини, для відсіку I як відстань між діафрагмами (див. рис.2.10), $a = 2400 \text{ мм}$;

b — менша сторона пластини, $b = 1315 \text{ мм}$.

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

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

$$10^4 = 31 \text{ МПа}$$

Розрахункові напруження для відсіку I дорівнюють:

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

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

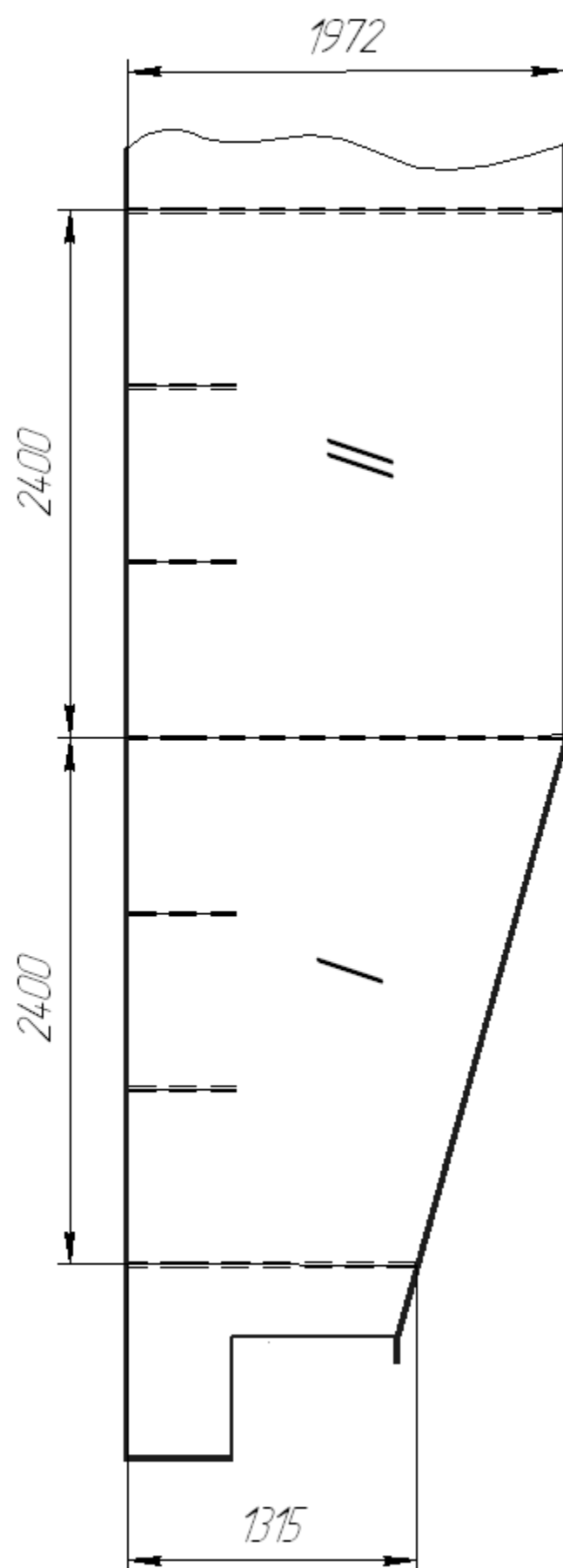


Рисунок 29 – Схема для визначення стійкості стінок

Розрахункові напруження для відсіку II дорівнюють:

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

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

2.1.11 Перевірка жорсткості балки

Згідно рекомендацій, для II випадку навантаження балки перевірка по розвитку надмірних деформацій або коливань проводиться при коефіцієнтах перевантаження рівних одиниці.

Тому необхідно перерахувати максимальний згинаючий момент.

Максимальний згинаючий момент дорівнює:

$$\begin{aligned} M'_{max} = & P'_1 \cdot y_{a1} + P'_2 \cdot y_{a2} + P'_3 \cdot y_{a3} + P'_4 \cdot y_{a4} + P'_5 \cdot y_{a5} + \omega_{a1} \cdot q'_1 + \\ & + \omega_{a2} \cdot q'_2 + \omega_{a3} \cdot q'_2 = 9,4 \cdot 1,395 + 8,8 \cdot 7,492 + 9,4 \cdot 1,305 + \\ & + 80,2 \cdot 7,492 + 79,8 \cdot 6,549 + 112,38 \cdot 3,3 + 22,5 \cdot 4,2 + \\ & + 22,7 \cdot 4,2 = 1775,5 \text{ кН} \cdot \text{м} \end{aligned} \quad (2.63)$$

де P'_1, P'_3 — сила ваги розподіленого привода пересування крана, при коефіцієнті перевантаження рівним одиниці дорівнює:

$$P'_1 = P'_3 = m \cdot g = 962,2 \cdot 9,8 = 9429,6 \text{ Н} = 9,4 \text{ кН} \quad (2.64)$$

m — маса розподіленого привода пересування крана,

$$m = 962,2 \text{ кг}$$

y_{a1} —плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис 2.6, $y_{a1} = 1,395 \text{ м}$;

P'_2 — сила ваги кабіни керування краном, при коефіцієнті перевантаження рівним одиниці дорівнює:

$$P'_2 = \frac{m_k \cdot g}{2} = \frac{1800 \cdot 9,8}{2} = 8820 \text{ Н} = 8,8 \text{ кН} \quad (2.65)$$

m_k — маса кабіни, $m_k = 1800 \text{ кг}$;

y_{a2} —плечо сили ваги кабіни керування краном, знаходимо з рис 2.6, $y_{a2} = 7,492 \text{ м}$;

y_{a3} —плечо сили ваги розподіленого привода пересування крана, знаходимо з рис 2.6, $y_{a3} = 1,305 \text{ м}$;

P_4''' —вертикальний тиск колеса вантажного візка, при коефіцієнті перевантаження рівним одиниці дорівнює:

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

P_4' —навантаження на колесо від ваги візка, $P_4' = 21 \text{ кН}$;

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

P_4'' — навантаження на колесо від ваги вантажу, $P_4'' = 42 \text{ кН}$;

y_{a4} —плече сили розподіленої ваги привода пересування крана, знаходимо з рис 2.6, $y_{a4} = 7,492 \text{ м}$;

P_5''' — вертикальний тиск колеса вантажного візка, при коефіцієнті перевантаження рівним одиниці дорівнює:

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

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

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

y_{a5} —плече сили розподіленої ваги привода пересування крана, знаходимо з рис.2.6, $y_{a5} = 6,549 \text{ м}$;

ω_{a1} —площа яка характеризує вплив розподіленої ваги балки q_1' , визначається за наступною формулою:

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

L — проліт крана, $L = 30 \text{ м}$;

$y_{\max}$ — максимальне плече на рис.2.6, $y_{\max} = 7,492 \text{ м}$;

q_1' — поздовжня вага балки, q_1' при коефіцієнті перевантаження рівним одиниці дорівнює:

$$q_1' = \frac{G_6}{L} = \frac{100}{30} = 3,3 \frac{\text{кН}}{\text{м}} \quad (2.69)$$

G_6 — вага балки, $G_6 = 100 \text{ кН}$;

ω_{a2} —площа яка характеризує вплив поздовжня ваги

електрошаф q_2' , визначається за наступною формулою:

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

y_{a6} — верхня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з рис.2.6 $y_{a6} = 2,48 \text{ м}$

y_{a7} — нижня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з рис 2.6, $y_{a7} = 5,425 \text{ м}$

l_5 —довжина електрошаф, $l_5 = 5,7м$

q_2' — поздовжня вага електрошаф, коефіцієнти

перевантаження рівним одиниці дорівнює $q_2' = 4,2 \frac{кН}{м}$;

ω_{a3} —площа яка характеризує вплив поздовжня ваги електрошаф q_2' , визначається за наступною формулою:

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

де y_{a8} — верхня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з рис 2.6 $y_{a8} = 4,882м$

y_{a9} — нижня основа трапеції площею ω_{a2} , знаходимо з рис 2.6 $y_{a9} = 6,767м$

l_7 —довжина електрошаф, $l_7 = 3,9м$

Розрахунковий прогин балки дорівнює:

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

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

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

Згідно рекомендацій 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:

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

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:

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

де τ —період власних коливань балки, визначається за наступною формулою:

$$\tau = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{4,2} = 0,24 \text{ с} \quad (2.75)$$

ρ —частота власних коливань балки, визначається за наступною формулою:

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

C —жорсткість балки на згин, визначається за наступною формулою:

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

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

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

L — проліт крана, $L = 30 \text{ м}$;

m — приведена маса металоконструкції і вантажу,
визначається за наступною формулою:

$$m = \frac{17 \cdot G_{\delta}}{35 \cdot g} + \frac{(G_{\delta} + G_Q)}{2 \cdot g} = \frac{17 \cdot 100}{35 \cdot 9,8} + \frac{(78,4 + 156,8)}{2 \cdot 9,8} = 16,96 \text{ т} \quad (2.78)$$

G_{δ} — вага балки, $G_{\delta} = 100 \text{ кН}$;

G_{δ} — вага візка, $G_{\delta} = 78,4 \text{ кН}$;

G_Q — вага вантажу, $G_Q = 156,8 \text{ кН}$.

γ —логоріфмічний декремент затухання коливань, згідно рекомендацій для коробчастих кранових мостів логоріфмічний декремент затухання коливань $\gamma = 0,05-0,12$ приймаємо $\gamma = 0,07$. Згідно ПУБЕГК допустимий час згасання коливань балки дорівнює $[t] = 15 \text{ с}$

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

2.2 Розрахунок концевой балки

Внаслідок зміни навантажень на пролітну балку зміняться і навантаження діючі на кінцеву балку, тому виникає необхідність перерахунку існуючої концевой балки.

2.2.1 Розміри балки

Кінцева балка має висоту $H_k = 750\text{м}$.

Кінцева балка має ширину $B_k = 0,56\text{м}$.

Кінцева балка має товщину поясів $\delta_{n1} = \delta_{n2} = 0,014\text{м}$.

Кінцева балка має товщину стінок $\delta_{c1} = \delta_{c2} = 0,008\text{ м}$.

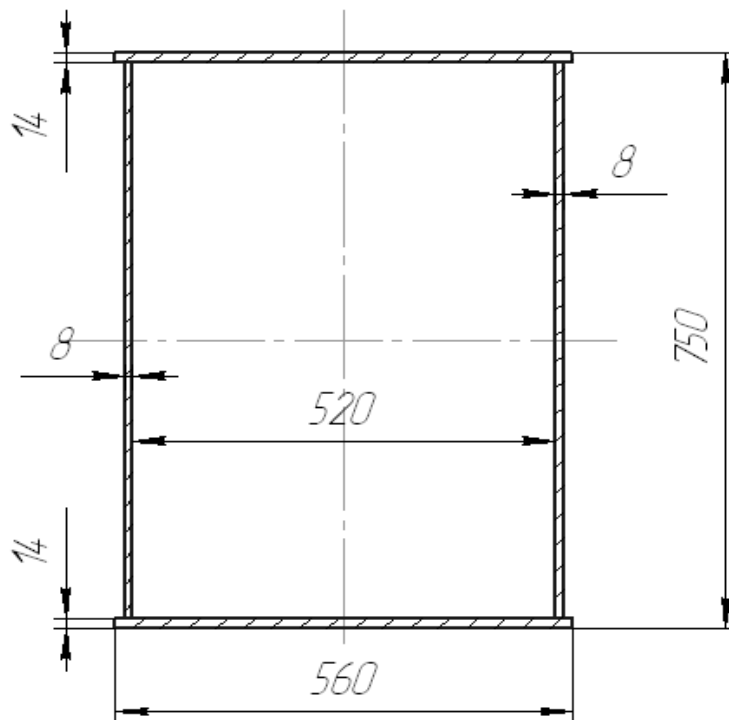


Рисунок 2.12 - Перетин кінцевой балки

2.2.2 Визначення навантажень діючих на кінцеву балку

Кінцеву балку розраховуємо при дії на неї навантажень, що виникають від ваги пролітної балки, ваги кабіни, ваги електрошафи та ваги візка з номінальним вантажем, який знаходиться в крайньому положенні біля опори А (див. рис. 2.11) так як в цьому положенні максимальне навантаження на кінцеву балку.

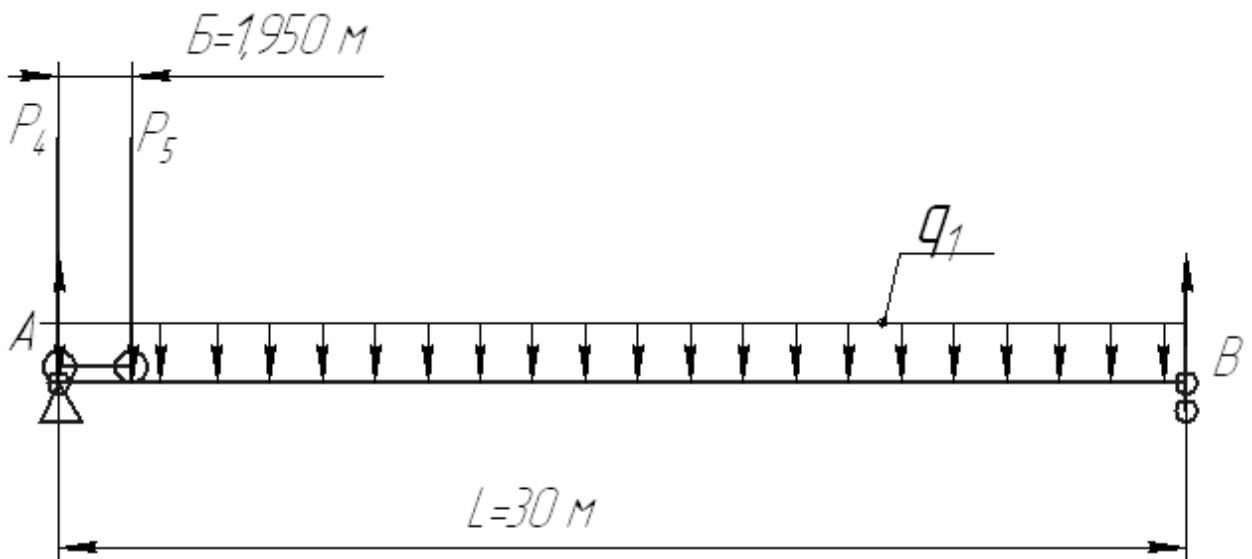


Рис.2.13 Розрахункова схема визначення перерізуючої сили пролітної балки

Навантаження на кінцеву балку від робочої головної балки дорівнює $Q_1 = 318,9 \text{ кН}$ (див. п.2.1.5).

Навантаження на кінцеву балку від головної балки дорівнює. :

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

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

де P_4 —вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_4 = 114 \text{ кН}$;

L — проліт крана, $L = 30 \text{ м}$;

P_5 —вертикальний тиск колеса вантажного візка, $P_5 = 113,5 \text{ кН}$;

B — база візка, $B = 1,95 \text{ м}$;

q_1 — поздовжня вага балки, $q_1 = 3,5 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$.

2.2.3 Визначення реакцій в опорах кінцевої балки

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

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

де Q_2 — навантаження на кінцеву балку від головної балки,

$$Q_2 = 272,6 \text{ кН};$$

Q_1 — навантаження на кінцеву балку від другої головної балки,

$$Q_1 = 318,9 \text{ кН};$$

B —база крана, $B = 5,25 \text{ м}$.

Реакція в опорі D дорівнює:

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

Максимальний згинаючий момент знаходиться в перерізі А-А (див. Рис. 2.12) кінцевої балки, так як в цьому місці діє найбільше навантаження від головної балки.

Згинаючий момент в перерізі А-А дорівнює:

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

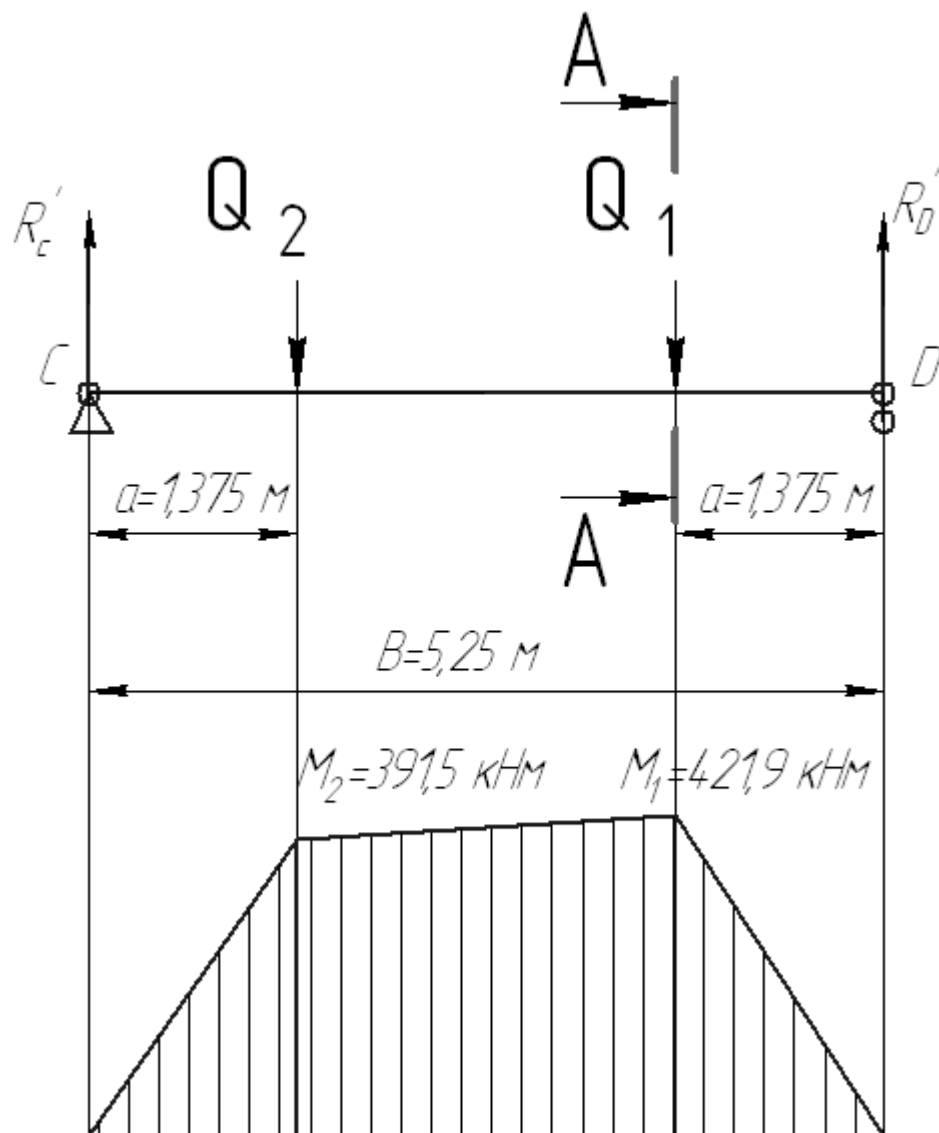


Рисунок 2.14 - Розрахункова схема визначення згинаючого моменту кінцевої балки

2.2.4 Визначення геометричних параметрів перетину кінцевої балки

Момент інерції кінцевої балки відносно осі х-х дорівнює:

$$I_{xx} = I_3 + I_4 + F_1 \left(\frac{H_{\kappa} - \delta_{n1\kappa}}{2} \right)^2 + F_2 \left(\frac{H_{\kappa} - \delta_{n2\kappa}}{2} \right)^2 = 0,00025 + \quad (2.83)$$
$$+ 0,00025 + 0,00784 \left(\frac{0,750 - 0,014}{2} \right)^2 + 0,00784 \left(\frac{0,750 - 0,014}{2} \right)^2 =$$
$$= 0,002623 \text{ м}^4$$

де I_3, I_4 — момент інерції стінок балки, визначається за наступною формулою:

$$I_3 = I_4 = \frac{\delta_{c1} \cdot h_{ck}^3}{12} = \frac{0,008 \cdot 0,722^3}{12} = 0,00025 \text{ м}^4 \quad (2.84)$$

h_{ck} — висота стінки кінцевої балки, $h_{ck} = 0,722 \text{ м}$;

$\delta_{c1\kappa}$ — товщина стінки кінцевої балки, $\delta_{c1\kappa} = \delta_{c2\kappa} = 0,008 \text{ м}$;

F_1, F_2 — площа верхнього та нижнього пояса відповідно,

визначається за наступною формулою:

$$F_1 = F_2 = B_{\kappa} \cdot \delta_{n1} = 0,56 \cdot 0,014 = 0,00784 \text{ м}^2$$

B_{κ} — ширина верхнього та нижнього пояса $B_{\kappa} = 0,56 \text{ м}$;

H_{κ} — висота кінцевої балки крана, $H = 0,75 \text{ м}$;

$\delta_{n1\kappa}, \delta_{n2\kappa}$ — товщина пояса кінцевої балки, $\delta_{n1\kappa} = \delta_{n2\kappa} = 0,014 \text{ м}$;

Момент опору балки відносно осі х-х дорівнює:

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

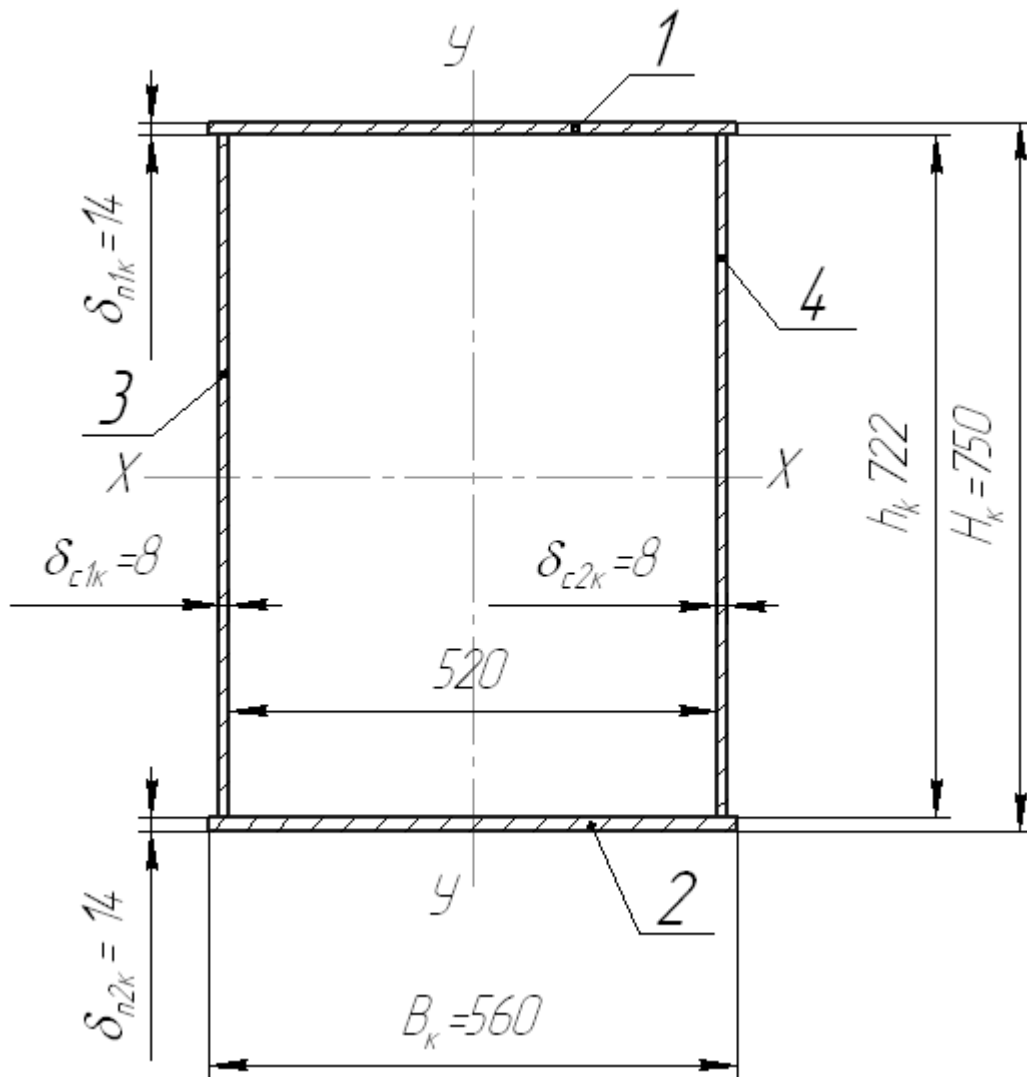


Рисунок 2.15 Переріз кінцевої балки.

2.2.5 Визначення розрахункових напружень діючих на кінцеву балку

Умова міцності при розрахунку по граничному стану має такий вид:

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

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

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

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

R — розрахунковий опір, згідно рекомендацій для сталі ВСт3сп5 розрахунковий опір дорівнює $R = 240 \text{ МПа}$.

Розрахункові напруження дорівнюють:

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

Розрахунковий опір дорівнює:

$$m_k R = 0,89 \cdot 240 = 213,6 \text{ МПа} \quad (2.88)$$

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

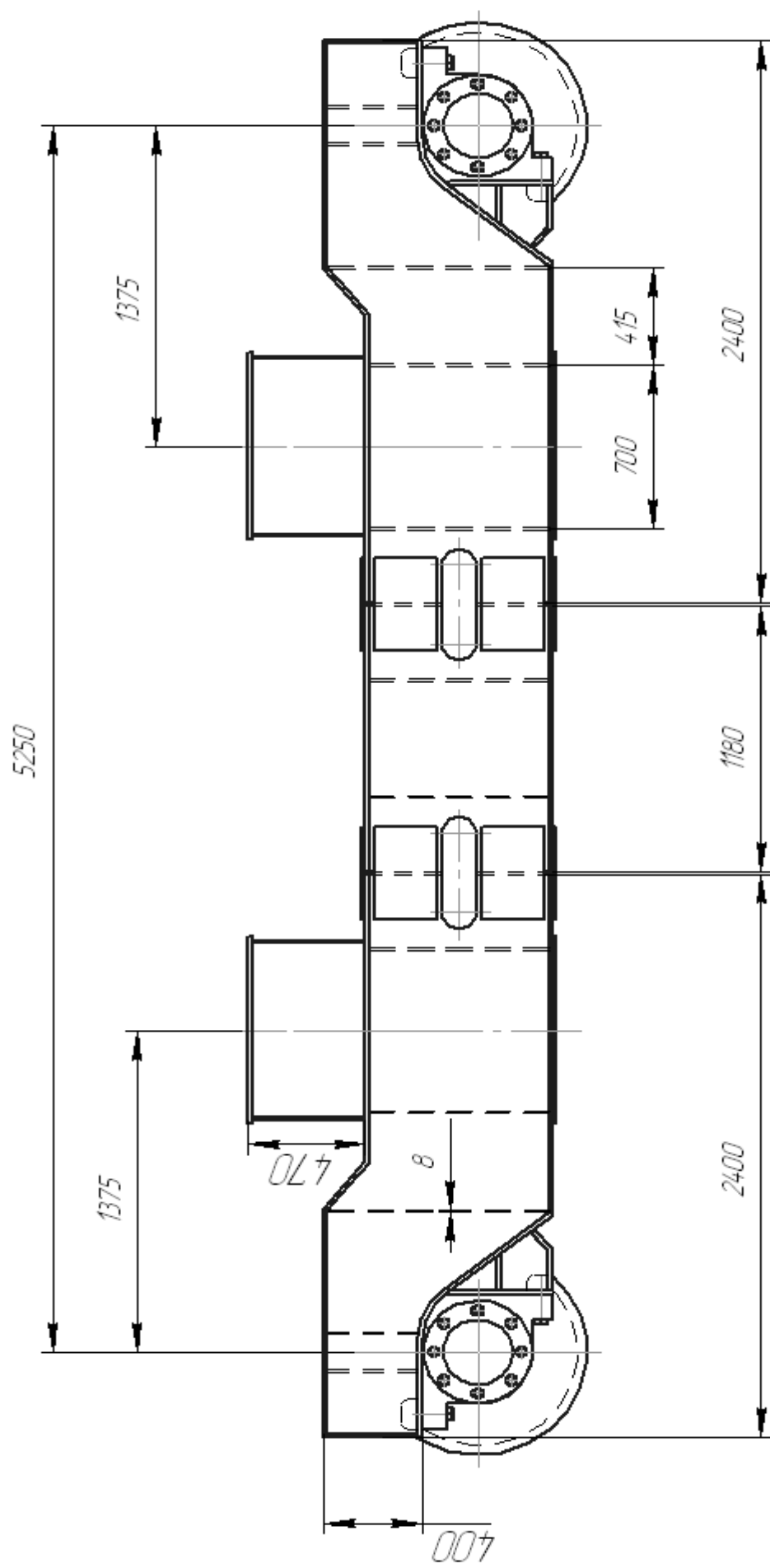


Рисунок 2.14 – Концевая балка

3 УДОСКОНАЛЕННЯ КІНЦЕВОЇ БАЛКИ

Згідно [12] аналізу конструкцій концевих балок мостових кранів з перегином верхнього горизонтального пояса показує, що вони мають низьку міцність стикового зварного шва з'єднання оконтовочного елемента з нижнім горизонтальним поясом кінцевої балки.

В процесі експлуатації виникає руйнування зварного шва. Далі тріщини розповсюджуються по поясним швам у обидві боки. Якщо тріщини своєчасно не виявлені, то виникає руйнування вертикальних стінок(див.рис.3.1) концевой балки, деформуються листи балки та порушується центровка ходових колес.

Недолік з'єднання полягає в тому, що виникає різка зміна від широкого нижнього пояса до двох вузьких оконтовочних елементів. В цьому ж місці розташовано зварювальний шов та перегин пояса.

Для запобігання вищевказаних руйнувань застосуємо суцільну гнуту деталь 1 (див.рис.3.1) та загинаємо нижній пояс.В наслідок чого зварний шов з'єднання оконтовочного елемента з нижнім горизонтальним поясом та перегин пояса віддалені один від одного.Загинаючи нижній пояс позбавляємося зварного шва під нахилом який сам є концентратором напружень.Вище вказаний шов змінюється на стиковий.

В мартенівському цеху присутні великі викиди абразивних часток які накопичуються в середині металоконструкції кінцевої балки і в процесі експлуатації збільшують зношування нижнього пояса балки. Видалення цих частиць є складною задачею.Тому для запобігання попадання абразивних частиць встановлюємо кришки на вікна кінцевої балки.

Так як заміна концевих балок є невигідним, тому вище вказані

рекомендації необхідно обумовлювати при заказі крана.

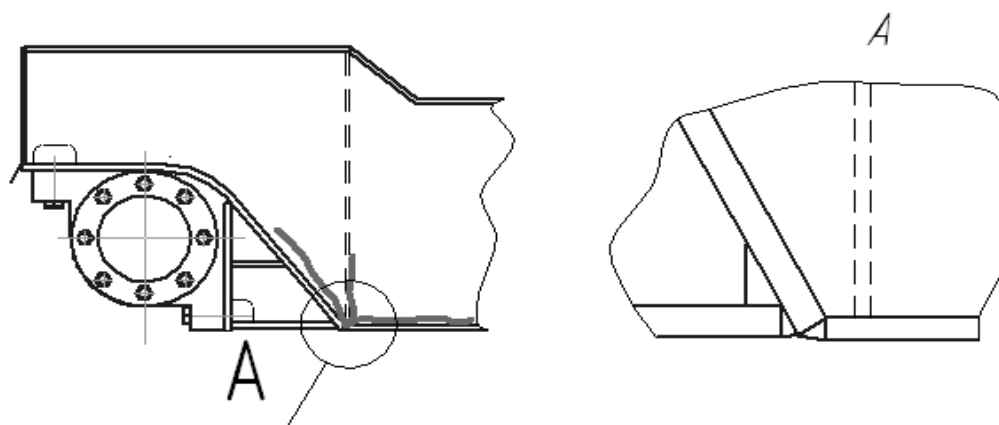


Рисунок 3.1 - Розповсюдження тріщин базової кінцевої балки

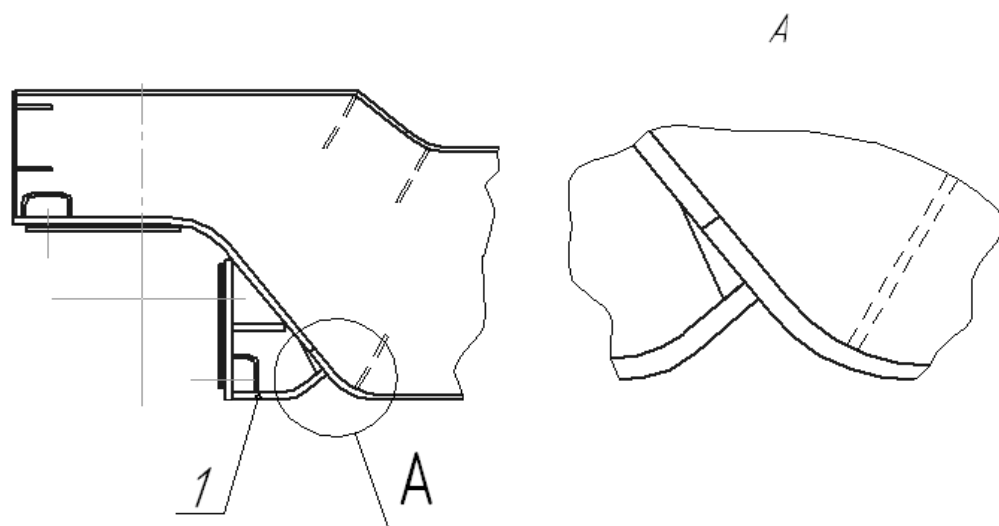


Рисунок 3.2 - Удосконалена кінцевої балки

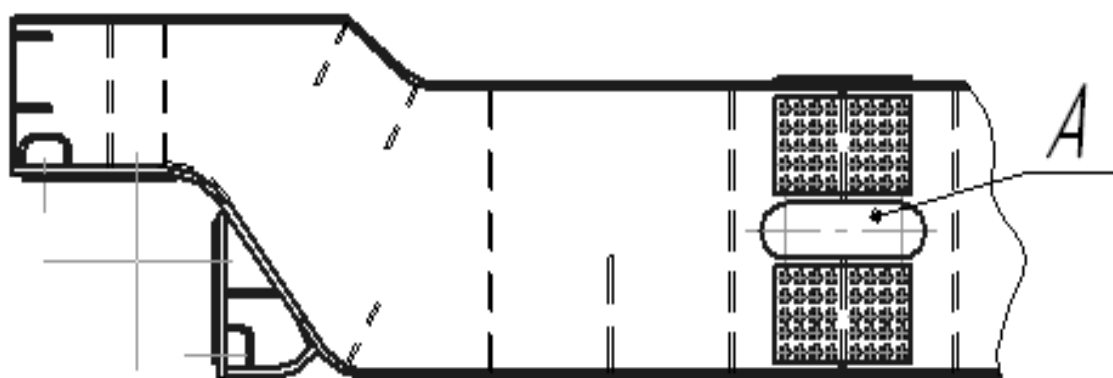


Рисунок 3.3 - Кінцевая балка

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Заходи з охорони праці

На мостовом магнітном крані потенційну небезпеку несуть наступні фактори:

- Поразка струмом працівника від тролей які живлять механізми крана.Цей фактор може спричинити поява працівника на галереї крана коли він увімкнутий або необхідність машиніста покинути кабіну крана;
- Поразка струмом працівника від тролей ,які живлять вантажний електромагніт, внаслідок того, що на вантажний електромагніт живлення подається в аварійної ситуації коли пошкоджені: механізми підйому та пересування, металоконструкція та інше ;
- Використання кабеля вантажного електромагніта та вантажного електромагніта які є недостатньо ізольовані може призвести до пороженіє струмом працівника від зазмлених частин вантажопідіймального крана, внаслідок того, що на вантажний електромагніт живлення подається в аварійної ситуації коли пошкоджені: механізми підйому та пересування,металоконструкція та інше ;
- Пошкодження працівників внаслідок падіння вантажу.Цей фактор може спричинити: несанкціоновне зняття струмму з вантажного електромагніта, обрив вантажного каната, невірного закріплення каната на барабані;
- Руїнування крана в наслідок перевищення номінальної вантажопідйомності.Даний фактор виникає внаслідок

- можливості счеплення скрапу(вантажу);
- Пошкодження працівників внаслідок падіння інародних предметів з галереї. Даний фактор виникає при знаходженні на підлозі галере інародних предметів та силової дії на них від ног працівників або сили інереції при гальмуванні крана;
 - Внаслідок того, що підлога галерей, площадок та сходів зроблена з металу існує вірогідність підковзування працівників;
 - Погіршення зору машиніста внаслідок недостатнього освітлення кабіни крана.
 - Винекнення аварійної ситуації внаслідок обмеженої видимості робочої площадки;
 - Пороженіє струмом машиніста від засобів керування;
 - Пошкодження здоров'я машиніста внаслідок незручності внутрішнього простору кабіни крана;
 - Винекнення аварійної ситуації внаслідок знаходження на шляху крана інародних предметів.
 - Винекнення аварійної ситуації внаслідок проведення реконструкції крана не спеціалізованою організацією;
 - Винекнення аварійної ситуації внаслідок не проведення приймальних випробувань після реконструкції крана.
 - Винекнення аварійної ситуації внаслідок не проведення технічного огляду крана;

Для забезпечення безпеки роботи крана передбачені заходи для усунення потенційних небезпек.

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

Для уникнення поразки струмом працівника від тролей ,які живлять вантажний електромагніт розташовуємо живлення вантажного електромагніта на холостій балці крана тобто тролей розташовані в недоступному для дотику місці.

Кабель вантажного електромагніта та вантажний електромагніт ізолюємо від заземлених частин крана трьома ступеннями ізоляції.Опір кожного ступення 10 мОм.

Для уникнення падіння вантажу внаслідок зняття напруги з вантажного електромагніта при знятті напруги з крана, робимо живлення магніта автономним.

Для уникнення падіння вантажу внаслідок обриву вантажного каната, використовуємо канат для праці в режимі М7 з фактичним запасом міцності $K_u = 7.2$.

При кріпленні каната на барабані залишаємо 1,5 фрикційних витків, які закріплюємо до барабана прижимними планками, та 3 вітка які не змотуються з барабана .

Для уникнення руйнування крана в наслідок перевищення номінальної вантажопідйомності при счеплення скрапу, механізм підйому крана обладнуємо обмежником вантажопідйомності.

Для уникнення падіння інородних предметів з галереї огороження (поручні) зашиваєм понизу суцільним листом висотою 100 мм .

Підлогу галерей, площадок та сходів для уникнення ковзання виконуємо з рефленого металу.

В кабіні керування встановлюємо освітлення.Живлення електричних кіл освітлення здійснюється від ввідного пристрою і має власний вимикач.У разі вимкнення електропроводів механізма крана живлення освітлення кабіни припиняється.

Розташовуємо кабіну по середині моста.Таке розтошування забезпечує можливість мпостерегати машиністу за

зачіплюванням вантажу, а також за вантажозахоплювальним органом і вантажем протягом повного робочого циклу.

Для очистки скла від бруду використовуємо електродвірник.

Для уникнення пороження струмом машиніста від засобів керування виконуємо їх з неметалевих матеріалів. Настил кабіни також виконуємо з неметалевих матеріалів, що виключає ковзання і покриваємо його гумовим діелектричним килимком.

Кабіни має наступні внутрішні розміри: висота—2м, ширина—1,2м, довжина—1,3м. Ці розміри дозволяють забезпечити внутрішній об'єм кабіни — $3,12\text{ м}^3$. Кабіну обладнуємо стаціонарним сидінням. Встановлене сидіння можливо регулювати по висоті та в горизонтальній площині.

Для того, щоб прибирати інородні предмети з рейок пересування крана встановлюємо перед колесом захистний лист. Відстань між рейкою і листом дорівнює 10 мм.

Реконструкцію крана повина провести спеціалізована організація яка має дозвіл з Держнаглядохоронпраці.

Після реконструкції крана провести приймальні випробування в обсязі повного технічного огляду. Крім того, додатково перевірити відповідність реконструйованих вузлів механізму підйому. Результати випробувань відобразить в паспорті крана в акті приймання.

В подальшому проводить частковий огляд нерідше одного разу на 12 місяців та повний не рідше одного разу на 3 роки.

Всі правила безпеки даного крана відповідають правилам будівлі і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів : ДНАОП -0.00-1.03-02 : Затв. 20.08.2002 №409/ держ. Департамент з нагляду з охорони праці.

Згідно з ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно- гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» необхідно забезпечити

заходи по очищенню повітря. В мартеновском цехі використовується природна вентеляція. Вона є організована і здійснюється аерацією.

Аерація в горячому цехі здійснюється за рахунок роздільної дії гравітаційного та вітрового тиску.

Норми повітря на людину при природній вентеляції становить : $30 \text{ м}^3/\text{год}$ при об'ємі приміщення на людину 20 м^3 .

Згідно з ГОСТ 12.1.005-88 в мартеновском цехі в холодний і перехідний період року при важкій категорії робіт III забезпечуєм температуру повітря — $16-18^{\circ}\text{C}$, відносну вологість— 60-40% та швидкість переміщення повітря 0,3 м/с.

Для додерження всіх норм охорон праці необхідно в мартеновском цехі створити освітлення у відповідності у відповідності до СНиП II-4-79« Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования.»

Для освітлення мартеновского цеху приміняємо сумісне освітлення, тобто освітлення при якому використовуємо природне та штучне освітлення. Встановлюя верхнє штучне освітлення забезпечуюя характер зорової роботи—середній та коефіцієнт природної освітленості 2,4%. Використовуємо для освітлення цеха газорозрядні лампи.

Мартеновській цех виконан у відповідності правилам та нормам ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Общие требования безопасности».

Для забезпечення нормальних умов праці машиніста необхідно забезпечити мінімальний вплив вібрацій від моста крану на кабіну згідно ГОСТ 12.1.012-90 «Вибробезопасность. Общие требования». Для цього використаємо метод віброізоляції. Віброізоляції -це метод захисту від вібрацій який полягає в зменшенні передачі коливань

від істочника збудження об'єкту що захищається при допомозі пристроїв, встановлених між ними. Віброізоляції здійснюється введенням в коливальну систему додаткової пружної зв'язки, перешкоджаючої передачу вібрацій між збуджуючим об'єктом та об'єктом що захищається. При використанні віброізоляторів типу гумових прокладок треба передбачати заходи для забезпечення деформації в горизонтальній площині. Для цього гумові віброізолятори повинні мати ребристу або дюрчасту форму.

Для зменшення вібрації кабіни використовуємо при з'єднанні кабіни з мостом крана віброізолятор типу гумових прокладок ребристої форми.

Для забезпечення нормальних умов праці машиніста необхідно забезпечити захист його від електромагнітного випромінювання згідно ГОСТ 12.1.002-84 «Электрические поля промышленной частоты напряжением 400 кВ и выше. Допустимые уровни напряженности и требования к проведению контроля на рабочих местах» та ГОСТ 12.1.006-84 « Электромагнитные поля радиочастот. Допустимые уровни напряженности и требования контроля на рабочих местах»

У магнітному мостовому крані основним джерелом електромагнітних полів є вантажний електромагніт М42Б потужність якого складає 12,2 кВт .

Він виступає як іскусствений джерело постійних магнітних полів. Його дія може викликати у машиніста порушення нервової, серцево-судинної системи, органів дихання, органів травлення і деяких біохімічних показників крові.

Для запобігання нанесенню шкоди здоров'ю машиніста від вантажного електромагніта скористаємося захистом від електромагнітних полів за допомогою установки

екранів. Екрануємо джерело електромагнітних полів вантажний електромагніт М42Б за допомогою відображаючого і поглинаючого екрана. Захисна дія екранів обумовлена тим, що поле, що екранується, створює в екрані струми Фуко, наводить в ньому вторинне поле, по амплітуді майже рівне, а по фазі протилежне полю, що екранується. Відображаючі екрани роблять з добре провідних металів - мідь, латунь, алюмінію, сталь. Поглинаючі екрани виконують з матеріалів виконаних у вигляді тонких гумових килимків, гнучких або жорстких листів паралона або волоконної деревеси, пропитаній спец складом, феромагнітних пластин.

Екрануємо всі поверхні вантажного електромагніта М42Б окрім робочої горизонтальної поверхні. Відображаючий екран, виконуємо із сталі. З'єднання даного екрану виконуємо зваркою. Також захистом машиніста від електромагнітних полів служитиме кабіна управління яка виконана із сталі. Поглинаючий екран виконуємо з гомового кожуха. До елементів захисту від електромагнітних полів можна віднести і гумовий килимок, яким покривається підлога в кабіні машиніста згідно правил устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

Згідно з вимогами «Норм радіаційної безпеки України (НРБУ-97)» та ОСП-72/88 «Основные санитарные правила работы работы с радиоактивными веществами и другими источниками ионизирующих излучений» необхідно забезпечити нормальний радіаційний фон та створити умови захисту в разі ядерного зараження території.

Внаслідок того що на підприємстві не використовуються активні радіаційні речовини радіаційний фон мартеновского цеху знаходиться у нормі.

Для захисту навколишнього середовища від викидів шкідливих газів на димовій трубі встановлюємо газопилосхоплюючі установки.

Згідно з вимогами СНиП 2.09.04-84 «Санитарно-бытовые помещения» встановлюємо в мартеновському цеху декілько туалетів. Преміщені управління мартеновським цехом обладнуємо душовими та гардеробом з урахуванням кількості працюючих в одну зміну. Для забезпечення працюючих їжаю використовуємо одну з загально- заводських їдалень.

Згідно з СНиП 2.09.02-85 «Нормы проектирования. Производственные здания промышленных предприятий» призначаємо мартеновському цеху категорію виробництва по вибуховій, вибухо-пожежній і пожежній небезпеці категорію А. Категорію виробництва А призначенна тому що при виробництві в мартеновському цехі для виплавки сталі в мартеновському цеху використовується горючі гази в яких нижня межа вибуху 10% до об'єму повітря.

Мартеновський цех по ступіні вогнестійкості будівельних конструкцій відноситься до I ступення. I ступень призначенн тому що категорія виробництва по вибуховій, вибухо-пожежній і пожежній небезпеці є А. Так як мартеновський цех представляє одноповерхову будівлю ми маємо можливість використовувати необмежану площу між стінами будівлі для виробництва.

Мартеновський цех виконан з металу та пофарбован фарбою типу ВПМ внаслідок чого при пожежі він забезпече вогнестійкість як мінімум 3 години, що є нормою для I ступіння вогнестійкості. Фарби типу ВПМ в умовах нормальної експлуатації захищають метал від корозії, а при пожежі вспучиваються і внаслідок чого збільшують їх термічний опір збільшуючи границю вогнестійкості.

Згідно з вимогами СНиП 2.01.02-85 «Противопожарные нормы проектирования зданий и сооружений» для мінімальної втрати часу для евакуації людей у випадку пожежі передбачаємо переходи, проїзди до евакуаційних виходів у випадку виникнення пожежі при щільності людського потоку в загальному проході 1 людина на m^2 на відстані 140 м. Відстань 140 м приймаємо згідно з СНиП 2.01.02-85 внаслідок наступних параметрів: об'єм приміщення 100 m^3 , категорія виробництва А, ступінь вогнестійкості І.

Завантаження мартеновської печі шихтой виконують мульдозавалочною машиною. Згідно з ГОСТ 12.1.004-91 «Пожарная безопасность. Общие требования» мульдозавалочная машина виконана з тугоплавких матеріалів, кабіна машиніста захищена матеріалами з високою вогнестійкістю.

Будівля мартеновського цеха обладнується автоматичною сигналізацією яка спрацьовує у разі виникнення загорання. Також передбачено що сигналізацію можливо приводити в дію за допомогою спеціально встановлених кнопок. При включенні сигналізації вона подає звуковий сигнал та подає сигнал до пожежної станції яка влаштована на підприємстві. На підприємстві на протипожежні потреби з водопровідної мережі вздовж проїздів в закритих колодцях встановлено пожежні гідранти на відстані 100 м один від одного і 5 м від стін будівель, а к дорозі 2 м. Пожежні трубопроводи розраховані на подачу води під натиском протягом 5 годин. Тиск води забезпечує висоту струї 18 м при довжині рукава до 100 м і діаметрі 100 мм та при розхлді води 10 л/с.

Для ліквідації очогов пожежі, що починаються, силами робочих та служащих мартеновський цех забезпечує первинними засобами ліквідації

пожежі.Тобто встановлюєм щити на яких є три ручних вогнегасників, ведра, два лома,два гака, дві сокири, лопата та один ящик з песком.Ящик для песку має місткість 3 м^3 .

Використовуєм порошковий вогнегасник для гасіння пожеж в початковій стадії їх займання. Використовуєм три порошкових вогнегасників ОП-1 «момент» внаслідок того, що категорія приміщення відноситься до категорії А при захищуваній площі 200 м^2 .Кожен вогнегасник містить 10л суміші. Порошковий вогнегасник використовує у якості вогнегасної речовини мелко подрібненої мінеральної солі з різними добавками, перешкоджаючи злежуванню.

На підприємстві забезпечується організаційні заходи по запобіганню пожеж.В кожному цехі є план евакуації,регулярно проводяться лекції з пожежної безпеки з здачою іспитів.В разі нездання іспиту з охорони праці працівник недопускається до робочого місця.Існують також контролюючі органи які при виявленні правопорушників охорони праці наказують попередженням.За получене працівником попередження з нього знімається премія.Якщо працівник у продовж року отримує три попередження його звільняють з роботи.

Виконан розрахунок шуму за наступними даними:встановлено встановлено 2 електродвигунів з рівнем шуму кожного $L_1 = 80\text{ дБ}$.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».

ВИСНОВКИ

В даній роботі було оптимізовано конструкцію мостового магнітного кран. Реконструкція полягала в зміні швидкості підйому з

$V=0,2$ м/с на $V=0,33$ м/с. Для досягнення поставленої задачі було замінено :редуктор з передаточним числом $U_p = 23,34$ на редуктор $U_p = 15,75$, поліспаст з кратністю $i_n=4$ на поліспаст з кратністю $i_n=3$ та канат з маркеровочной групою 1666 на канат з маркеровочной групою 1764. Заміна редуктора та поліспасти було використано для збільшення швидкості підйому, а заміна каната викликана зміною кількості гілок каната на яких висить вантаж, внаслідок зміни кратності поліспасти. Використані заміни є оптимальні внаслідок того, що вони дозволяють витратити мінімальну кількість ресурсів та повністю забезпечить поставлену задачу.

При реконструкції необхідно було перевести кран з паспортного режиму роботи А8 по ІСО 4301/1 на режим роботи А7 по ІСО 4301/1. Це є негативний аспект реконструкції крана так як переведення в менший режим роботи не дозволяє використовувати на повну можливості механізмів, але переведення в інший режим дозволяє реконструювати кран з мінімальною кількістю витрат та забезпечить всі вимоги виробництва і враховуючи те що режим роботи базового крана

не відповідав папортному режиму роботи, то преведення крана на режим роботи А7 є оптимальним виходом для даного випадку.

Перевірка металоконструкції, внаслідок збільшення коефіцієнта динамічності, була виконана застосовуючи метод граничних станів. Даний метод є прогресивним методом розрахунку металоконструкції, тому отримані дані є найбільш близькими к реальним.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бучинський М. Я. Основи творення машин / М. Я. Бучинський, О. В. Горик, В. А. Черняк, Л. В. Яхін. — Харків : Видавництво «НТМТ», 2017. — 448 с.
2. Budynas R. G. Shigley's Mechanical Engineering Design / R. G. Budynas, J. K. Nisbett. — 11th ed. — McGraw-Hill Education, 2019. — 1108 p.
3. НПАОП 0.00-1.01-18 Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підйомників і кранових спецмашин. — Київ : Держпраці, 2018. — 250 с.
4. ДСТУ EN 13001-1:2018 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 1. Загальні положення та вимоги (EN 13001-1:2015, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 36 с.
5. Погрелюк І. М. Зміцнення та корозійна стійкість конструкційних матеріалів / І. М. Погрелюк, М. С. Коваль. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2015. — 212 с.
6. Охорона праці та цивільний захист : навч. посібник / [за ред. В. П. Порохненка]. — Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. — 190 с.

7. Цивільний захист : підручник / [М. М. Семененко та ін.] ; за ред. В. С. Франчука. — Київ : Центр учбової літератури, 2017. — 350 с.
8. Мартовицький Л. М. Методичні вказівки до виконання дипломного проекту для студентів спеціальності «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини і обладнання» / Укл.: Л. М. Мартовицький, О. М. Руднєв. — Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. — 75 с.
9. Федерякін І. О. Методичні вказівки з обґрунтування економічного модуля дипломних проектів для студентів спеціальності ПТМ / Укл. І. О. Федерякін. — Запоріжжя : ЗНТУ, 2017. — 40 с.
10. Проектування кранових механізмів і металоконструкцій : навч. посібник / Укл.: Л. М. Мартовицький, О. М. Руднєв. — Запоріжжя : ЗНТУ, 2016. — 110 с.
11. ДСТУ 3008:2015 Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення. — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016. — 45 с.
12. Кранові установки та підймальні механізми : монографія / за ред. В. П. Шепотька. — Краматорськ : ДДМА, 2018. — 240 с.
13. Динаміка і міцність машин : підручник / [В. А. Баженов та ін.] ; за ред. В. А. Баженова. — Київ : КНУБА, 2016. — 410 с.
14. Матеріалознавство і термічна обробка металів : підручник / [Ю. М. Белік та ін.]. — Дніпро : ПДАБА, 2018. — 320 с.
15. ДСТУ EN 1993-1-1:2017 Єврокод 3. Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-1. Загальні правила і правила для будівель (EN 1993-1-1:2005+A1:2014, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 112 с.