

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет  
(повне найменування інституту, факультету)  
Кафедра «Деталі машин і ПМ»  
(повне найменування кафедри)

**Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Механізми канатної  $Q=2 \times 40t$

Виконав: студент(ка) 7 курсу, групи М-310

Спеціальності 133 Тампне машинобудування  
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Лінійно-транспортні, дрочені,  
будівельні, меліоративні машини і обл.  
(прізвище та ініціали)

Керівник Фролов Р.В.  
(прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

2024

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

Інститут, факультет Машинобудівний  
 Кафедра Деталі машин і ДІМ  
 Ступінь вищої освіти Бакалавр  
 Спеціальність 133 Галузь машинобудування  
(код і найменування)  
 Освітня програма (спеціалізація) Тієїсько - транспортні, дофовні,  
(назва освітньої програми (спеціалізації))  
будівельні, елеваторні машини і обладнання  
**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
 Завідувач кафедри \_\_\_\_\_

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ року

**ЗАВДАННЯ**  
 НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Родовищев Борис Володимирович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Механізм канатний Q = 2x40t

керівник проєкту (роботи) Фролов Роман Олександрович с.в.в.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «24» вітня 2021 року №167

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 18.06.2024

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Матеріал комплексної куревої роботи по розрахунку канатних механізмів, вибору елеваторів, механізмів передавання та підйому вантажу.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) В розділах пояснювальної записки проводиться аналіз загальної та місцевої стійкості металоконструкції, вантажопідіймальних країв. Проектний розрахунок канатного підйомного механізму, призначеного для маневрування уантаження на ГЕС.

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

Демонстраційні відеослайди в кількості 4 екземплярів

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ року.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок механізму підйому		
2	Розрахунок механізму пересування		
3	Розрахунок металоконструкції		
4	Розрахунок економічної ефективності проекту		
5	Охорона праці та цивільна оборона		
6	Консультація з керівником проекту, оформлення дипломної роботи, підготовка до захисту		

Студент \_\_\_\_\_ (підпис) \_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)  
 Керівник проекту (роботи) \_\_\_\_\_ (підпис) \_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Дипломний проект: 98 стор., 24 табл., 23 рис., 18 джерел, 1 додаток.

Графічна частина включає в себе 9,5 креслень формату А1.

Мета роботи – розрахунок канатного механізму підйому вантажопідйомністю  $2 \times 40$ т призначеного для маневрування затворами на ГЕС, та розрахунок механізму його пересування, вибір редукторів, двигунів та гальм для всіх елементів конструкції.

Вантажопідйомні машини служать для вантажно-розвантажувальних робіт, переміщення вантажів у технологічному ланцюзі виробництва або будівництва й виконання ремонтно-монтажних робіт з великогабаритними агрегатами. Козлові крани ГЕС призначаються для виконання різних підйомно-транспортних операцій, пов'язаних з монтажем та експлуатацією ГЕС. Весь комплекс цих операцій на одній станції виконується кранами для обслуговування будівлі, кранами для обслуговування греблі та ін.

В дипломному проекті проводиться розрахунок всіх механізмів крану з вантажопідйомністю  $2 \times 40$ т а також розрахунок його металоконструкції.

ПІДЙОМНИЙ МЕХАНІЗМ, ПОЛІСПАСТ, КАНАТ, РЕДУКТОР, МУФТА, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, ГАЛЬМО, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, ВАНТАЖОПІДЙОМНА ВИЛКА, ГОЛОВНА БАЛКА, КІНЦЕВА БАЛКА, ХОДОВИЙ БАЛАНСИР.

## ЗМІСТ

Завдання на дипломний проект.....	2
Реферат.....	4
Вступ.....	9
1 Опис схеми крана.....	12
2 Розрахунок механізму підйому.....	14
2.1 Вибір кінематичної схеми механізму.....	14
2.2 Вибір схеми й кратності поліспасти.....	15
2.3 Вибір вантажного каната.....	16
2.4 Розрахунок шпильок кріплення каната до барабана.....	17
2.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана.....	18
2.6 Розрахунок вузла барабана.....	20
2.6.1 Розрахунок стінки барабана на міцність.....	20
2.6.2 Розрахунок вісі барабана.....	21
2.6.3 Вибір і розрахунок підшипників для барабана.....	25
2.6.4 Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця.....	26
2.7 Розрахунок елементів гакової підвіски.....	27
2.7.1 Розрахунок вилки.....	27
2.7.2 Вибір упорного підшипника.....	29
2.7.3 Розрахунок вісі блоків.....	30
2.7.4 Вибір і розрахунок підшипників для блоків.....	32
2.7.5 Розрахунок траверси.....	33
2.7.6 Розрахунок сережки.....	37
2.8 Розрахунок вісі зрівняльного блоку.....	38
2.9 Розрахунок потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів.....	41
2.10 Енергосиловий та кінематичний розрахунок параметрів привода.....	42
2.11 Вибір редукторів.....	44
2.12 Розрахунок і вибір гальма.....	45
2.13 Вибір муфт.....	46

2.14	Перевірка двигуна за часом пуску.....	48
3	Розрахунок механізму пересування крана.....	50
3.1	Вибір кінематичної схеми механізму.....	50
3.2	Визначення мінімального й максимального тиску на колесо крана....	51
3.3	Вибір коліс крана.....	51
3.4	Розрахунок вісі колеса.....	52
3.5	Розрахунок підшипників коліс.....	54
3.6	Визначення опору пересуванню крана.....	56
3.7	Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів.....	59
3.8	Вибір редуктора.....	60
3.9	Вибір гальма.....	61
3.10	Перевірка обраного гальма за часом уповільнення ненавантаженого крана.....	62
3.11	Вибір муфт.....	63
3.12	Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою.....	64
4	Розрахунок металоконструкції.....	66
4.1	Розрахунок головних балок.....	67
4.1.1	Вибір матеріалу. Визначення допустимих напружень.....	67
4.1.2	Визначення розрахункових навантажень.....	67
4.1.3	Складання розрахункової схеми.....	68
4.1.4	Визначення внутрішніх силових факторів.....	69
4.1.5	Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик.....	70
4.1.6	Перевірочний розрахунок балки.....	72
4.1.7	Конструювання балки.....	73
4.2	Розрахунок кінцевих балок.....	74
4.2.1	Складання розрахункової схеми.....	74
4.2.2	Визначення внутрішніх силових факторів.....	74

4.2.3 Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик.....	74
4.2.4 Конструювання балки.....	76
4.3 Розрахунок металоконструкції балансира.....	77
4.3.1 Побудова поперечного переріза балансира. Визначення його геометричних характеристик.....	77
4.3.2 Розрахунок опорної вісі балансира.....	79
5 Розрахунок економічної ефективності проекту.....	81
6 Охорона праці та цивільна оборона.....	84
6.1 Заходи з охорони праці.....	85
6.2 Заходи з цивільної оборони.....	92
Висновки.....	95
Література.....	96
Додаток А. Лінії впливу.....	98

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,  
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

- $a$  – відстань між шарнірами кріплення стріл до стіни,  $m$
- $h_i$  – відстань від стінки до точки зони обслуговування,  $m$
- $g$  – прискорення вільного падіння,  $m/c^2$
- $Q_i$  – вантажопідйомність стріли,  $kg$
- $G_i$  – сила власної ваги металоконструкції крану,  $H$
- $G_Q$  - сила ваги вантажу,  $H$
- $G_e$  - сила ваги візка,  $H$
- $N_p$  - Горизонтальна проекція сили ваги вантажу,  $H$
- $F_y$  - Сила інерції, що виникає при гальмуванні повороту стріли,  $H$
- $F$  – площа поперечного перерізу,  $m^2$
- $I_x$  - моменти інерції перерізів відносно осі  $X-X$ ,  $m^4$
- $I_y$  - моменти інерції перерізів відносно осі  $Y-Y$ ,  $m^4$
- $W_x$  - моменти опору для перерізів відносно осі  $Y-Y$ ,  $m^3$
- $W_y$  - моменти опору для перерізів відносно осі  $X-X$ ,  $m^3$
- $l$  – довжина виліта стріли,  $m$
- $\alpha, \beta$  – кути повороту стріл відносно стіни,  $град$
- $V$  – швидкість руху матеріальної точки,  $m/c$
- $W(\kappa)$  – кінетична енергія матеріальної точки,  $Дж$
- $\sigma$  - приведені напруження,  $МПа$
- $E$  - модуль повздовжньої пружності матеріалу стрижня (модуль Юнга)
- $\delta$  – прогин кінця стріли,  $m$
- $q$  – розподілене навантаження,  $H/m$
- $M$  – момент сили,  $H\cdot m$

## ВСТУП

Кранами називається вантажопідйомне обладнання, що служить для вертикального й горизонтального переміщення вантажів на великі відстані. За особливостями конструкцій, пов'язаними з призначенням і умовами роботи, крани поділяються на мостові, порталні, козлові, баштові й ін. Експлуатація ГЕС пов'язана з маневруванням затворами і сміттеутримуючими спорудами гребель, витяганням сміття, яке затонуло, підйомно-транспортними операціями при ремонті гідроагрегатів та ін.. Все це вимагає застосування відповідних підйомно-транспортних засобів. Маневрувати затворами можна за допомогою козлових та мостових кранів і стаціонарних підйомних пристроїв. Виконання решти операцій вимагає застосування спеціальних кранів. Операції з затворами і ґратами гребель в більшості випадків вигідніше виконувати кранами, тому що їхня вартість менше сумарної вартості стаціонарних гідропідйомників. Мостові та козлові крани можна використовувати і в період будівництва електростанцій.

Мостові крани ГЕС призначаються для виконання різноманітних підйомно-транспортних операцій, пов'язаних з монтажем та експлуатацією ГЕС. Весь комплекс цих операцій на одній станції виконується кранами для обслуговування будівлі, кранами для обслуговування греблі тощо. Характер робіт, що виконуються з допомогою кожного крана, і необхідна для цього вантажопідйомність зумовили оригінальні і, часто, унікальні конструкції кранів.

Мостові крани ГЕС відносяться, таким чином, до кранів спеціального призначення і характеризуються великою сумарною вантажопідйомністю (100-500 т) і малими прольотами (7,5-27 м). Велика вантажопідйомність мостових кранів визначається масою піднімаються вузлів гідроагрегатів (до 600 т і більше) і плоских затворів (до 90 т), а також додатковими опорами підйому затворів (тертя в напрямних, перекис затворів і ін.).

Малі прольоти мостових кранів цього виду визначаються невеликими відстанями між робочими і ремонтними затворами або між затворами і сміттєзатримуючими ґратами.

У той же час мостові крани для ГЕС характеризуються малою інтенсивністю їх використання в часі. Крани на водозливній греблі працюють головним чином у період весняних паводків; крани, що обслуговують машинні зали, використовуються тільки під час ремонту агрегатів і т. д. Режим роботи механізмів мостових кранів ГЕС в переважній кількості випадків відповідає легкому режимові (Л) за нормами Держгірпромнагляду.

Кранами для обслуговування гребель виконують найбільше число різноманітних операцій. Головними з цих операцій є: маневрування затворами (підйом, опускання, установка у пази тощо); обслуговування сміттєзатримуючих ґрат; витягання сміття і завантаження його в переносні контейнери або безпосередньо на залізничні платформи; провідка плаваючого на поверхні води сміття до кінцевих частин сміттєзатримуючої споруди; транспортування затворів і ґрат на ремонтний майданчик і назад.

Мостові крани, які виконують операції тільки з затворами, можуть використовуватися як на греблі ГЕС, так і в багатьох випадках на водозливній греблі, тому їх поділ за місцем використання певною мірою умовний. На ГЕС, суміщених з водоскидом, одні й ті ж крани виконують операції з затворами водозливу, затворами перед турбінами і сміттєзатримуючими ґратами.

Мостові крани на водозливній греблі виконують операції з підйому і опускання робочих та аварійно-ремонтних затворів, що необхідно для пропуску паводкових вод, регулювання рівня води у водосховищі і ін.

Вантажозахоплюючі пристрої, які використовуються на мостових кранах для ГЕС, бувають двох видів: вантажозахоплюючі пристрої загального призначення; спеціальні вантажозахоплюючі пристрої, які використовуються тільки на кранах ГЕС. До них належать пристрої для

захоплення штанг затворів; пристрої для підйому роторів генераторів; вантажні траверси; захватні балки для затворів.

Маневрують затворами або ґратами ГЕС (підйом, опускання і переміщення їх на греблі) за допомогою захватної балки. Остання підвішується до двох вантажних підвісок крана і опускається під воду по напрямних (затворним) пазах в греблі до посадки на затвор.

Правильність посадки балки на затвор або ґрати і її зчеплення і відчеплення з останніми повідомляється світловим сигналом в кабіні машиніста крана, звідки керують балкою.

Операції по зчепленню і відчепленню балки з затвором або ґратами виконують за допомогою гідравлічних або пневматичних пристроїв, змонтованих безпосередньо на самій балці.

## 1 ОПИС СХЕМИ КРАНА

Підйомний механізм в.п.2х40 т за допомогою захватної балки здійснює маневрування ремонтними затворами.

Металоконструкція візка, на який встановлено підйомний механізм, являє собою зварну конструкцію, що складається з двох головних і двох кінцевих балок коробчастого перетину. Металоконструкція візка оснащена сходами з поруччям, площадками з огороженнями для вільного й безпечного доступу в кабінку керування й до місць огляду й технічного обслуговування механізмів крана. На головних балках візка встановлені механізм підйому та система відхиляючих та урівнюючих блоків. На кінцевих балках встановлюються ходові балансири з механізмами пересування крана.

Механізм підйому складається з литого канатного барабану  $\varnothing 650$ мм з подвійною нарізкою і однослойною навивкою, двох підвісок, двох установок відхиляючих та урівнюючих блоків та привода. Крутний момент барабану передається від електродвигуна через редуктор і предредуктор.

Механізм підйому оснащений гальмом, встановленим на швидкохідному валу предредуктора.

Кожна підвіска вантажопідємністю 40 т складається з двох блоків  $\varnothing 400$  мм, встановлених на одній вісі. Вантажозахватним органом підвіски є проушина у вигляді вилки.

Механізм пересування крана складається з 4 приводних балансирів. Кожний балансир складається з приводного і неприводного коліс, які закріплені в корпусі рами балансира за допомогою букс. Момент від двигуна через втулково-пальцеву муфту передається редуктору. Редуктор кріпиться за допомогою болтів до фланця рами балансира. Від тихохідного вала редуктора рух передається на колесо.

На швидкохідному валу редуктора встановлено гальмо.

Для попередження потрапляння під колеса чужорідних тіл ходові колеса забезпечені метельниками.

Керування краном ведеться з кабіни кранівника, розташованої на головній балці металоконструкції.

Електроенергія підводиться до візка гнучким кабелем.

На крані встановлені кінцеві вимикачі для обмеження висоти при підйомі й опусканні вантажу, для обмеження пересування візка.

Для запобігання від уgonу вітром неробочого стану на ходових балках металоконструкції крану встановлені два напівавтоматичних захвати кліщового типу.

## 2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

### 2.1 Вибір кінематичної схеми механізму

Вихідні дані:

Вантажопідйомність загальна $Q$ , т	2x40
Вантажопідйомність однієї підвіски $Q_{II}$ , т	40
Висота підйому $H$ , м	8
Швидкість підйому $V_{II}$ , м/с (м/хв)	0,0267 (1,6)
Група класифікації по ІСО 4301/1	M2

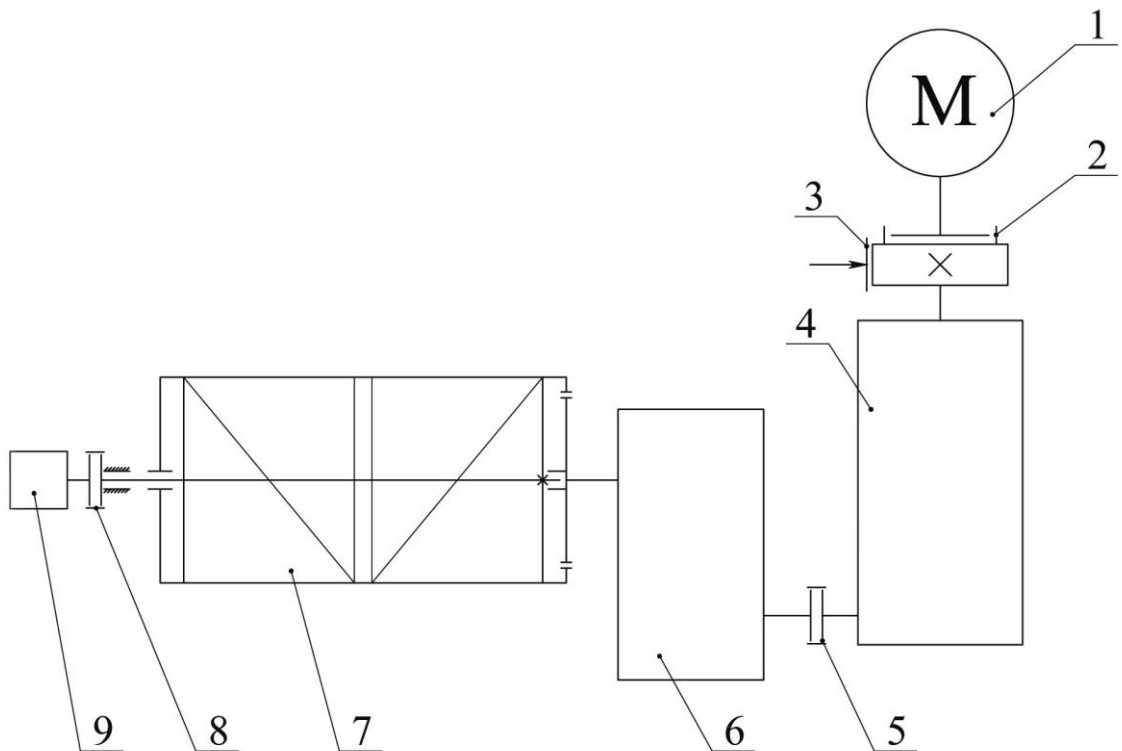


Рис. 2.1 - Кінематична схема механізму підйому

1 – електродвигун; 2 – напівмуфта зубчаста; 3 – гальмо; 4 – редуктор швидкохідний; 5 - муфта зубчаста; 6 – редуктор тихохідний; 7 – барабан канатний; 8 – муфта кулачкова; 9 – вимикач кінцевий.

## 2.2 Вибір схеми й кратності поліспасти

Виходячи із заданої вантажопідйомності, обираємо здвоєний поліспасти кратністю  $i_{II} = 4$ . Схема даного поліспасти показана на рис. 2.2.

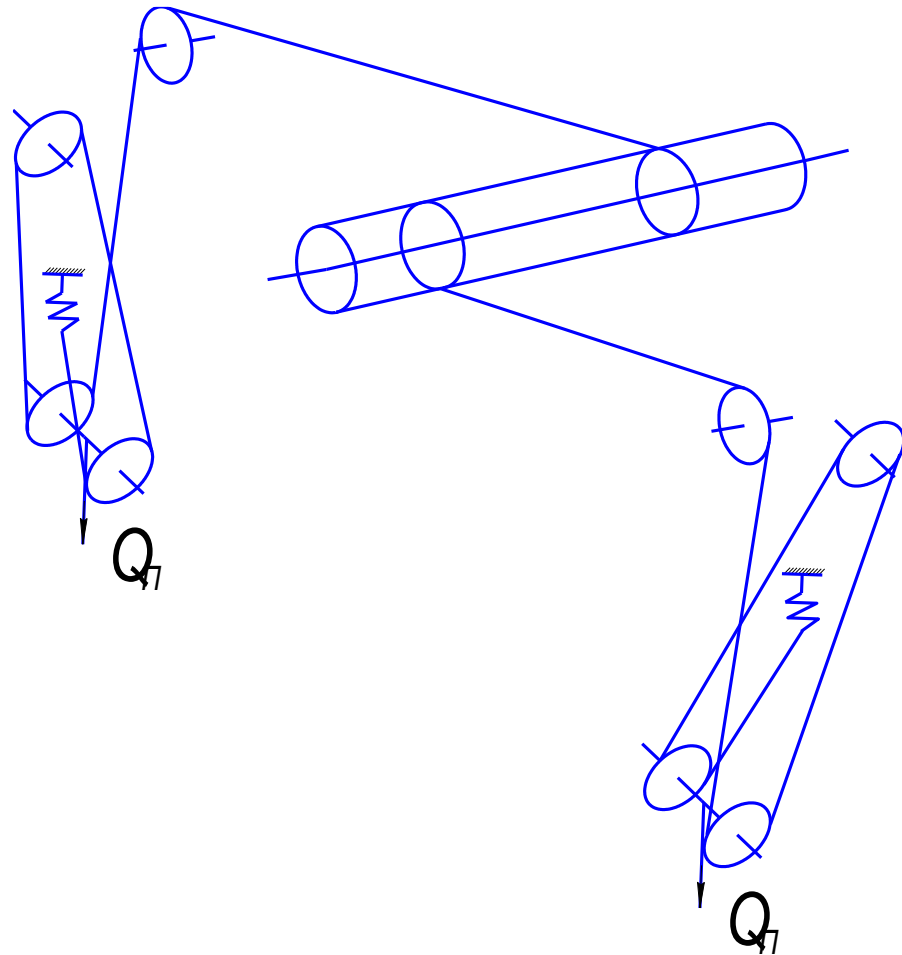


Рис. 2.2 - Схема запасовки каната механізму підйому

Кількість блоків підвіски  $n = 2 \times 2 = 4$ ;

кількість відхиляючих і зрівняльних блоків  $m = 2 \times 2 = 4$ ;

кількість гілок каната, що намотуються на барабан  $a = 2$ ;

Розрахунок ККД поліспасти:

$$\eta_{II} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{II}-1}}{i_{II}} = \frac{1 + 0.98 + 0.98^2 + 0.98^3}{4} = 0.97; \quad (2.1)$$

де  $\eta = 0,98$  – ККД блоку на підшипниках кочення.

### 2.3 Вибір вантажного каната

Відповідно до правил Державного нагляду з охорони праці канат вибираємо за розривним зусиллям.

Визначаємо розривне зусилля канта, Н:

$$F_{\text{разр}} = Z_p \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{ГОСТ}} = 3.35 \cdot 107388 = 359750 \text{ Н}; \quad (2.2)$$

де  $Z_p$  – коефіцієнт використання каната, для режиму роботи крана М2 згідно [14]  $Z_p=3,35$ ;

$F_{\text{max}}$  – найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{\text{max}} = \frac{9810 \cdot (Q + 2G_{\text{п}})}{a \cdot i_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta^m} = \frac{9810 \cdot (80 + 2 \cdot 0.8)}{2 \cdot 4 \cdot 0.97 \cdot 0.99^4} = 107388 \text{ Н}; \quad (2.3)$$

де  $G_{\text{п}}$  – маса підвіски, т;

$$G_{\text{п}} = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q_{\text{п}} = (0,02 \dots 0,03) \cdot 40 = 0.8 \dots 1.2 \text{ т}; \quad (2.4)$$

Приймаємо масу підвіски  $G_{\text{п}}=0.8$  т.

Згідно [17] вибираємо сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6х19 (1+6+6+6) + 1 о.с. (табл. 2.1) з умовним позначенням :

Канат 24 - Г - В - Н - 1770 ГОСТ 2688-80

Таблиця 2.1 - Параметри каната.

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	24
Маркувальна група, МПа	1770
Розрахункова площа перерізу, мм <sup>2</sup>	190,9
Розрахункова маса 1000 м каната, кг	2110
Розрахункове розривне зусилля, кН	380

## 2.4 Розрахунок шпильок кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використаємо нормалізовані планки з отворами (рис. 2.3) під шпильки [13].

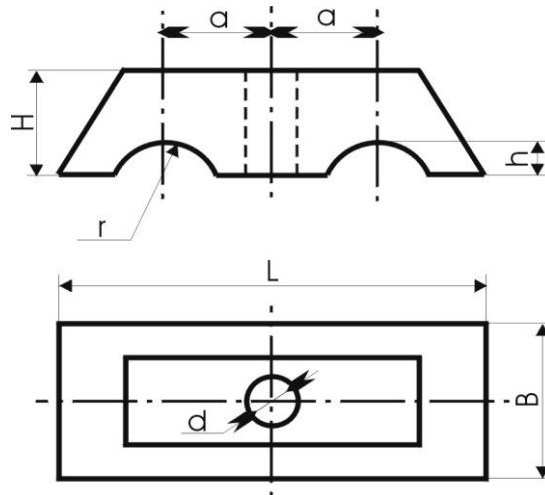


Рис. 2.3 - Нормалізовані планки з отворами під шпильки.

Визначаємо зусилля, що діє на канат у місці закріплення, Н:

$$F_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{max}}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{107388}{2,72^{0,163\pi}} = 23748 \text{ Н}; \quad (2.5)$$

де  $e$  – основа натурального логарифма,  $e=2,72$ ;

$f$  – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном,  $f=0,16$ ;

$\alpha$  - кут охоплення барабана витками, що не змотуються, за правилами Державного нагляду з охорони праці  $\alpha=3\pi$ ;

Визначимо необхідне число шпильок кріплення каната до барабана:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{\text{кр}}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 23748}{(20,319 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 55 \cdot 10^6} = 3,14; \quad (2.6)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різьби шпильки,  $d_1=20,319$  мм (M24);

$[\sigma]_p$  – допустиме напруження розтягу, для шпильок зі сталі Ст3  
 $[\sigma]_p=55\text{МПа}$ ;

Остаточно приймаємо  $Z = 4$ .

Згідно [13] занесемо основні розміри для нормалізованих планок у таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 - Основні розміри нормалізованих планок.

Параметр	Розміри, мм							
	a	L	B	H	h	r	d	d <sub>ш</sub>
Значення	28	85	65	26	4,0	18	26	M24

## 2.5 Розрахунок розмірів блоків і барабана

Визначимо мінімально допустимий діаметр барабана по середній лінії навитого каната, мм:

$$D_{\text{бар min}} = h_1 \cdot d_k = 12.5 \cdot 24 = 300 \text{ мм}; \quad (2.7)$$

де  $d_k$  – діаметр каната,  $d_k=24$  мм;

$h_1$  – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для барабана при режимі роботи M2 згідно [14]  $h=12,5$ ;

Попередньо приймаємо  $D_{\text{бар}}=300$  мм.

Визначимо мінімально припустимий діаметр блоку по середній лінії навитого каната, мм:

$$D_{\text{бл min}} = h_2 \cdot d_k = 14 \cdot 24 = 336 \text{ мм}; \quad (2.8)$$

де  $h_2$  – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для блоку при режимі M2 згідно [14]  $h=14$

Остаточно приймаємо  $D_{\text{бл}}=400$  мм.

Визначимо мінімально допустимий діаметр зрівняльних і відхиляючих блоків по середній лінії навитого каната, мм:

$$D_{\text{ур бл min}} = h_3 \cdot d_k = 12,5 \cdot 24 = 300 \text{ мм}; \quad (2.9)$$

де  $h_3$  – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для зрівняльного блоку при режимі М2 згідно [14]  $h=12,5$

Остаточно приймаємо  $D_{\text{ур бл}} = 300 \text{ мм}$ .

Виходячи з діаметра каната згідно [13] вибираємо профіль канавки канатного блоку (рис. 2.4) з такими основними розмірами (табл. 2.3).

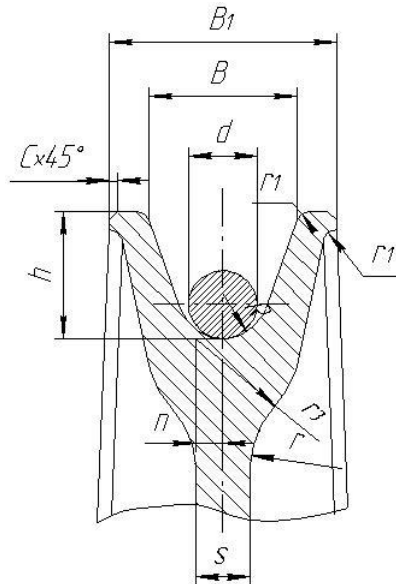


Рис. 2.4 - Профіль канавки канатного блоку.

Таблиця 2.3 - Основні розміри профілю канавки канатного блоку.

Параметр	Розміри, мм									
	d	R	B	B <sub>1</sub>	h	r	r <sub>1</sub>	r <sub>3</sub>	C	S
Значення	24	15,5	55	80	45	32	4	32	2,0	16

## 2.6 Розрахунок вузла барабана

### 2.6.1 Розрахунок стінки барабана на міцність

Визначимо геометричні розміри барабана, виходячи з необхідної висоти підйому вантажу.

Необхідна кількість витків:

$$n_B = 4.5 + \frac{H \cdot i_I}{\pi \cdot D_A} = 4.5 + \frac{8 \cdot 4}{\pi \cdot 0.675} = 19.59 \rightarrow 20 \text{ витків} . \quad (2.10)$$

Довжина нарізки:

$$l = n_B \cdot t = 20 \cdot 28 = 560 \text{ мм} , \quad (2.11)$$

де  $t$  - крок нарізки; для канатів діаметром понад 23,5 мм до 25 мм  $t = 28 \text{ мм}$  [7].

Довжина ділянок під закріплення каната  $l_2 = 100 \text{ мм}$  .

Відстань між нарізками  $l_1 = 60 \text{ мм}$  ,

Загальна довжина барабана:

$$L_B = 2l + l_1 + 2l_2 = 2 \cdot 560 + 60 + 2 \cdot 100 = 1380 \text{ мм} . \quad (2.12)$$

Товщину стінки барабана визначаємо з умов стиску. Тому що довжина барабана не перевищує величину  $4D_{БАР}$ , то напруження крутіння й згину, що виникають у стінці, незначні, і ними можна знехтувати.

Визначаємо мінімальну товщину стінки барабана:

$$\delta = \frac{F_{\max}}{[\sigma_{СЖ}] \cdot l} = \frac{107388}{120 \cdot 10^6 \cdot 0.028} = 0.03196 \text{ м} \rightarrow 32 \text{ мм} , \quad (2.13)$$

$$\text{де } [\sigma_{\text{сж}}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа},$$

де  $n$  - запас міцності; для сталевих барабанів  $n=2$  [16].

Остаточно приймаємо товщину стінки  $\delta = 32 \text{ мм}$ . Профіль стінки барабана показаний на рис. 2.5.

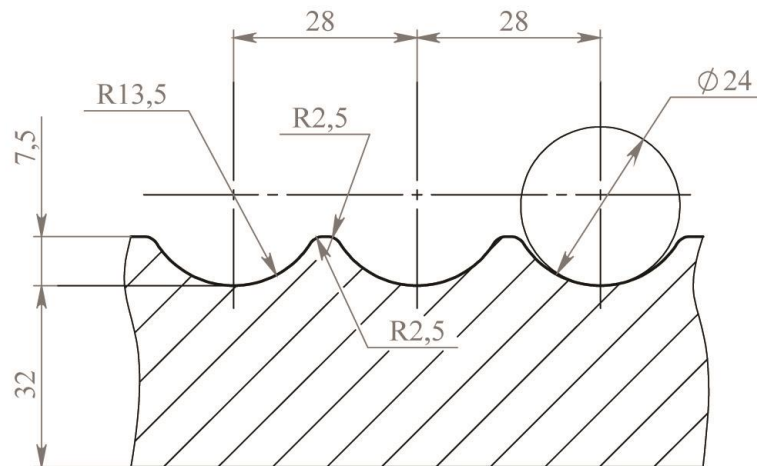


Рис. 2.5 - Профіль стінки барабана.

### 2.6.2 Розрахунок вісі барабана

Розрахункова схема вісі барабана представлена на рис. 2.6. Розміри, зазначені на схемі, отримані в результаті попереднього ескізного компонування вузла з урахуванням аналізу існуючих барабанів і становлять:

$$L_B = 1380 \text{ мм} ; L_1 = 1550 \text{ мм} ; L_2 = 50 \text{ мм} ; L_3 = 120 \text{ мм} ; L_4 = 180 \text{ мм} ; \\ L_5 = 30 \text{ мм} ; L_6 = 160 \text{ мм} ; L_7 = 200 \text{ мм} .$$

На схемі:

$$P = \frac{m_B \cdot g}{2} = \frac{1200 \cdot 9.81}{2} = 5886 \text{ Н} \quad - \quad \text{розрахункове вертикальне зусилля,}$$

передане барабаном на вісь,

де  $m_B = 1200 \text{ кг}$  - маса барабана в зборі.

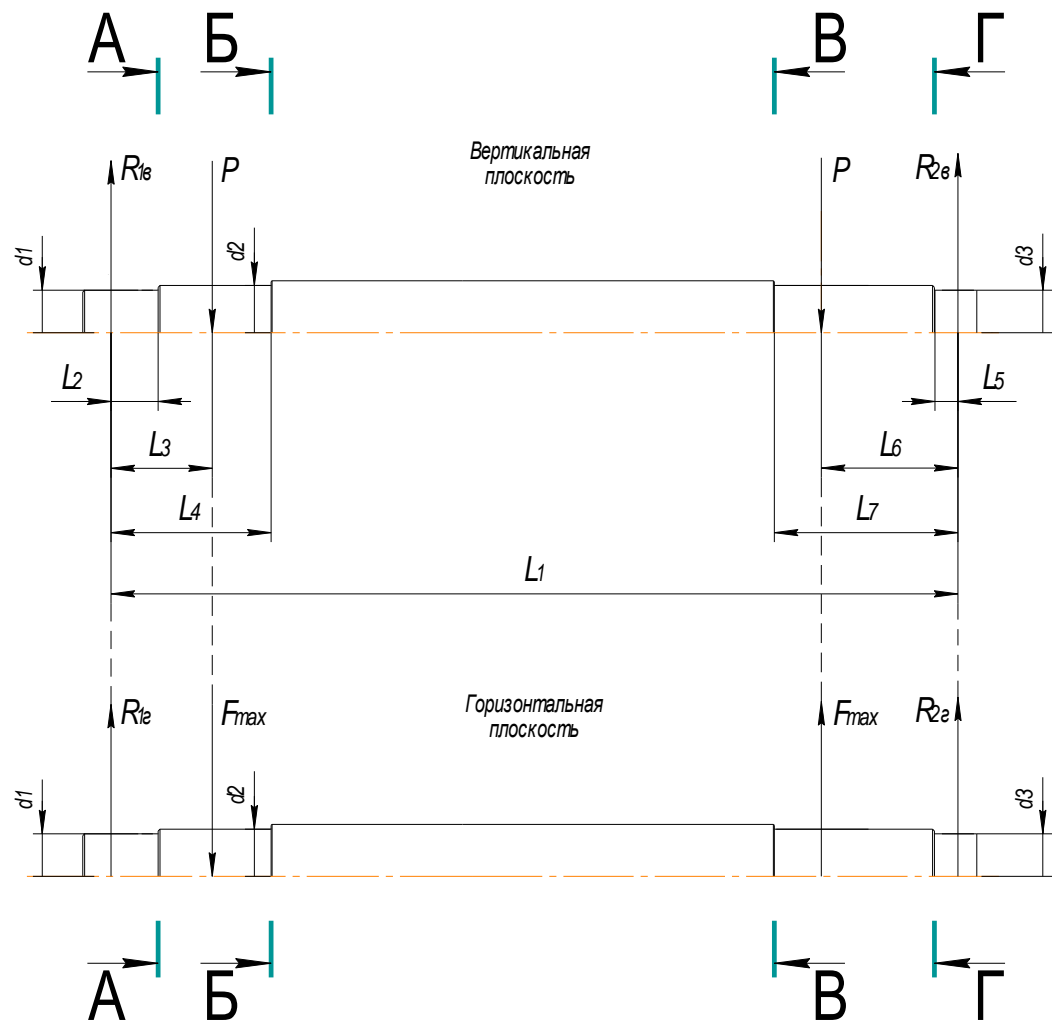


Рис. 2.6 - Схема до розрахунку вісі барабана

Визначимо реакції опор барабана.

Вертикальні реакції:

$$R_{1B} = \frac{P(L_6 + L_1 - L_3)}{L_1} = \frac{5886(0.16 + 1.55 - 0.12)}{1.55} = 6038 \text{ Н}; \quad (2.14)$$

$$R_{2B} = \frac{P(L_3 + L_1 - L_6)}{L_1} = \frac{5886(0.12 + 1.55 - 0.16)}{1.55} = 5734 \text{ Н}. \quad (2.15)$$

Горизонтальні реакції:

$$R_{1\Gamma} = \frac{F_{MAX}(L_1 - L_3 - L_6)}{L_1} = \frac{107388(1.55 - 0.12 - 0.16)}{1.55} = 88000 \text{ H}; \quad (2.16)$$

$$R_{2\Gamma} = \frac{F_{MAX}(L_3 - L_1 + L_6)}{L_1} = \frac{107388(0.12 - 1.55 + 0.16)}{1.55} = 88000 \text{ H}. \quad (2.17)$$

Сумарні реакції:

$$R_{1\Sigma} = \sqrt{R_{1B}^2 + R_{1\Gamma}^2} = \sqrt{6038^2 + 88000^2} = 88207 \text{ H}; \quad (2.18)$$

$$R_{2\Sigma} = \sqrt{R_{2B}^2 + R_{2\Gamma}^2} = \sqrt{5734^2 + 88000^2} = 88187 \text{ H}. \quad (2.19)$$

Приймаємо  $R_{1\Sigma} = R_{2\Sigma} = R = 88200 \text{ H}$

Допустимі напруження згину вісі:

$$[\sigma_r] = \frac{1,4\sigma_{-II}}{K_\sigma[S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107 \text{ МПа}, \quad (2.20)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для цапфи вісі з галтельним переходом  $K_\sigma = 2,7$  [14];

[S] - запас міцності; для групи класифікації механізму М2 [S]=1,4.

Визначимо моменти згину і мінімальні діаметри перерізів вісі.

Переріз А-А:

$$M_A = R \cdot L_2 = 88200 \cdot 0.05 = 4410 \text{ Нм}; \quad (2.21)$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_A}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{4410}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 72.7 \text{ мм}. \quad (2.22)$$

Переріз Б-Б:

$$M_{\dot{A}} = \sqrt{(R_{1B} \cdot L_4 - P \cdot (L_4 - L_3))^2 + (R_{1\dot{A}} \cdot L_4 - F_{MAX} \cdot (L_4 - L_3))^2} =$$

$$= \sqrt{(6038 \cdot 0.18 - 5886 \cdot (0.18 - 0.12))^2 + (88000 \cdot 0.18 - 107388 \cdot (0.18 - 0.12))^2} = 9425 \text{ Нм} ; \quad (2.23)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{9425}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 94 \text{ мм}. \quad (2.24)$$

Переріз В-В:

$$M_B = \sqrt{(R_{2B} \cdot L_7 - P \cdot (L_7 - L_6))^2 + (R_{2\Gamma} \cdot L_7 - F_{MAX} \cdot (L_7 - L_6))^2} =$$

$$= \sqrt{(5734 \cdot 0.2 - 5886 \cdot (0.2 - 0.16))^2 + (88000 \cdot 0.2 - 107388 \cdot (0.2 - 0.16))^2} = 13336 \text{ Нм} ; \quad (2.25)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{13336}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 104.2 \text{ мм}. \quad (2.26)$$

Перетин Г-Г:

$$M_{\Gamma} = R_{\Sigma} \cdot L_5 = 88200 \cdot 0.03 = 2646 \text{ Нм} ; \quad (2.27)$$

$$d_{\Gamma} = \sqrt[3]{\frac{M_{\Gamma}}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{2646}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 59.6 \text{ мм}. \quad (2.28)$$

З конструктивних міркувань діаметри перерізів Б-Б і В-В приймаються однаковими  $d_B = d_B = d_2 = 105 \text{ мм}$ .

Діаметр перерізів А-А й Г-Г приймаються з урахуванням необхідності наступної установки підшипників кочення:

$$d_A = 95 \text{ мм} ;$$

$$d_{\Gamma} = 60 \text{ мм} .$$

### 2.6.3 Вибір і розрахунок підшипників для барабана

Передній підшипник барабана служить для сполучення зубчатого вінця з вихідним валом редуктора і у процесі роботи не обертається, тому його вибір проводимо по статичній вантажопідйомності.

Визначимо необхідну статичну вантажопідйомність підшипника, Н:

$$C_0 = 1,2 \cdot R_{\Sigma}; \quad (2.29)$$

$$C_0 = 1,2 \cdot 88200 = 105840 \text{ Н.}$$

За ГОСТ 5721-75 прийнятий радіальний дворядний сферичний роликовий підшипник з наступними параметрами (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C <sub>0</sub> , кН	Маса, кг
3619	95	200	67	400	300	10,3

Розрахункові навантаження для заднього підшипника.

Еквівалентне навантаження на задній підшипник:

$$F_3 = K_G \cdot R_{\Sigma} = 0,5 \cdot 88200 = 44100 \text{ Н}, \quad (2.30)$$

де  $K'_G$  - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження. Для групи класифікації механізму М2  $K'_G = 0,5$  [14].

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = VF_3 K'_G = 1 \cdot 44100 \cdot 1,2 = 52920 \text{ Н}, \quad (2.31)$$

де  $V$ - коефіцієнт обертання; при обертанні внутрішнього кільця підшипника  $V=1,0$ ;

$K_6$  - коефіцієнт безпеки; для підшипників барабана  $K_6=1,2$ .

Розрахунковий термін служби підшипника  $L_h = 1600$  ч [14].

Частота обертання барабана  $n_{бар} = 3.02 \text{ мин}^{-1}$ .

Прийнято  $n_{бар} = 10 \text{ мин}^{-1}$ .

Необхідна динамічна вантажопідйомність

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1.6}{1.494} 52920 = 56675 \text{ Н}, \quad (2.32)$$

де  $f_h$ - коефіцієнт довговічності; при  $L_h = 1600$  ч,  $f_h=1,6$ ;

$f_n$  - коефіцієнт, обумовлений по частоті обертання; при  $n_6=10 \text{ хв}^{-1}$ ,  $f_n=1.494$  [15].

За ГОСТ 5721-75 прийнятий радіальний дворядний сферичний роликівий підшипник з наступними параметрами (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C <sub>0</sub> кН	Маса, кг
3612	60	130	46	128	196	3,1

#### 2.6.4 Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця

Розрахункова схема болтів представлена на рис. 2.7. Радіус розміщення болтів отриманий у результаті попереднього ескізного компоновання вузла з урахуванням аналізу існуючих барабанів і становить  $R_B = 280 \text{ мм}$ .

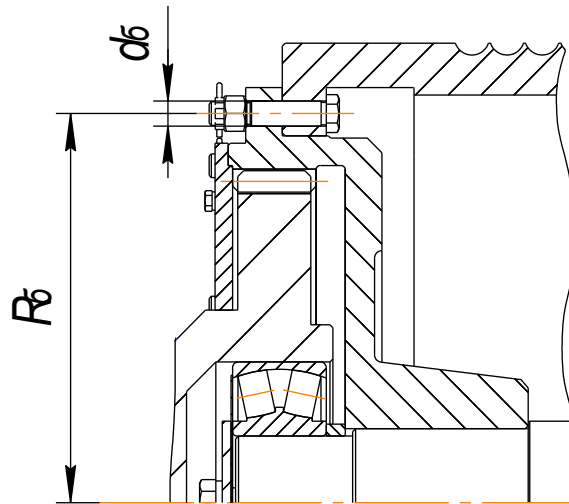


Рис. 2.7 - Схема до розрахунку болтів кріплення зубчатки

Діаметр одного болта:

$$[d] = \sqrt{\frac{4 \cdot T_1}{\pi \cdot z \cdot R_b \cdot [\tau] \cdot K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 74098}{\pi \cdot 0.28 \cdot 85 \cdot 10^6 \cdot 8 \cdot 0.75}} = 0.0257 \text{ м}, \quad (2.33)$$

де  $z = 8$  - кількість болтів;

$K = 0,75$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між болтами;

$[\tau] = 85 \text{ МПа}$  - допускає напруження зрізу для болтів зі сталі 45 при роботі за пульсуючим циклом навантаження [4];

Приймаємо  $d = 26 \text{ мм}$  - болт 1а М24 ГОСТ 7817-80.

## 2.7 Розрахунок елементів гакової підвіски

### 2.7.1 Розрахунок вилки

Розміри вилки представлені на рисунку 2.8. Вони отримані з попереднього ескізного компонування підвіски з урахуванням аналізу існуючих виробів. Розміри хвостовика вилки прийняті рівними відповідним розмірам стандартного кованого гака аналогічної вантажопідйомності й

режиму роботи (№21). Розрахунок ведеться по допустимим напруженням розтягу для перерізів А-А хвостовика й Б-Б вилки.

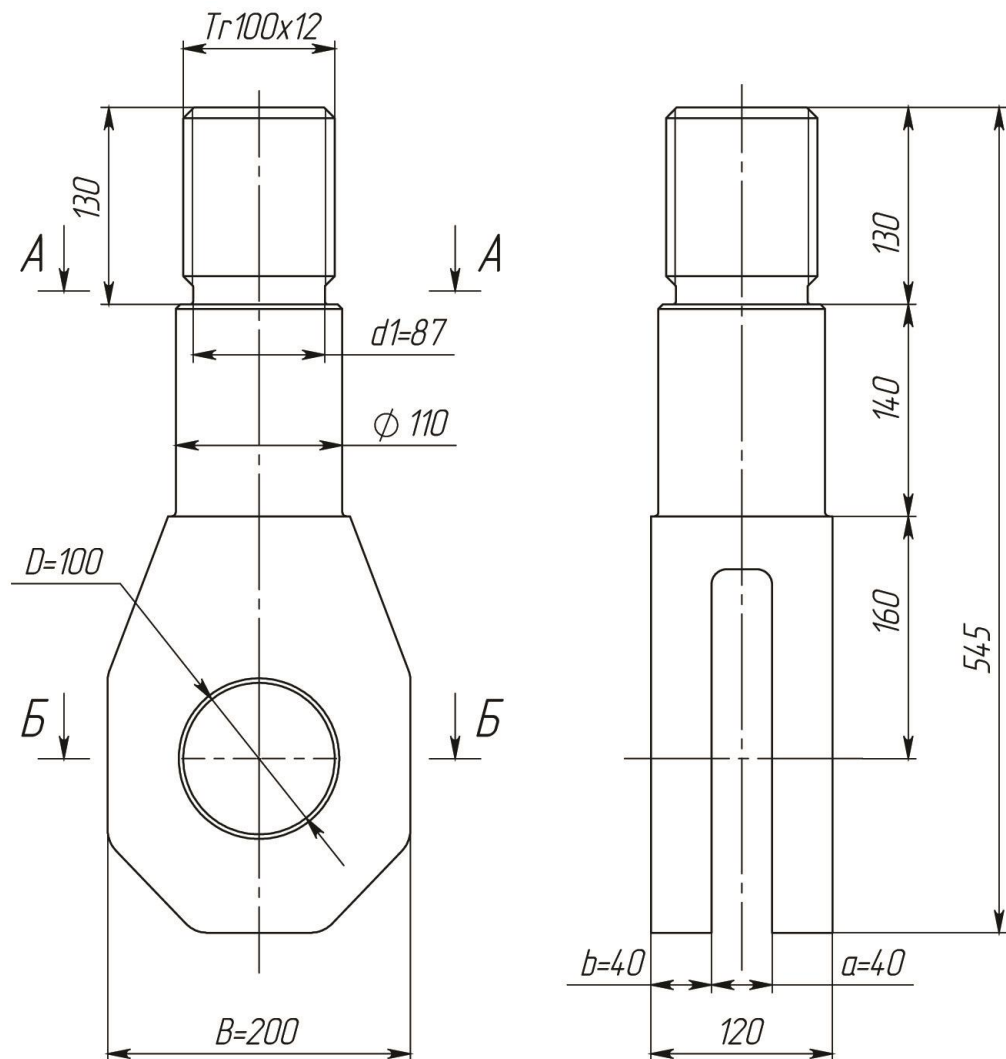


Рис. 2.8 - Вантажопідійомна вилка.

Напруження в перерізі А-А:

$$\sigma_A = \frac{K_{II} \cdot 4 \cdot Q_{II} \cdot 9810}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{1.1 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 9810}{\pi \cdot 0.087^2} = 72.6 \text{ МПа} < [\sigma_p], \quad (2.34)$$

де  $K_{II} = 1.1$  - коефіцієнт перевантаження для механізму підйому;

$[\sigma_p] = 75 \text{ МПа}$  - допустиме напруження розтягу для кованих гаків зі сталі

20Г при режимі роботи М2.

Напруження в перерізі Б-Б:

$$\sigma_A = \frac{K_{II} \cdot Q_{II} \cdot 9810}{2(B-D) \cdot b} = \frac{1.1 \cdot 40 \cdot 9810}{2(0.2-0.1) \cdot 0.04} = 54 \text{ МПа} < [\sigma_p]. \quad (2.35)$$

Висота гайки вилки повинна приблизно рівнятися довжині різьби хвостовика, зовнішній діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру упорного підшипника. Остаточні розміри гайки вилки визначають після ескізного компонування підвіски.

### 2.7.2 Вибір упорного підшипника

Упорний підшипник вилки вибирається за статичною вантажопідйомністю і діаметром шийки вилки. На динамічну вантажопідйомність підшипник не перевіряють, тому що вилка робить незначний коливальний рух.

Визначимо необхідну статичну вантажопідйомність підшипника, Н:

$$C_0 = 1,2 \cdot 9810 \cdot 10^3 (Q_{II} + G_{II}) \quad (2.36)$$

$$C_0 = 1,2 \cdot 9810 \cdot (40 + 0,8) = 480298 \text{ Н}$$

Згідно [12] вибираємо підшипник кульковий однорядний упорний середньої серії № 8312 з такими параметрами (табл. 2.6):

Таблиця 2.6 - Характеристика підшипника [12].

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C <sub>0</sub> Н	Маса, кг
8312	110	190	63	3,5	690000	7,9

У нормальних підвісках розраховують вісь блоку, траверсу та серезку. Розрахункова відстань *A* між опорами вісі блоку і цапф траверси, мм:

$$A = Z \cdot B_{\text{бл}} + 2\delta_1 + \delta_2, \quad (2.37)$$

де  $Z$  - кількість блоків на осі між сержками;

$B_{\text{бл}}$  - ширина блоку, мм;  $B_{\text{бл}} = 4\sqrt{D} = 4 \cdot \sqrt{336} \approx 74$  мм;

$D$  - діаметр блоку по центрі каната, мм;

$\delta_1$  - товщина кожуха;  $\delta_1 = 6$  мм;

$\delta_2$  - товщина сержки;  $\delta_2 = 32$  мм.

$$A = 2 \cdot 74 + 2 \cdot 6 + 32 = 192 \text{ мм} \quad (2.38)$$

### 2.7.3 Розрахунок вісі блоків

Розрахункова схема вісі представлена на рис. 2.9. Розміри, зазначені на схемі, отримані з попереднього ескізного компоновання підвіски з урахуванням рекомендацій, наведених в [14].

На схемі:

$$P = \frac{K_{\text{п}}(Q_{\text{п}} + G_{\text{п}}) \cdot 9810}{2} = \frac{1.1(40 + 0.8) \cdot 9810}{2} = 220136 \text{ Н} - \text{розрахункове зусилля}$$

в серзі підвіски;

$$q = \frac{K_{\text{п}}(Q_{\text{п}} + G_{\text{п}}) \cdot 9810}{Z \cdot B_{\text{бл}}} = \frac{1.1(40 + 0.8) \cdot 9810}{2 \cdot 0.074} = 2974816 \text{ Н/м} - \text{розподілене}$$

навантаження, передане підшипниками на вісь.

Зі схеми видно, що розрахунковий або максимальний згинаючий момент виникає в середньому перерізі вісі і дорівнює  $M_{\text{max}} = 12086 \text{ Нм}$ .

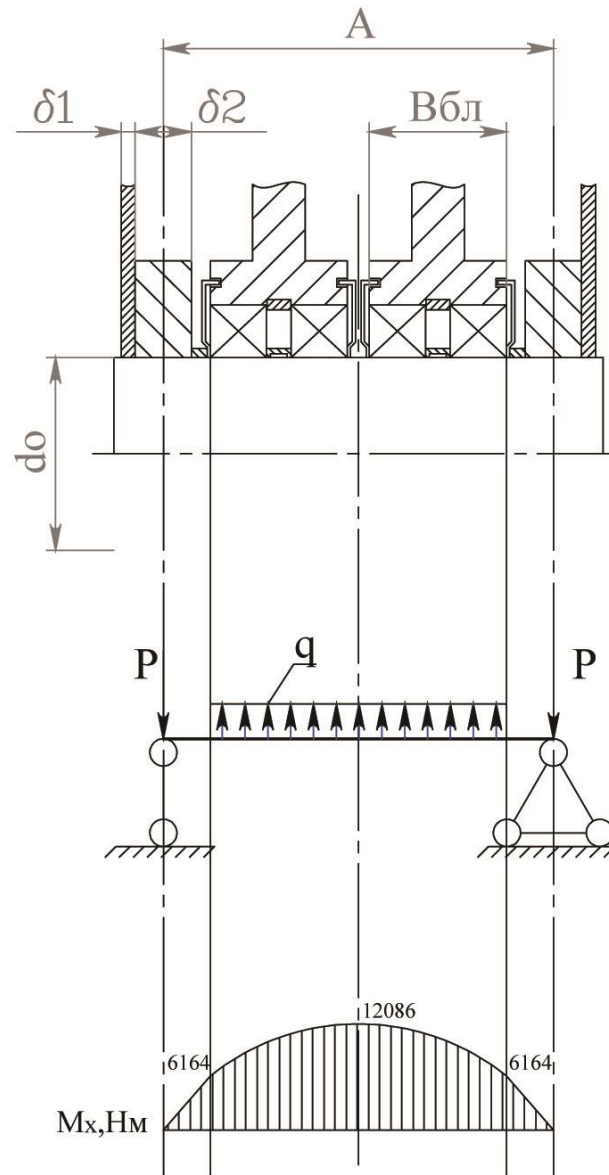


Рис. 2.9 - Розрахункова схема вісі блоків

Визначимо допустиме напруження згину  $[\sigma_H]$  для вісі, виготовленої зі Сталі 45 за ГОСТ 1050-88 з такими механічними характеристиками:

- межа міцності  $\sigma_B$ , МПа 610
- межа текучості  $\sigma_T$ , МПа 360
- межа витривалості при згині  $\sigma_{-II}$ , МПа 290

$$[\sigma_H] = \frac{1.4\sigma_{-II}}{K_\sigma \cdot [S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.1 \cdot 1.4} = 138 \text{ МПа}, \quad (2.39)$$

де  $K_\sigma$  - ефективний коефіцієнт концентрації напружень; для вісі, послабленої мастильними отворами  $K_\sigma = 2.1$ ;

[S] - коефіцієнт запасу міцності; для групи класифікації механізму М2 [S] = 1,4 [15].

Діаметр вісі:

$$d'_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1 \cdot [\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{12086}{0,1 \cdot 138 \cdot 10^6}} = 0,096 \text{ м} \quad (2.40)$$

Прийнято  $d_0 = 100 \text{ мм}$ .

#### 2.7.4 Вибір і розрахунок підшипників для блоків

Розрахункові навантаження

Еквівалентне навантаження на один підшипник блоку:

$$F_9 = K_G \frac{(Q_{II} + G_{II}) \cdot K_{II} \cdot 9810}{2 \cdot z_6} = 0,5 \cdot \frac{(40 + 0,8) \cdot 1,1 \cdot 9810}{2 \cdot 2} = 55034 \text{ Н}, \quad (2.41)$$

де  $Q_{II}$  - номінальна піднімальна сила гакової підвіски, Н;

$z_6$  - число блоків у підвісці;

2 - число підшипників в одному блоці;

$K'_G$  - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження. Для групи класифікації механізму М2  $K'_G = 0,5$  [15].

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = VF_9 K'_G = 1,2 \cdot 55034 \cdot 1,2 = 79249 \text{ Н}, \quad (2.42)$$

де V- коефіцієнт обертання; при обертанні зовнішнього кільця підшипника V=1,2;

$K_6$ - коефіцієнт безпеки; для підшипників підвіски  $K_6=1,2$ .

Розрахунковий термін служби підшипника  $L_h = 1600$  ч [15].

Частота обертання блоку:

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{II} (u_n - 1)}{\pi D_{6i}} = \frac{60 \cdot 0.0267(4-1)}{3,14 \cdot 0.336} = 4.56 \text{ мин}^{-1}. \quad (2.43)$$

Прийнято  $n_6 = 10 \text{ мин}^{-1}$ .

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1.6}{1.494} 79249 = 84872 \text{ Н}, \quad (2.44)$$

де  $f_h$ - коефіцієнт довговічності; при  $L_h = 1600$  ч,  $f_h=1,6$ ;

$f_n$  - коефіцієнт, який визначається за частотою обертання;

при  $n_6=10 \text{ хв}^{-1}$ ,  $f_n=1.494$  [15].

Підшипники вибираємо за діаметром вісі. За ГОСТ 8338-75 для блоків підвіски прийняті радіальні однорядні кулькові підшипники з наступними параметрами (табл. 2.7).

Таблиця 2.7 – Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	C, Н	C <sub>0</sub> , Н	Маса, кг
220	100	180	34	124000	79000	3, 2

### 2.7.5 Розрахунок траверси

Траверсу представляють як балку (рис.2.10), опорами якої служать сержки. Отже, проліт траверси дорівнює прольоту вісі

$$l_T = A = 192 \text{ мм}.$$

Навантаження  $Q_{\max} = (Q + G_{II}) \cdot K_{II} \cdot 9810 = 440273 \text{ Н}$ , передане гайкою вилки через упорний підшипник приймається зосередженим в центрі траверси.

Траверса має два небезпечні перерізи: центральне Б-Б, ослаблене отвором  $d_1$  для пропуску шийки вилки, і переріз А-А - місце переходу цапфи  $d_y$  в тіло траверси. Така розрахункова схема типова для траверс нормальних і полегшених гакових підвісок.

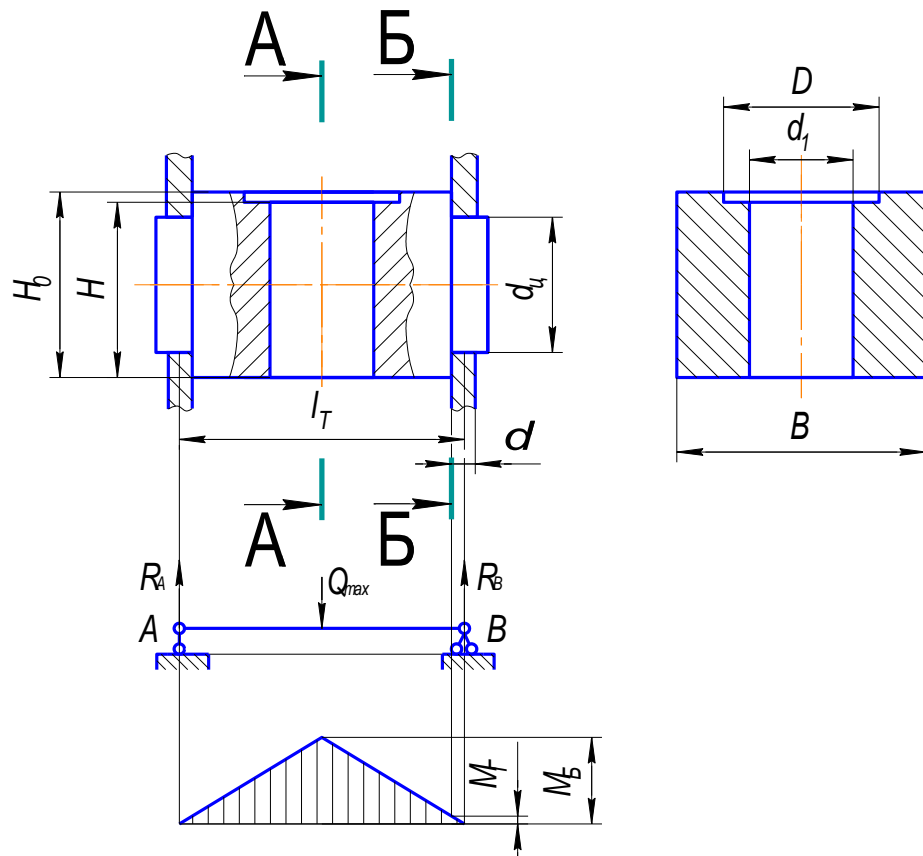


Рис. 2.10 - Розрахункова схема траверси

Вихідні дані до розрахунку траверси:

- матеріал	сталь 45
- межа міцності $\sigma_B$ , МПа	610
- межа текучості $\sigma_T$ , МПа	360
- межа витривалості при згині $\sigma_{-II}$ , МПа	290

Ширина траверси

$$b = D + (20 \dots 35) = 190 + (20 \dots 35) = 210 \dots 225 \text{ мм}, \quad (2.45)$$

де  $D$  - зовнішній діаметр упорного підшипника для вилки.

Прийнято  $b=220$  мм.

Висота траверси визначається з умови міцності перетину Б-Б на згин. Через симетричне розташування навантаження  $Q_{\max}$  відносно сережок, опорні реакції:

$$R_A = R_B = \frac{Q_{\max}}{2} = \frac{440273}{2} = 220136 \text{ Н.} \quad (2.46)$$

Згинаючий момент у перерізі Б-Б:

$$M_A = R_A \frac{l_T}{2} = 220136 \frac{192}{2} = 21\,133\,056 \text{ Н} \cdot \text{мм} . \quad (2.47)$$

Допустиме напруження для перетину Б-Б:

$$[\sigma_A] = \frac{1,4\sigma_{-1H}}{K_\sigma[S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,6 \cdot 1,4} = 111 \text{ МПа,} \quad (2.48)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для перетину траверси, ослабленого отвором;  $K_\sigma = 2,6$  [15];

[S] - запас міцності; для групи класифікації механізму М2 [S]=1,4.

Необхідний момент опору перетину Б-Б:

$$W_A = \frac{M_A}{[\sigma_A]} = \frac{21133056}{111} = 162562 \text{ мм}^3. \quad (2.49)$$

Нехтуючи розточкою під кільце упорного підшипника, можна записати

$$W_A = \frac{(b-d_1)h_T^2}{6}, \quad (2.50)$$

звідки висота траверси

$$h_T = \sqrt{\frac{6W_A}{b-d_1}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 162562}{220-115}} = 98.6 \text{ мм.} \quad (2.51)$$

Прийнято  $h_T = 110 \text{ мм.}$

Діаметр цапфи визначається із двох умов: міцності цапфи на згин і забезпечення допустимих напружень зминання у зоні рухомого контакту цапфи із сержкою.

Діаметр цапфи з розрахунку на згин

Згинальний момент у перерізі Г-Г:

$$M_B = R_{B1} l_1 = R_B \left( \delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right) = 220136 \left( 6 + \frac{32}{2} \right) = 4842992 \text{ Нмм.} \quad (2.52)$$

Допустиме напруження у перерізі Г-Г:

$$[\sigma_B] = \frac{1,4\sigma_{-II}}{K_\sigma[S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107 \text{ МПа,} \quad (2.53)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для цапфи траверси з галтельним переходом  $K_\sigma = 2,7 [15]$ ;

$[S]$  - запас міцності; як і для перетину Б-Б  $[S] = 1,4$ .

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1[\sigma_B]}} = \sqrt[3]{\frac{4.843 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 107}} = 76.9 \text{ мм.} \quad (2.54)$$

Діаметр цапфи з розрахунку на зминання

Вважаючи, що реакція  $R_B$  сприймається тільки сержкою, можна записати

$$\sigma_{cm} = \frac{R_B}{d_y \cdot \delta_2}, \text{ звідки } d_y = \frac{R_B}{[\sigma_{cm}] \cdot \delta_2} = \frac{220136}{65 \cdot 32} = 105.8 \text{ мм}, \quad (2.55)$$

де  $[\sigma_{cm}] = 65$  МПа - допустиме напруження змінання.

Прийнято  $d_y = 106$  мм.

### 2.7.6 Розрахунок сережки

Сережка (рис. 2.11) розтягується зусиллям  $\frac{Q_{\max}}{2}$ . При постійній ширині В сережки і  $d_0 < d_y$  одним з небезпечних буде переріз А-А. Крім цього перевіряється міцність проушин сережки в перерізах Б-Б.

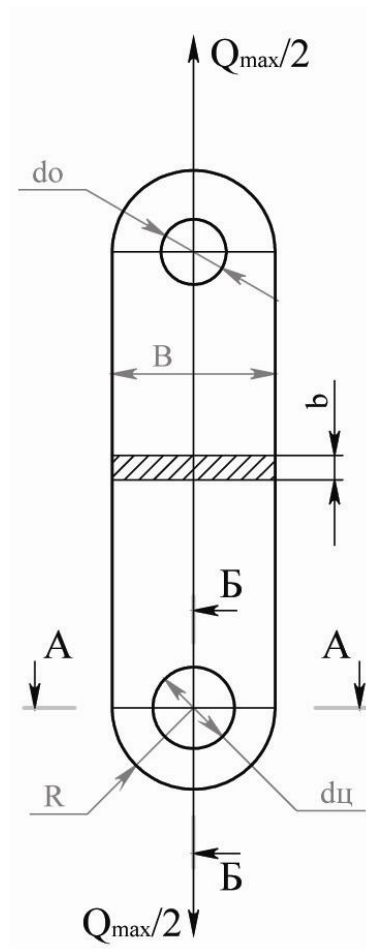


Рис. 2.11 - Сережка

Ширина серезки:

$$B = (1,8...2)d_{II} = (1,8...2)106 = 190,8...212 \text{ мм.} \quad (2.56)$$

Прийнято  $B = 210$  мм

Напруження в перерізі А-А

$$\sigma_A = \frac{Q_{\max}}{2(B-d_{II}) \cdot b} = \frac{440272}{2(210-106)32} = 66 < [\sigma_p] \quad (2.57)$$

де  $[\sigma_p]$  - допустиме напруження розтягу для серезки зі сталі марки 20; згідно [14],  $[\sigma_p] = 110$  МПа.

Напруження в перерізі Б-Б

Проушина являє собою товстостінний циліндр, навантажений зсередини тиском  $P_b = \frac{Q_{\max}}{2bd_{II}}$  МПа, а зовні – тиском  $P_H = 0$ . Відповідно до формул Ляме-Гадоліна [15], у цьому випадку найбільші напруження будуть на внутрішній поверхні, у точці 1:

$$\sigma_B = P_b \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2}. \quad (2.58)$$

Стосовно перетину Б-Б  $D_H = B$ ; у  $D_B = d_{II}$ , тоді

$$\sigma_B = \frac{Q_{\max}}{2b \cdot d_{II}} \cdot \frac{B^2 + d_{II}^2}{B^2 - d_{II}^2} = \frac{440272}{2 \cdot 32 \cdot 106} \cdot \frac{210^2 + 106^2}{210^2 - 106^2} = 109 = [\sigma_p]. \quad (2.59)$$

## 2.8 Розрахунок вісі зрівняльного блоку

З метою уніфікації для відхиляючих і зрівняльних блоків застосовуємо однакові вісі, щоби й підшипники, незважаючи на те, що навантаження на

них трохи відрізняються. Так за статичне навантаження на блок приймається величина  $V = K_{II} \cdot 2F_{MAX}$  (навантаження на зрівняльний блок), а частота обертання, необхідна при розрахунку вантажопідйомності підшипників, приймається рівній частоті відхиляючого блоку.

Розрахункова відстань  $A$  між опорами вісі блоку, мм

$$A = Z \cdot B_{ол} + 2\delta_B + \delta_{щ} = 1 \cdot 70 + 2 \cdot 8 + 16 = 102 \text{ мм} \quad (2.60)$$

де  $Z$  - кількість блоків на осі між щоками;

$B_{ол}$  - ширина блоку, мм;  $B_{ол} = 4\sqrt{D} = 4 \cdot \sqrt{300} \approx 70 \text{ мм}$ ;

$D$  - діаметр блоку по центрі каната, мм;

$\delta_{щ}$  - товщина щоки;  $\delta_{щ} = 16 \text{ мм}$ ;

$\delta_B$  - товщина втулки;  $\delta_B = 8 \text{ мм}$ .

Розрахункова схема вісі представлена на рис. 2.12. Розміри, зазначені на схемі, отримані з попереднього ескізного компоновання вузла з урахуванням рекомендацій, наведених в [15].

На схемі:

$$P = \frac{V}{2} = \frac{K_{II} \cdot 2 \cdot F_{MAX}}{2} = \frac{1.1 \cdot 2 \cdot 107388}{2} = 118127 \text{ Н} - \text{ розрахункове зусилля в}$$

щоці;

$$q = \frac{K_{II} \cdot 2 \cdot F_{MAX}}{B_{ол}} = \frac{1.1 \cdot 2 \cdot 107388}{0.070} = 3375051 \text{ Н/м} - \text{ розподілене навантаження,}$$

передане підшипниками на вісь.

Зі схеми видно, що розрахунковий або максимальний згинаючий момент виникає по центру вісі і дорівнює  $M_{max} = 3957 \text{ Нм}$ .

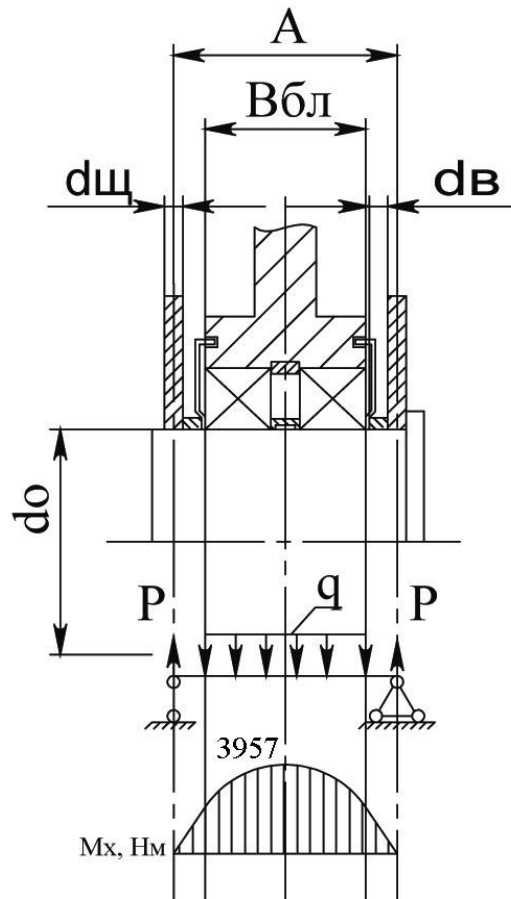


Рис. 2.12 - Розрахункова схема вісі блоків

Визначимо допустиме напруження згину  $[\sigma_H]$  для вісі, виготовленої зі Сталі 45 за ГОСТ 1050-88 з такими механічними характеристиками:

- межа міцності $\sigma_B$ , МПа	610
- межа текучості $\sigma_T$ , МПа	360
- межа витривалості при згині $\sigma_{-II}$ , МПа	290

$$[\sigma_H] = \frac{1.4\sigma_{-II}}{K_\sigma \cdot [S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.1 \cdot 1.4} = 138 \text{ МПа}, \quad (2.61)$$

де  $K_\sigma$  - ефективний коефіцієнт концентрації напруг; для вісі, ослабленої мастильними отворами  $K_\sigma = 2.1$ ;

$[S]$  - коефіцієнт запасу міцності; для групи класифікації механізму М2  $[S] = 1.4$  [15].

Діаметр вісі:

$$d'_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1 \cdot [\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{3957}{0,1 \cdot 138 \cdot 10^6}} = 0,066 \text{ м} \quad (2.62)$$

Діаметр вісі з розрахунку на зминання

Реакція  $P$  сприймається тільки щогою, отже можна записати

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{d_0 \cdot \delta_{щ}}, \text{ звідки } d_0 = \frac{P}{[\sigma_{cm}] \cdot \delta_{щ}} = \frac{118127}{65 \cdot 16} = 114 \text{ мм}, \quad (2.63)$$

де  $[\sigma_{cm}] = 65$  МПа – допустиме напруження зминання.

Очевидно, у зоні контакту осі зі щогою необхідно встановити посилюючі накладки. Приймаємо товщину накладок  $\delta_H = 6$  мм і проводимо перерахунок:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{d_0 \cdot (\delta_{щ} + 2\delta_H)}, \text{ звідки } d_0 = \frac{P}{[\sigma_{cm}] \cdot \delta_{щ}} = \frac{118127}{65 \cdot (16 + 2 \cdot 6)} = 65 \text{ мм}, \quad (2.64)$$

Прийнято  $d_f = 70$  мм.

## 2.9 Розрахунок потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів

Визначимо статичну потужність електродвигуна, квт:

$$P_{ст} = \frac{9810 \cdot (Q + 2G_H) \cdot V_H}{\eta_3} = \frac{9810 \cdot (80 + 1,6) \cdot 0,0267}{0,86} = 24853 \text{ Вт}, \quad (2.65)$$

де  $\eta_3$  – загальний ККД механізму;

$$\eta_3 = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_6 \cdot \eta_{\text{р}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}^2 = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^2 = 0,86, \quad (2.66)$$

де  $\eta_{\text{п}}$  – ККД поліспасти,  $\eta_{\text{п}}=0,97$ ;

$\eta_6$  – ККД барабана,  $\eta_6=0,96$ ;

$\eta_{\text{р}}$  – ККД редуктора,  $\eta_{\text{р}}=0,96$ ;

$\eta_{\text{м}}$  – ККД муфти,  $\eta_{\text{м}}=0,99$ ;

Згідно [17], вибираємо двигун МТГ 411-6 з такими технічними характеристиками (табл. 2.8):

Табл. 2.8 - Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$ при ПВ 15%, кВт	30
Частота обертання $n_{\text{д}}$ , хв <sup>-1</sup>	945
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$ , кг м <sup>2</sup>	0.5
Маса, кг	280

Перевіряємо електродвигун на нагрів.

Визначимо еквівалентну потужність електродвигуна, що не допускає перегріву обмоток, кВт:

$$P_{\text{е}} = K_{15} \cdot \gamma \cdot P_{\text{ст}} = 0,50 \cdot 0,85 \cdot 24,853 = 10,562 \text{ кВт} \leq P_{\text{кат}} = 30 \text{ кВт} \quad (2.67)$$

де  $K_{15}$  – коефіцієнт зведення потужності; для режиму роботи М2  $K_{15}=0,50$ ;

$\gamma$  - коефіцієнт, що визначає еквівалентну за нагрівом потужність; для механізму підйому вантажу  $\gamma = 0,85$  [4].

Умова виконується, тому перегріву обмоток двигуна не буде.

## 2.10 Енергосиловий та кінематичний розрахунок параметрів привода

Визначимо величини крутних моментів і частот обертання вихідних валів редукторів, а також вала двигуна в сталому режимі з номінальним завантаженням. Попередньо з урахуванням аналізу існуючих кранів приймаємо передаточні числа швидкохідного й тихохідного редукторів рівними  $U_1 = 12,5$  і  $U_2 = 25$  відповідно.

Таким чином загальне передаточне число привода складе:

$$U = U_1 \cdot U_2 = 12,5 \cdot 25 = 312,5. \quad (2.68)$$

Виходячи з цього, корегуємо попередньо обрані розміри канатного барабана для забезпечення необхідної швидкості підйому:

$$D_{\text{бар}} = \frac{60 \cdot V_{\text{II}} \cdot U \cdot i_{\text{II}}}{\pi \cdot n_{\text{д}}} = \frac{60 \cdot 0,0267 \cdot 312,5 \cdot 4}{\pi \cdot 945} = 0,675 \text{ м}, \quad (2.69)$$

Остаточно приймаємо  $D_{\text{бар}} = 675 \text{ мм}$  - по центру каната.

Частота обертання:

- вихідного вала тихохідного редуктора:

$$n_1 = \frac{60 \cdot V_{\text{II}} \cdot i_n}{\pi D'_{\text{бар}}} = \frac{60 \cdot 0,0267 \cdot 4}{\pi \cdot 0,675} = 3,02 \text{ мин}^{-1}; \quad (2.70)$$

- вихідного вала швидкохідного редуктора:

$$n_2 = \frac{n_{\text{д}}}{U_1} = \frac{945}{25} = 37,8 \text{ мин}^{-1}; \quad (2.71)$$

- вала електродвигуна:

$$n_3 = n_{\text{д}} = 945 \text{ мин}^{-1}; \quad (2.72)$$

Крутний момент:

- на вихідному валу тихохідного редуктора:

$$T_1 = F_{MAX} \cdot D'_{бар} = 107388 \cdot 0.675 = 72487 \text{ Нм}; \quad (2.73)$$

- на вихідному валу швидкохідного редуктора:

$$T_2 = \frac{T_1}{U_1 \cdot \eta_1} = \frac{72487}{25 \cdot 0.97} = 2989 \text{ Нм}; \quad (2.74)$$

- на валу електродвигуна:

$$T_3 = \frac{T_2}{U_2 \cdot \eta_p} = \frac{2989}{12.5 \cdot 0.97} = 247 \text{ Нм}; \quad (2.75)$$

Таблиця 2.9 – Енергосиллові і кінематичні характеристики привода.

Номер вала	Частота обертання, хв <sup>-1</sup>	Потужність, кВт	Крутний момент, кНм	Передаточне число
1	$n_1 = 3.02$	$P_1 = 22.95$	$T_1 = 72.5$	$U_1 = 25$
2	$n_2 = 37.8$	$P_2 = 23.9$	$T_2 = 3$	
3	$n_3 = 945$	$P_3 = 24.9$	$T_3 = 0.25$	$U_2 = 12.5$

## 2.11 Вибір редукторів

Редуктор вибирають, виходячи з розрахункової потужності (крутного моменту), частоти обертання двигуна, передаточного числа й режиму роботи.

Як швидкохідний редуктор згідно [13] обраний горизонтальний конічно-циліндричний редуктор КЦ-250-16-42 з такими параметрами (табл. 2.10):

Табл. 2.10 - Характеристика швидкохідного редуктора.

Параметр	Значення
Міжосьова відстань тихохідного ступеня $A_w$ , мм	250
Передаточне число $U_P$	16
Припустимий крутний момент на тихохідному валу, Нм	4000
Припустиме консольне навантаження на тихохідний вал, Н	16000
Маса, кг	360

В якості тихохідного редуктора обраний горизонтальний циліндричний двоступінчастий редуктор із зачепленням Новікова Ц2Н-630-25-21 з такими параметрами (табл. 2.11):

Табл. 2.11 - Характеристика тихохідного редуктора.

Параметр	Значення
Міжосьова відстань ступеня $A_w$ , мм	1030
Передаточне число $U_P$	25
Припустимий крутний момент на тихохідному валу, Нм	75000
Припустиме консольне навантаження на тихохідний вал, Н	68500
Маса, кг	3690

## 2.12 Розрахунок і вибір гальма

Гальмо вибираємо по необхідному гальмовому моменту:

$$T_T = \frac{9810 \cdot (Q + 2G_n) \cdot D_{бар} \cdot \eta_3 \cdot K_T}{2 \cdot i_{II} \cdot U} = \frac{9810 \cdot (80 + 2 \cdot 0.8) \cdot 0.675 \cdot 0.86 \cdot 1.5}{2 \cdot 4 \cdot 312.5} = 285 \text{ Нм}, \quad (2.76)$$

де  $K_T$  – коефіцієнт запасу гальмування,  $K_T=1,5$  [6];

Згідно [16], вибираємо гальмо ТКГ-300М с такими технічними характеристиками (табл. 2.12).

Табл. 2.12 - Характеристика гальма механізму підйому.

Параметр	Значення
Диметр шківів, мм	300
Ширина колодки, мм	140
Гальмовий момент, Нм	800
Тип гідроштовхача	ТЭ-50
Маса, кг	55

### 2.13 Вибір муфт

З'єднальні муфти (рис. 2.13) вибираються по максимальному (динамічному) моменту з урахуванням ступеня відповідальності механізму:

$$T'_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (2.77)$$

де  $T_H$  - номінальний момент, що передає муфта;

$K_1$  - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму; для механізму підйому  $K_1 = 1.8$ ;

$K_2$  - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму; для легкого режиму  $K_2 = 1.1$  [11].

Вибір зубчастої муфти двигуна.

$$T'_{M1} = T_3 \cdot K_1 \cdot K_2 = 247 \cdot 1.8 \cdot 1.1 = 499 \text{ Нм}. \quad (2.78)$$

Вибираємо зубчасту муфту з номінальним крутним моментом  $T_M = 3150 \text{ Нм}$ . Параметри муфти заносимо в таблицю 3.13.

Таблиця 2.13 - Характеристика зубчастої муфти двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Найбільший крутний момент $T_M$ , Нм	3150
Момент інерції муфти $I_M$ , кг·м <sup>2</sup>	0,625
Діаметр гальмівного шківa $D$ , мм	300
Маса, кг	30

Вибір зубчастої муфти редуктора.

$$T'_{M2} = T_2 \cdot K_1 \cdot K_2 = 2989 \cdot 1.8 \cdot 1.1 = 6050 \text{ Нм}. \quad (2.79)$$

Вибираємо муфту МЗ-5 ГОСТ 5006-83 з наступними характеристиками (табл.. 2.14).

Таблиця 2.14 - Характеристика зубчастої муфти редуктора.

Позначення муфти	Д, мм	d, мм	B, мм	B <sub>1</sub> , мм	Номінальний крутний момент, Нм	Частота обертання, об/хв	Маса муфти МЗ, кг	Маса муфти МЗП, кг
МЗ-5	290	90	310	300	8000	1700	67	59

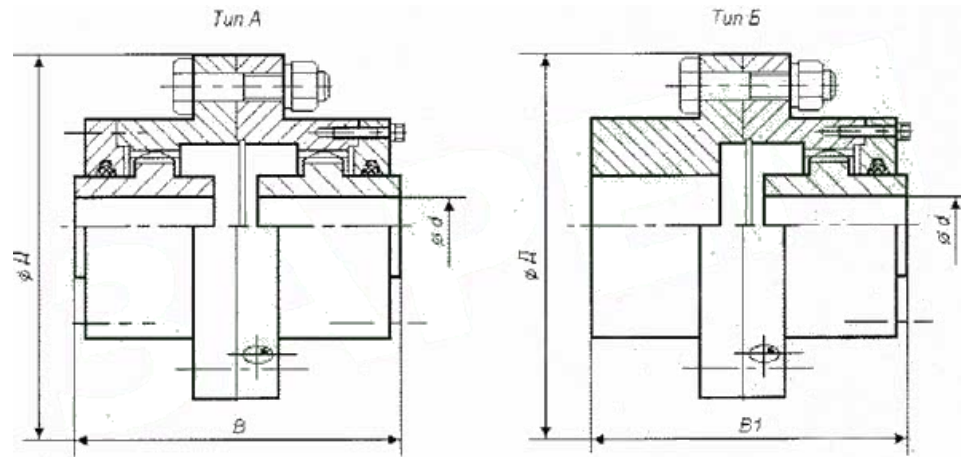


Рис. 2.13 - Муфта зубчаста

## 2.14 Перевірка двигуна за часом пуску

Перевіряємо двигун за часом пуску при підйомі вантажу, с:

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\text{п}}^{\text{сп}} - T_{\text{ст}}} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с}, \quad (2.80)$$

де  $I_{\text{зв}}$  – зведений до вала двигуна момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна і муфти,  $\text{кг м}^2$ ;

$$I_{\text{зв}} = \delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + m \cdot \frac{D_6^2}{4 \cdot i_{\text{п}}^2 \cdot i_{\text{р}}^2 \cdot \eta_3}, \quad (2.81)$$

де  $\delta$  - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна й муфти,  $\delta = 1,2$  [4];

$I_{\text{р}}$  – момент інерції ротора двигуна,  $I_{\text{р}} = 0,5 \text{ кг м}^2$  (табл. 3.6);

$I_{\text{м}}$  – момент інерції зубчастої муфти при максимальному крутному моменті двигуна,  $I_{\text{м}} = 0,625 \text{ кг м}^2$  (табл. 2.8);

$m$  - маса вантажу, що піднімається,  $\text{кг}$ ;

$T_{\text{ст}}$  – момент на валу двигуна від маси вантажу,  $\text{Нм}$ ;

де  $\omega_d$  – кутова швидкість двигуна,  $c^{-1}$ ;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{\pi \cdot 945}{30} = 99 \text{ c}^{-1}; \quad (2.82)$$

$$m = 10^3 \cdot (Q + 2G_n) = 10^3 \cdot (80 + 1.6) = 81600 \text{ кг}; \quad (2.83)$$

$$I_{зв} = 1.2 \cdot (0.5 + 0.625) + 81600 \cdot \frac{0.69^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 312.5^2 \cdot 0.86} = 1.36 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.84)$$

де  $T_n^{cp}$  – середньопусковий момент електродвигуна, Нм;

$$T_n^{cp} = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_d}{\omega_d} = 1.6 \cdot \frac{10^3 \cdot 30}{99} = 485 \text{ Нм}, \quad (2.85)$$

де  $\psi$  – середня кратність пускового моменту для електродвигунів з фазним ротором;  $\psi = 1,5 \dots 1,6$  [3],

Приймаємо  $\psi = 1,6$ .

$$T_{cr} = T_1 = 247 \text{ Нм}; \quad (2.86)$$

$$t_n = \frac{1.36 \cdot 99}{485 - 247} = 0.57 \text{ с} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с}. \quad (2.87)$$

Таким чином, умови нормального пуску механізму виконуються.

### 3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

#### 3.1 Вибір кінематичної схеми механізму

Вихідні дані:

Вантажопідйомність $Q$ , т	2×40
Швидкість пересування крана $V_K$ , м/с	0,3
Маса крана $G_K$ , т	22
Проліт крана $L$ , м	42
Група класифікації по ІСО 4301/1	M2

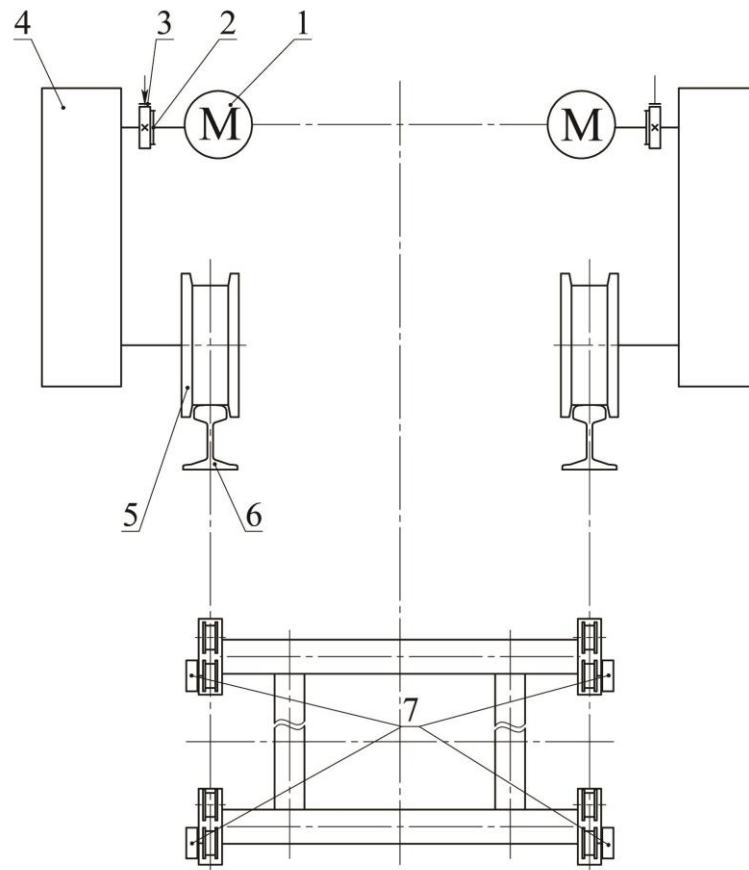


Рис. 3.1 - Кінематична схема механізму пересування крана

1 - електродвигун; 2 - муфта пружна втулично-пальцева в складі гальмового шківів;  
3 - гальмо; 4 - редуктор; 5 - колесо ходове; 6 - рейка підкранова; 7 - привода ходових  
балансирів.

### 3.2 Визначення мінімального й максимального тиску на колесо крана

Оскільки на міст крана не діє горизонтально-рухомих навантажень, розрахунок тиску на балансір визначається в такий спосіб:

$$R_{MAX} = R_C = 307 \text{ кН} ,$$

де  $R_C$  - див. п. 4.2.1.

$$R_{MIN} = R_C - 0.25 \cdot 9810 \cdot \psi \cdot Q = 307 - 0.25 \cdot 9.81 \cdot 1.2 \cdot 80 = 71.6 \text{ кН} , \quad (3.1)$$

де  $\psi = 1.2$  - коефіцієнт динамічності.

Вітрове навантаження в даному розрахунку не враховуються.

Таким чином, навантаження на одне колесо крана становлять:

$$R_K^{MAX} = 0.5R_{MAX} = 0.5 \cdot 307 = 153.5 \text{ кН} ; \quad (3.2)$$

$$R_K^{MIN} = 0.5R_{MIN} = 0.5 \cdot 71.6 = 35.8 \text{ кН} . \quad (3.3)$$

### 3.3 Вибір коліс крана

Відповідно до рекомендацій, наведених в [7], вибираємо опорне колесо з діаметром доріжки кочення 500 мм. Підкранова рейка - Р43.

Перевіряємо колесо по допустимим контактним напруженням:

$$\sigma_{КОН} = \alpha_2 \sqrt[3]{\frac{k_T P}{10(D/2 + R)^2}} \leq [\sigma_{КОН}] , \quad (3.4)$$

де  $\alpha_2 = 400$  для сталевих коліс [4],

$k_T = 1.2$  – коефіцієнт поштовхів;

$R = 30 \text{ см}$  – радіус закруглення головки рейки;

$P = 0,5R_K^{MAX}$  - еквівалентне навантаження на колесо;

$D = 50 \text{ см}$  - діаметр колеса;

$[\sigma_{\text{кон}}]$  - допустимі контактні напруження; для точкового контакту коліс зі сталі 40Х с твердістю поверхні кочення 350НВ  $[\sigma_{\text{кон}}]=1600 \text{ Мпа}$  [4].

$$\sigma_{\text{кон}} = 400 \sqrt[3]{\frac{1.2 \cdot 0.5 \cdot 157500}{10(50/2 + 30)^2}} = 585 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{кон}}].$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення (рис. 3.2).

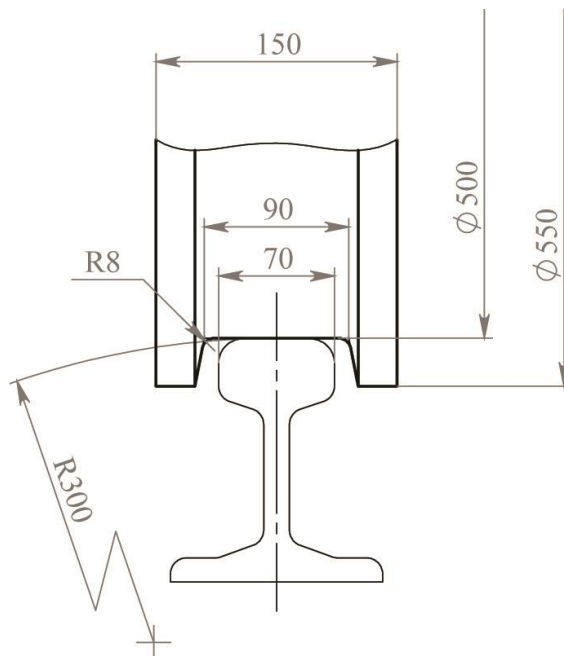


Рис. 3.2 - Профіль колеса крана

### 3.4 Розрахунок вісі колеса

Розрахункова схема вісі представлена на рис. 3.3. Розміри, зазначені на схемі, отримані в результаті попереднього ескізного компоунвання вузла і становлять:  $L = 280 \text{ мм}$ ;  $B = 150 \text{ мм}$ .

На схемі:

$$P = 0.5R_K^{MAX} = 0.5 \cdot 153500 = 76750 \text{ Н} - \text{реакція опори,}$$

$$q = \frac{R_K^{MAX}}{B} = \frac{153500}{0.15} = 1\,023\,333 \text{ Н/м} - \text{розподілене навантаження, передане}$$

підшипниками на вісь.

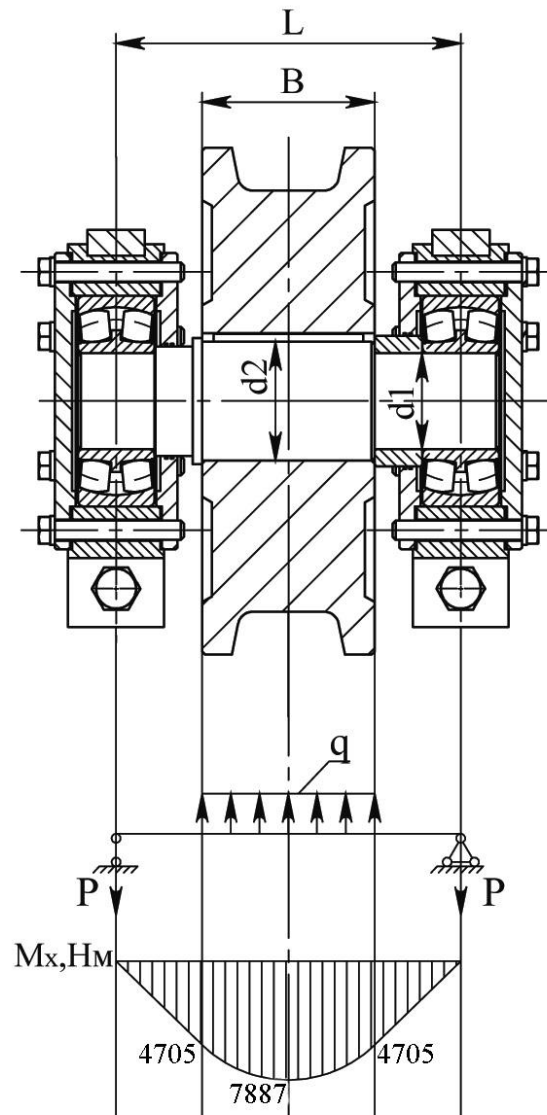


Рис. 3.3 - Схема до розрахунку вісі колеса

Допустимі напруження згину вісі зі сталі 45 ГОСТ 1050-88:

$$[\sigma_r] = \frac{1,4\sigma_{-1H}}{K_\sigma[S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107 \text{ МПа,} \quad (3.5)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для цапфи вісі з галтельним переходом  $K_\sigma = 2,7$  [15];

[S] - запас міцності; для групи класифікації механізму M2 [S]=1,4.

Визначимо мінімальні діаметри перерізів вісі.

У місці посадки підшипника:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{4705}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 76 \text{ мм.} \quad (3.6)$$

Прийнято  $d_1 = 80 \text{ мм}$ .

У місці установки колеса:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{7887}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 90,3 \text{ мм.} \quad (3.7)$$

Прийнято  $d_2 = 95 \text{ мм}$ .

З огляду на наступну необхідність установки на приводний вал редуктора ЗЦЗвк-250 (див. п. 3.8), прийнято:

$$d_1 = 100 \text{ мм}, \quad d_2 = 110 \text{ мм}.$$

### 3.5 Розрахунок підшипників коліс

Визначимо розрахункові навантаження.

Еквівалентне навантаження на один підшипник колеса:

$$F_g = K_G \cdot 0,5 \cdot R_K^{MAX} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 153500 = 38375 \text{ Н,} \quad (3.8)$$

де  $K'_G$  - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження. Для групи класифікації механізму M2  $K'_G = 0,5$  [15].

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = VF_3 K_6 = 1 \cdot 38375 \cdot 1,2 = 46050 \text{ Н}, \quad (3.9)$$

де  $V$ - коефіцієнт обертання; при обертанні внутрішнього кільця підшипника  $V=1,0$ ;

$K_6$ - коефіцієнт безпеки; для підшипників колеса  $K_6=1,2$ .

Визначимо необхідну динамічну вантажопідйомність.

Розрахунковий термін служби підшипника  $L_h = 1600$  ч [14].

Частота обертання колеса:

$$n_K = \frac{60 \cdot V_{KP}}{\pi D_K} = \frac{60 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,5} = 11,46 \text{ мин}^{-1}. \quad (3.10)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1,6}{1,425} 46050 = 51705 \text{ Н}, \quad (3.11)$$

де  $f_h$ - коефіцієнт довговічності; при  $L_h = 1600$  ч,  $f_h=1,6$ ;

$f_n$  – коефіцієнт, обумовлений частотою обертання; при  $n_6=19,2 \text{ хв}^{-1}$ ,  $f_n=1,437$  [17].

Оскільки  $c$  менше статичного навантаження, то підшипник варто також перевірити за умовою  $\frac{R_K^{MAX}}{2} = 76750 \text{ Н} < c_0$ .

Підшипники вибираємо за діаметром вісі. За ГОСТ 5721-75 для коліс прийняті радіальні дворядні сферичні роликові підшипники з наступними параметрами (табл. 3.1):

Таблиця 3.1 – Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C <sub>0</sub> кН	Маса, кг
3520	100	180	46	275	212	5,2

### 3.6 Визначення опору пересуванню крана

Опір пересування крана визначається за формулою:

$$W = W_{TP} + W_B + W_{VK} + W_I, \quad (3.12)$$

де  $W_{TP}$  - сила тертя кочення коліс по рейках, і в підшипниках опор;

$W_B$  - сила тиску вітру робочого стану;

$W_{VK}$  - опір від ухилу шляху;

$W_I$  - сила інерції при розгоні.

У загальному випадку опір тертя розраховується за формулою:

$$W_{TP} = P \frac{2\mu + fd}{D} \cdot K_p \cdot 9.81, \quad (3.13)$$

де  $P = R_{MAX} = 31300 \text{ кг}$  - розрахункове навантаження на балансир;

$\mu$  - коефіцієнт тертя кочення колеса;

$f$  - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала колеса; для роликів підшипників  $f = 0.015$ ;

$d$  - діаметр підшипників коліс; для підшипників кочення умовно приймається рівним діаметру вала;

$K_p$  - коефіцієнт, що враховує тертя в ребордах коліс;

Опір тертя коліс крана:

$$W_{TP} = 31300 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 8}{50} \cdot 1.5 \cdot 9.81 = 263 \text{ кг} = 2580 \text{ Н}.$$

Вітрове навантаження робочого стану знаходимо як:

$$W_B = \sum_{i=1}^n W_{Bi} = p_B \cdot \sum_{i=1}^n F_{Hi}, \quad (3.14)$$

де  $p_B$  - розподілений тиск вітру робочого стану, Па;

$F_H$  - навітряна площа конструкції, м<sup>2</sup>.

$$p_B = qkc = 125 \cdot 1.25 \cdot 1.2 = 187.5 \text{ Па}, \quad (3.15)$$

де  $q = 125 \text{ Па}$  - динамічний тиск вітру;

$k$  - коефіцієнт, що враховує зміну  $q$  за висотою;

$c$  - коефіцієнт аеродинамічної сили;

У перерахуванні на один ходовий балансир приймаємо:

$$W_{B1} = 0.3W_B = 0.3 \cdot 24235 = 7270 \text{ Н}. \quad (3.16)$$

Значення навітряних площ розглянутих об'єктів і сили тиску вітру на них заносимо в таблицю 3.2.

Табл. 3.2 - Вітрові навантаження робочого стану

Елемент крана	Площа $F$ , м <sup>2</sup>	$k$	$c$	$W = qkcF$ , Н
Вантаж	20	1,25	1,2	3750
Міст	80	1,25	1,2	15000
Кабіна з устаткуванням	11	1,25	1,2	2060
Механізм підйому	6	1,25	1,2	1125
Балансири ходові	8	1,25	1,2	1500
Площадки і сходи	3	1,25	1,7	800
				$\Sigma = 24235 \text{ Н}$

Опір від ухилу шляху:

$$W_{yK} = \alpha(Q + G_{KP}) \cdot 9810 = 0.003(80 + 22) \cdot 9810 = 3000 \text{ Н}, \quad (3.17)$$

де  $\alpha = 0,003$  - ухил підкранової колії [16].

У перерахуванні на один ходовий балансир приймаємо:

$$W_{yK1} = 0.3W_{yK} = 0.3 \cdot 3000 = 900 \text{ Н}. \quad (3.18)$$

Сила інерції при розгоні крана:

$$W_i = 10^3(Q + G_{KP}) \cdot [a] = 10^3(80 + 22) \cdot 0,15 = 15300 \text{ Н}, \quad (3.19)$$

де  $[a]$  - припустиме прискорення при розгоні візка; для мостових кранів і візків загального призначення  $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$ .

У перерахуванні на один ходовий балансир приймаємо:

$$W_{i1} = 0.3W_i = 0.3 \cdot 15300 = 4590 \text{ Н}. \quad (3.20)$$

Загальний опір пересуванню крана:

$$W = 2580 + 7270 + 900 + 4590 = 15340 \text{ Н}.$$

Статичний опір пересуванню крана:

$$W_{CT} = 2580 + 7270 + 900 = 10750 \text{ Н}$$

### 3.7 Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів

Потужність на валу двигуна:

$$P = \frac{W \cdot V_T}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{15340 \cdot 0.3}{10^3 \cdot 0.85 \cdot 1.6} = 3.38 \text{ кВт}, \quad (3.21)$$

де  $V_T$  - швидкість пересування крана, м/с;

$\eta_3$  - ККД привода;

$\psi$  - середня кратність пускового моменту; для двигунів типу МТ  $\psi = 1,5 \dots 1,6$ .

Еквівалентна потужність двигуна:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25}, \quad (3.22)$$

де  $P_{CT}$  - необхідна потужність на валу двигуна при усталеному русі;

$\gamma$  - коефіцієнт, що залежить від відношення часу пуску до часу циклу; для механізму пересування візка  $\gamma = 1.12$ ;

$K$  - коефіцієнт, що залежить від режиму роботи,  $K_{15} = 0.5$ .

$$P_{CT} = \frac{W_{CT} \cdot V_T}{10^3 \eta_3} = \frac{10750 \cdot 0.3}{10^3 \cdot 0.85} = 3.79 \text{ кВт}. \quad (3.23)$$

$$P_{EKB} = 3.79 \cdot 1.12 \cdot 0.5 = 2.12 \text{ кВт}.$$

Вибираємо з каталогу двигун за потужністю при ПВ=15% і за умови  $P_{EKB} \leq P_{\delta} \leq P$ .

Згідно [17], вибираємо двигун МТФ 111-6 з такими технічними характеристиками (табл. 3.3):

Табл. 3.3 - Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність $P_d$ при ПВ 15%, кВт	4,5
Частота обертання $n_d$ , хв <sup>-1</sup>	850
Момент інерції ротора $I_p$ , кг м <sup>2</sup>	0. 048
Кратність максимального моменту $T_{\max}/T_{\text{ном}}$	3
Маса, кг	76

### 3.8. Вибір редуктора

Необхідне передаточне число привода:

$$U' = \frac{n_d \cdot \pi D_K}{60V_{KP}} = \frac{850 \cdot \pi \cdot 0.63}{60 \cdot 0.3} = 93.46. \quad (3.24)$$

Крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$M_T = \frac{30 \cdot P_d \cdot U'}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 4500 \cdot 93.46}{\pi \cdot 850} = 4725 \text{ Нм}. \quad (3.25)$$

За допустимим крутним моментом при ПВ=15% з каталогу вибираємо редуктор ЗЦЗвк-250-16-100 з такими технічними характеристиками (табл. 3.4):

Табл. 3.4 - Характеристика редуктора.

Параметр	Значення
Міжосьова відстань $A_w$ , мм	610
Передаточне число $U_p$	100
Припустимий крутний момент на вихідному валу, Нм	12000
Маса, кг	360

Відхилення фактичного передаточного числа від його номінальної величини:

$$\Delta U = \frac{|U' - U_p|}{U'_p} \cdot 100\% = \frac{|93.46 - 100|}{93.46} \cdot 100\% = 7\% \leq [10\%]. \quad (3.26)$$

Фактична швидкість пересування крана.

$$V_\phi = V_{KP} - (V_{KP} \cdot \Delta U) = 0.3 - (0.3 \cdot 0.07) = 0.28 \text{ м/с} \quad (3.27)$$

### 3.9. Вибір гальма

Гальмо вибирається і регулюється, виходячи з моменту, який забезпечує необхідне уповільнення при гальмуванні крана:

$$T_\Gamma = 0.3 \left( \frac{I_{3B}^\Gamma \omega_\phi}{t_\Gamma} - T_{CT}^\Gamma \right) = 0.3 \left( \frac{1.06 \cdot 89}{1.87} - 0.305 \right) = 15.04 \text{ Нм}, \quad (3.28)$$

де  $\omega_\phi = \frac{\pi \cdot n_\phi}{30} = \frac{\pi \cdot 850}{30} = 89 \text{ с}^{-1}$  - кутова швидкість електродвигуна;

$t_\Gamma$  - час гальмування крана, с;  $t_\Gamma = \frac{V_\phi}{[a]} = \frac{0.28}{0.15} = 1.87 \text{ с}$ ;

$[a] = 0.15 \text{ м/с}^2$  - допустиме уповільнення при гальмуванні;

$I_{3B}^\Gamma$  - наведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються,  $\cdot \text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$T_{CT}^\Gamma$  - момент сил опору пересуванню крана при усталеному русі, Н.

$$I_{3B}^\Gamma = \delta(I_P + I_M) + m \frac{R^2}{U_T^2} \cdot \eta_3 = 1.2(4 \cdot 0.048 + 4 \cdot 0.06) + 102000 \frac{0.25^2}{100^2} \cdot 0.85 = 1.06 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.29)$$

де  $\delta(I_p + I_M)$  - момент інерції обертових мас,  $\delta = 1, 1...1, 2$ ;

$I_p$  - момент інерції ротора двигуна,  $\text{кгм}^2$ ;

$I_M$  - момент інерції пружної муфти,  $\text{кгм}^2$ ;

$m$  - маса крана або візка з вантажем,  $\text{кг}$ ;

$R$  - радіус колеса,  $\text{м}$ ;

$i_p$  - передаточне число редуктора ;

$\eta_3$  - загальний ККД.

$$T_{CT} = \frac{W_{TP} R}{U_T^2 \eta_3} = \frac{4 \cdot 2590 \cdot 0.25}{100^2 \cdot 0.85} = 0.305 \text{ Нм}; \quad (3.30)$$

Згідно [13], вибираємо 4 гальма ТКТ-100 з такими технічними характеристиками (табл. 3.5):

Табл. 3.5 - Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	100
Ширина колодки, мм	70
Гальмовий момент при ПВ=15%, Нм	20
Тип електромагніта	МО-100Б
Маса, кг	12

### 3.10. Перевірка обраного гальма за часом уповільнення ненавантаженого крана

$$t_G^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \omega}{4T_G + T_{CT}^1} = \frac{0.64 \cdot 89}{4 \cdot 15.04 + 0.053} = 0.95 \text{ с} > t_{G \min}, \quad (3.31)$$

де  $T_{CT}^1$  - момент опору пересуванню ненавантаженого крана,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;

$I_{3B}^{1T}$  - зведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$t_{\Gamma \min}$  - мінімальний час гальмування за умови відсутності ковзання по рейці ( $K_{CI} > 1,2$ ), с;

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + G_{KP} \frac{R^2}{i_P^2} \eta_3 = 1.2(4 \cdot 0.048 + 4 \cdot 0.06) + 22000 \frac{0.25^2}{100^2} \cdot 0.85 = 0.64 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (3.32)$$

$$T_{CT}^1 = \frac{W_{TP}^1 D}{2U^2 \eta_3} = \frac{1813 \cdot 0.5}{2 \cdot 100^2 \cdot 0.85} = 0.053 \text{ Нм}, \quad (3.33)$$

де  $W_{TP}^1$  - опір пересуванню ненавантаженого крана, Н;

$$W_{TP}^1 = G_{KP} \frac{2\mu + fd}{D_K} K_P \cdot 9.81 = 22000 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 8}{50} \cdot 1.5 \cdot 9.81 = 1813 \text{ Н}. \quad (3.34)$$

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1.2 G_{KP} V_{\phi}}{R_K^{MIN} \phi} = \frac{1.2 \cdot 22000 \cdot 0.28}{4 \cdot 35800 \cdot 0.12} = 0.43 \text{ с}, \quad (3.35)$$

де  $\phi$  - коефіцієнт зчеплення коліс із рейкою (при роботі на відкритому повітрі  $\phi = 0,12$ ).

Умова виконується.

### 3.11 Вибір муфт

Для з'єднання вала двигуна з валом редуктора застосовуємо пружну втулочно-пальцеву муфту, сполучену з гальмовим шківом.

Муфту вибираємо згідно [9] за максимальним моментом і діаметром шківа:

$$T_{M1} = T_{H1} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (3.36)$$

де  $T_H$  - номінальний момент, що передає муфта;

$$T_{H1} = T_{DMAX} = \frac{30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 4500}{\pi \cdot 890} = 48.3 \text{ Нм}, \quad (3.37)$$

$K_1$  - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму; для механізму пересування  $K_1 = 1.2$ ;

$K_2$  - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму; для легкого режиму  $K_2 = 1.1$  [11].

$$T_M = 48.3 \cdot 1.2 \cdot 1.1 = 63.7 \text{ Нм} \leq T_M^{max} = 1000 \text{ Нм}. \quad (3.38)$$

Таблиця 3.6 - Характеристика пружної муфти.

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент $T_M$ , Нм	125
Момент інерції муфти $I_M$ , кг·м <sup>2</sup>	0,06
Діаметр гальмового шківa $D$ , мм	100
Маса, кг	3,6

### 3.12 Перевірка двигуна за часом розгону й запасом зчеплення коліс із рейкою

Для ненавантаженого крана час розгону, с:

$$t_P^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_H^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{0.69 \cdot 89}{77.3 - 0.053} = 0.79 \text{ с}, \quad (3.39)$$

де  $T_H^{CP} = 48.3 \cdot 1.6 = 77.3 \text{ Нм}$  - середньопусковий момент двигуна;

$T_H$  - номінальний момент двигуна, Нм,

$\psi$  - середня кратність пускового моменту двигуна;

Сила інерції при розгоні ненавантаженого крана, Н:

$$W_i = G_T \frac{V_\phi}{t_p^1} = 22000 \cdot \frac{0.28}{0.79} = 7797 \text{ Н} \quad (3.40)$$

Опір у цапфах приводних коліс ненавантаженого крана, Н

$$W_{TP}^{IP} = 2R_K^{MIN} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D_K} = 2 \cdot 35800 \cdot 0.015 \cdot 0.08 \cdot \frac{1}{0.5} = 172 \text{ Н} \quad (3.41)$$

де  $f = 0,015$  – коефіцієнт тертя в цапфах приводних коліс;

$d$  - діаметр цапфи, м;

$D_K$  - діаметр ходового колеса, м.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу

$$K_{ЦЦ} = \frac{2R_1^{MIN} \cdot \varphi}{W_{TP}^1 + W_i - W_{TP}^{IP}} = \frac{2 \cdot 35800 \cdot 0.12}{1813 + 7797 - 172} = 1.21 > [1,2] \quad (3.42)$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі на відкритому повітрі  $\varphi = 0.12$ .

Умови пуску крана виконуються.

#### 4 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

Металоконструкція крана складається із двох головних балок коробчастого перерізу, на яких встановлений механізм підйому і відхиляючі блоки. Головні балки опираються на кінцеві балки, які у свою чергу встановлені на ходових балках. Всі елементи конструкції мають коробчастий поперечний переріз і виконані з листової гарячекатаної сталі. Загальний вид моста представлений на рис. 4.1.

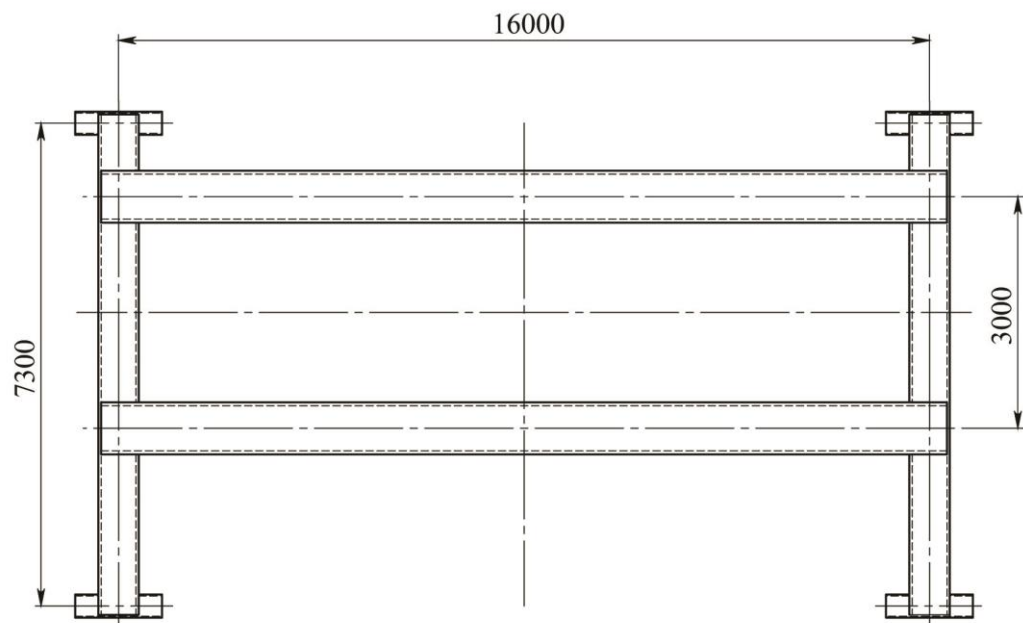


Рис. 4.1 - Схема металоконструкції крана

## 4.1 РОЗРАХУНОК ГОЛОВНИХ БАЛОК

### 4.1.1 Вибір матеріалу. Визначення допустимих напружень

Для виготовлення металоконструкції моста крана відповідно до рекомендацій, наведених в [1], застосовуємо маловуглецеву спокійну сталь марки ВСтЗсп5 ГОСТ 380-94 з наступними механічними властивостями (табл. 4.1):

Таблиця 4.1 - Механічні властивості сталі ВСтЗсп5.

Марка і категорія сталі	Тимчасовий опір розриву $\sigma_B$ , МПа	Межа текучості $\sigma_T$ , МПа	Відносне видовження $\delta_5$ , %
ВСтЗсп5	380-490	240	26

Розрахунок металоконструкції проводимо по методу допустимих напружень. Допустимі напруження у цьому випадку визначаються відносно границі текучості обраної сталі з урахуванням нормативного коефіцієнта запасу міцності:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{240}{1.4} = 171 \text{ МПа}, \quad (4.1)$$

де  $n$  - коефіцієнт запасу [1].

### 4.1.2 Визначення розрахункових навантажень

Розрахунок балки ведемо за випадком навантаження 2 – при максимальному навантаженні робочого стану, яке виникає при роботі в найбільш важких умовах експлуатації (можливі перевантаження, різкі розгони та гальмування, поганий стан підкранових рейок) і комбінації

навантажень  $a$  – виконується прискорений підйом або гальмування при опусканні вантажу в найбільш невідгідному для розрахункового елемента положенні. Інші механізми крана не працюють.

Величини навантажень приймаються за аналогією із уже існуючими зразками кранів і відповідно до рекомендацій, наведеним в [17].

Приймаємо наступні значення маси механізмів й елементів металоконструкції крана:

маса вантажу і підвісок -  $(2 \times 40 + 2 \times 0,8)$  т;

маса балки - 3,6 т;

маса механізму підйому - 6,2 т;

маса кабіни - 1,5 т;

маса електрошаф - 1,6 т.

маса блоків -  $2 \times 0,4$  т.

Величини навантажень, що діють на балку, заносимо в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 - Навантаження, що діють на балку.

Назва навантаження	Сила ваги вантажу $\psi \cdot G_T^*$ , кН	Сила ваги механізму підйому $q_{II}$ , кН/м	Сила ваги балки $q_B$ , кН/м	Сила ваги кабіни $G_K$ , кН	Сила ваги блоків $G_{BL}$ , кН	Сила ваги електрооблад. $q_E$ , кН/м
Величина навантаження	240	21,7	2,21	15	2,0	5,2
* $\psi = 1.2$ - коефіцієнт динамічності.						

#### 4.1.3 Складання розрахункової схеми (див. дод.А)

Побудову розрахункової схеми ведемо в масштабі  $\mu = 0.1$  м/мм . Критичний перетин балки знаходиться на половині відстані між рівнодіючою і критичною силами від центра балки. Оскільки навантаження від ваги

механізму підйому приймається розподіленим, то критичним вважаємо середній переріз балки.

На схемі:

$P = \psi \cdot G_{\Gamma} + G_{\text{БЛ}} = 242 \text{ кН}$  - зусилля від ваги вантажу, що піднімається, і встановлених на мосту ввідхиляючих і зрівняльних блоків;

$L = 16 \text{ м}$  - проліт балки;

$a = 3 \text{ м}$  - довжина шаф з електроустаткуванням.

$b = 2.0 \text{ м}$  - довжина механізму підйому;

#### 4.1.4 Визначення внутрішніх силових факторів

Для подальшого розрахунку балки на міцність і жорсткість необхідно визначити величину максимального згинального моменту в критичному перерізі.

За схемою дод.А визначаємо максимальний згинальний момент у критичному перерізі:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{MAX}} &= q_A \cdot 2(\omega_{M1} + \omega_{M2} + \omega_{M3}) \cdot \mu_M^2 + q_Y \cdot 2(\omega_{M2} + \omega_{M3}) \cdot \mu_M^2 + \\
 &\quad + q_I \cdot 2 \cdot \omega_{M3} \cdot \mu_M^2 + 2 \cdot P \cdot y_{M1} \cdot \mu_M + G_K \cdot y_{M2} \cdot \mu_M = \\
 &= 2.21 \cdot 2(1056 + 169 + 375) \cdot 0.01 + 5.2 \cdot 2 \cdot (169 + 375) \cdot 0.01 + \\
 &\quad + 21.7 \cdot 2 \cdot 375 \cdot 0.01 + 240 \cdot 5 \cdot 0.1 + 15 \cdot 40 \cdot 0.1 = 470 \text{ êĤ}
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Визначаємо максимальну величину реакції опори балки:

$$\begin{aligned}
 A_{\text{MAX}} &= q_A \cdot (\omega_{A1} + \omega_{A2} + \omega_{A3} + \omega_{A4} + \omega_{A5}) \cdot \mu_{\omega} + q_Y \cdot (\omega_2 + \omega_3 + \omega_4) \cdot \mu_{\omega} + \\
 &\quad + q_I \cdot \omega_3 \cdot \mu_{\omega} + G_K \cdot y_{A2} \cdot P + 240 \cdot (y_{A1} + y_{A3}) \cdot 0.02 = \\
 &= 2.21 \cdot (2590 + 144.5 + 499 + 105 + 660) \cdot 0.002 + 5.2 \cdot (144.5 + 499 + 105) \cdot 0.002 + \\
 &\quad + 21.7 \cdot 499 \cdot 0.002 + 15 \cdot 25 \cdot 0.02 + 240 \cdot (46.9 + 3.1) \cdot 0.02 = 295 \text{ êĤ}
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

#### 4.1.5 Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик

Розміри елементів балки визначаємо, виходячи з умов жорсткості моста, обумовленої величиною максимально припустимого прогину  $[f]$ :

$$[f] = \frac{L}{600} = \frac{16 \cdot 10^3}{600} \approx 26 \text{ мм}. \quad (4.4)$$

Прогин балки визначається наступним чином [17]:

$$f = \frac{M_{MAX} \cdot L^2}{10EI_X}, \quad (4.5)$$

де  $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$  - модуль пружності;

$I_X$  - момент інерції перетину балки відносно вісі  $X-X$ .

Звідси знайдемо величину мінімально допустимого моменту інерції:

$$[I_X] = \frac{M_{MAX} \cdot L^2}{10E[f]} = \frac{470 \cdot 10^3 \cdot 16^2}{10 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.026} = 0.00220 \text{ м}^4. \quad (4.6)$$

Прийнято наступні розміри елементів балки (рис. 4.2):

товщина поясів  $\delta_{II} = 12 \text{ мм}$ ;

товщина стінок  $\delta_C = 8 \text{ мм}$ ;

висота стінок  $H_C = 746 \text{ мм}$ ;

ширина поясів  $B = 500 \text{ мм}$ ;

звис поясів  $a = 50 \text{ мм}$ .

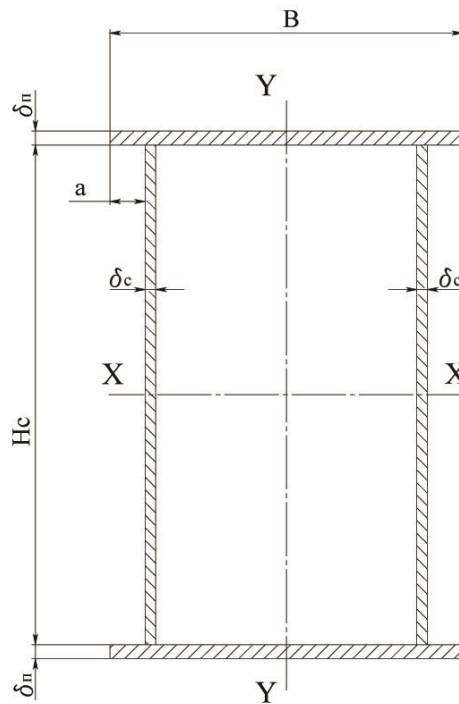


Рис. 4.2 - Переріз балки.

Визначимо момент інерції  $I_x$  даного перетину:

$$I_{x_c} = \frac{\delta_c \cdot H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 0.746^3}{12} = 2.77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (4.7)$$

$$I_{x_{II}} = F_{II} \left( \frac{H_c + \delta_{II}}{2} \right)^2 = 0.006 \left( \frac{0.746 + 0.012}{2} \right)^2 = 8.62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad (4.8)$$

де  $F_{II} = \delta_{II} \cdot B = 0.012 \cdot 0.5 = 0.006 \text{ м}^2$ ;

$$I_x = 2I_{x_c} + 2I_{x_{II}} = 2 \cdot 2.77 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 8.62 \cdot 10^{-4} = 0.00228 \text{ м}^4 > [I_x]. \quad (4.9)$$

Умова жорсткості балки виконується.

Фактичний прогин балки:

$$f = \frac{470 \cdot 10^3 \cdot 16^2}{10 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.00228} = 25.1 \text{ мм}. \quad (4.10)$$

#### 4.1.6 Перевірочний розрахунок балки

Момент опору даного перетину становить:

$$W_x = \frac{2I_x}{H_c + 2\delta_{II}} = \frac{2 \cdot 0.00228}{0.746 + 2 \cdot 0.012} = 0.00592 \text{ м}^3. \quad (4.11)$$

Напруження згину в критичному перерізі балки:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W_x} = \frac{470 \cdot 10^3}{0.00592} = 79 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]. \quad (4.12)$$

Умова міцності балки виконується.

Розрахуємо час згасання коливань балки й порівняємо з припустимим значенням.

$$t = \frac{\tau}{\gamma} \ln \frac{y_i}{y_{i+n}} = \frac{\tau}{\gamma} \ln 2f < [t] = 12 \text{ с}, \quad (4.13)$$

де  $\tau = \frac{1}{\rho}$  - період власних коливань балки;

$\rho = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}$  - частота власних коливань балки;

$C = \frac{48EI_x}{L^3}$  - жорсткість балки на згин;

$m = \frac{17}{35}m_B + \frac{m_{II} + 0.125m_{\Gamma}}{2}$  - зведена маса балки, візка й вантажу;

$\gamma = 0.07$  - логарифмічний декремент коливань.

$$m = \frac{17}{35} \cdot 3600 + \frac{6200 + 10000}{2} = 9850 \text{ кг};$$

$$C = \frac{48 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.00228}{16^3} = 5.61 \cdot 10^6 \text{ Нм};$$

$$\rho = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{5.61 \cdot 10^6}{9850}} = 3.8 \text{ Гц};$$

$$\tau = \frac{1}{3.8} = 0.263 \text{ с};$$

$$t = \frac{0.263}{0.07} \ln(2 \cdot 25.1) = 11.71 \text{ с} < [t].$$

#### 4.1.7 Конструювання балки

Дана пролітна балка зварюється із двох горизонтальних поясів і двох вертикальних стінок (див. креслення). Спосіб зварювання – автоматичний під флюсом. При співвідношенні висоти стінки до її товщини  $\frac{H_c}{\delta_c} \geq 80$  можлива втрата стінкою стійкості в поздовжньому напрямку. Для запобігання цього встановлюємо довгі діафрагми висотою  $H_c - 20 \text{ мм}$  з кроком  $a = 800 \text{ мм}$ . Для запобігання втрати стійкості верхнім поясом установлюємо короткі діафрагми висотою  $300 \text{ мм}$  з кроком  $a_1 = 266 \text{ мм}$ . Діафрагми приварюємо до верхнього пояса і вертикальних стінок, забезпечуючи повний провар листа. Приварка діафрагм до нижнього пояса не виконується. Спосіб зварювання – напівавтоматичний у середовищі захисного газу. При співвідношенні висоти стінки до її товщини  $\frac{H_c}{\delta_c} \geq 160$  можлива втрата стінкою стійкості в поперечному напрямку. Однак у цьому випадку  $\frac{H_c}{\delta_c} = 85$ , тому установка поздовжніх ребер жорсткості не потрібна.

## 4.2 РОЗРАХУНОК КІНЦЕВИХ БАЛОК

### 4.2.1 Складання розрахункової схеми (див. дод.А)

Побудову розрахункової схеми ведемо в масштабі  $\mu = 0.1 \text{ м/мм}$ . Як видно з епюри згинальних моментів, критичні перетини кінцевої балки знаходяться у місцях установки головних балок.

На схемі:

$A = A_{MAX} = 295 \text{ кН}$  - зусилля від ваги вантажу, що піднімається, і встановлених на мосту відхиляючих і зрівняльних блоків;

$$R_C = \frac{A \cdot k}{K} + \frac{q_B \cdot K}{2} = \frac{295 \cdot 3}{7.3} + \frac{1.7 \cdot 7.3}{2} = 232 \text{ кН} - \text{реакція опори } C \text{ кінцевої}$$

балки;

$$R_D = \frac{A(2s+k)}{K} + \frac{q_B \cdot K}{2} = \frac{295(2 \cdot 3 + 3)}{7.3} + \frac{1.7 \cdot 6.3}{2} = 370 \text{ кН} - \text{реакції опор кінцевої}$$

балки;

$$q_B = 1.7 \text{ кН/м} - \text{розподілена маса кінцевої балки};$$

$$k = 3 \text{ м} - \text{відстань між центрами головних балок};$$

$$K = 7.3 \text{ м} - \text{колія крана};$$

$$s = 3 \text{ м}.$$

### 4.2.2 Визначення внутрішніх силових факторів

Для подальшого розрахунку балки на міцність і жорсткість необхідно визначити величину максимального згинального моменту в критичному перерізі.

За схемою дод.А визначаємо максимальний згинальний момент у критичному перерізі:

$$M_{MAX}^K = R_C \cdot s = 226 \cdot 3 = 684 \text{ кНм} \quad (4.14)$$

### 4.2.3 Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик

Розміри елементів балки визначаємо, виходячи з умови міцності, обумовленої величиною мінімально припустимого моменту інерції  $[W]$ :

$$[W] = \frac{M_{MAX}^K}{[\sigma]} = \frac{684 \cdot 10^3}{171 \cdot 10^6} \approx 0.004 \text{ м}^3. \quad (4.15)$$

Прийнято наступні розміри елементів балки (рис. 4.3):

товщина поясів  $\delta_{II} = 12 \text{ мм}$  ;

товщина стінок  $\delta_C = 8 \text{ мм}$  ;

висота стінок  $H_C = 530 \text{ мм}$  ;

ширина поясів  $B = 350 \text{ мм}$  ;

звис поясів  $a = 40 \text{ мм}$  .

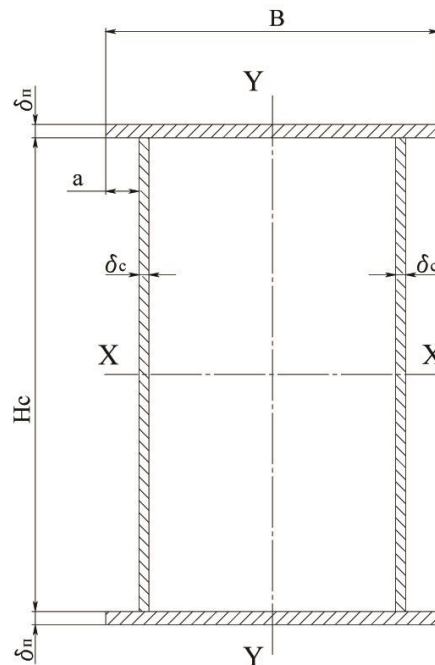


Рис. 4.3 - Переріз кінцевої балки.

Визначимо момент інерції  $I_X$  даного перетину:

$$I_{x_c} = \frac{\delta_c \cdot H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 0.53^3}{12} = 0.993 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (4.16)$$

$$I_{x_{II}} = F_{II} \left( \frac{H_c + \delta_{II}}{2} \right)^2 = 0.0042 \left( \frac{0.53 + 0.012}{2} \right)^2 = 2.55 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad (4.17)$$

де  $F_{II} = \delta_{II} \cdot B = 0.012 \cdot 0.35 = 0.0042 \text{ м}^2$ ;

$$I_x = 2I_{x_c} + 2I_{x_{II}} = 2 \cdot 0.993 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 2.55 \cdot 10^{-4} = 8.43 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4 > [I_x]. \quad (4.18)$$

Умова жорсткості балки виконується.

Момент опору перерізу становить:

$$W_{x1} = \frac{2I_x}{H_c + 2\delta_{II}} = \frac{2 \cdot 8.43 \cdot 10^{-4}}{0.53 + 2 \cdot 0.01} = 0.0042 \text{ м}^3 > [W_x]. \quad (4.19)$$

Умова міцності кінцевої балки виконується.

#### 4.2.5. Конструювання балки

Дана кінцева балка зварюється із двох горизонтальних поясів і двох вертикальних стінок. Спосіб зварювання – автоматичний під флюсом. По всій довжині балки встановлюємо діафрагми висотою  $H_c - 20 \text{ мм}$  із кроком  $a = 500 \text{ мм}$ . Діафрагми приварюємо до верхнього пояса і вертикальних стінок, забезпечуючи повний провар листа. Приварка діафрагм до нижнього пояса не виконується. Спосіб зварювання - напівавтоматичний у середовищі захисного газу. При співвідношенні висоти стінки до її товщини установка інших елементів жорсткості для даної балки не потрібна.

### 4.3. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ БАЛАНСИРА

Балансир являє собою балку коробчастого перерізу, опорами якої служать ходові колеса крана. За розрахункове навантаження на балансир приймається значення  $R_C = 307 \text{ кН}$  (п. 4.2.1). Попередньо для розрахунку база (проліт) балансира приймається рівним  $L_B = 1400 \text{ мм}$ .

Таким чином, максимальний згинальний момент у балансірі буде виникати в середньому перерізі, де прикладене навантаження. Його значення знайдемо як:

$$M_{MAX} = \frac{R_C \cdot L_B}{4} = \frac{307000 \cdot 1.4}{4} = 107.5 \text{ кНм}. \quad (4.20)$$

#### 4.3.1 Побудова поперечного переріза балансира. Визначення його геометричних характеристик

Розміри елементів балансира визначаємо, виходячи з умови міцності, обумовленої величиною мінімально припустимого моменту опору поперечного переріза  $[W]$

$$[W_x] = \frac{M_{MAX}}{[\sigma]} = \frac{107.5 \cdot 10^3}{171 \cdot 10^6} = 6.29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3. \quad (4.21)$$

Прийнято наступні розміри елементів балансира (рис. 4.4):

товщина поясів  $\delta_{II} = 8 \text{ мм}$ ;

товщина стінок  $\delta_C = 8 \text{ мм}$ ;

висота стінок  $H_C = 284 \text{ мм}$ ;

ширина поясів  $B = 320 \text{ мм}$ ;

звис поясів  $a = 30 \text{ мм}$ .

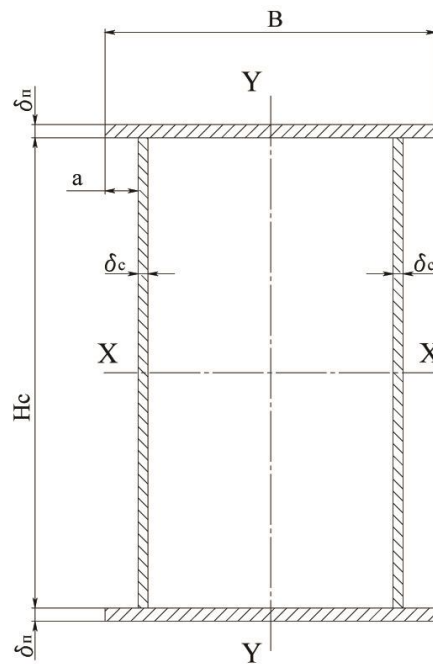


Рис. 4.4 - Переріз балансира.

Визначимо момент інерції  $I_x$  даного перерізу:

$$I_{x_c} = \frac{\delta_c \cdot H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 0.284^3}{12} = 0.153 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (4.22)$$

$$I_{x_n} = F_n \left( \frac{H_c + \delta_n}{2} \right)^2 = 0.00256 \left( \frac{0.284 + 0.008}{2} \right)^2 = 0.546 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad (4.23)$$

де  $F_n = \delta_n \cdot B = 0.008 \cdot 0.32 = 0.00256 \text{ м}^2$ ;

$$I_x = 2I_{x_c} + 2I_{x_n} = 2 \cdot 0.153 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 0.546 \cdot 10^{-4} = 1.39 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4 > [I_x]. \quad (4.24)$$

Момент опору перетину становить:

$$W_{x1} = \frac{2I_{x1}}{H_{c1} + 2\delta_n} = \frac{2 \cdot 1.39 \cdot 10^{-4}}{0.284 + 2 \cdot 0.008} = 9.27 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 > [W_x]. \quad (4.25)$$

Умова міцності балансира виконується.

### 4.3.2 Розрахунок опорної вісі балансира

Розрахункова схема вісі представлена на рис. 4.5. Переріз вісі розраховується за 4-ою теорією міцності з урахуванням нормальних напружень згину  $\sigma_H$  і дотичних напружень зрізу  $\tau_{CP}$ .

На схемі:

$$B = 250 \text{ мм}; b = 190 \text{ мм};$$

$$P = 0.5 \cdot 307000 = 153500 \text{ Н} - \text{навантаження на вісь};$$

$$R = P = 153500 \text{ Н} - \text{реакція опори.}$$

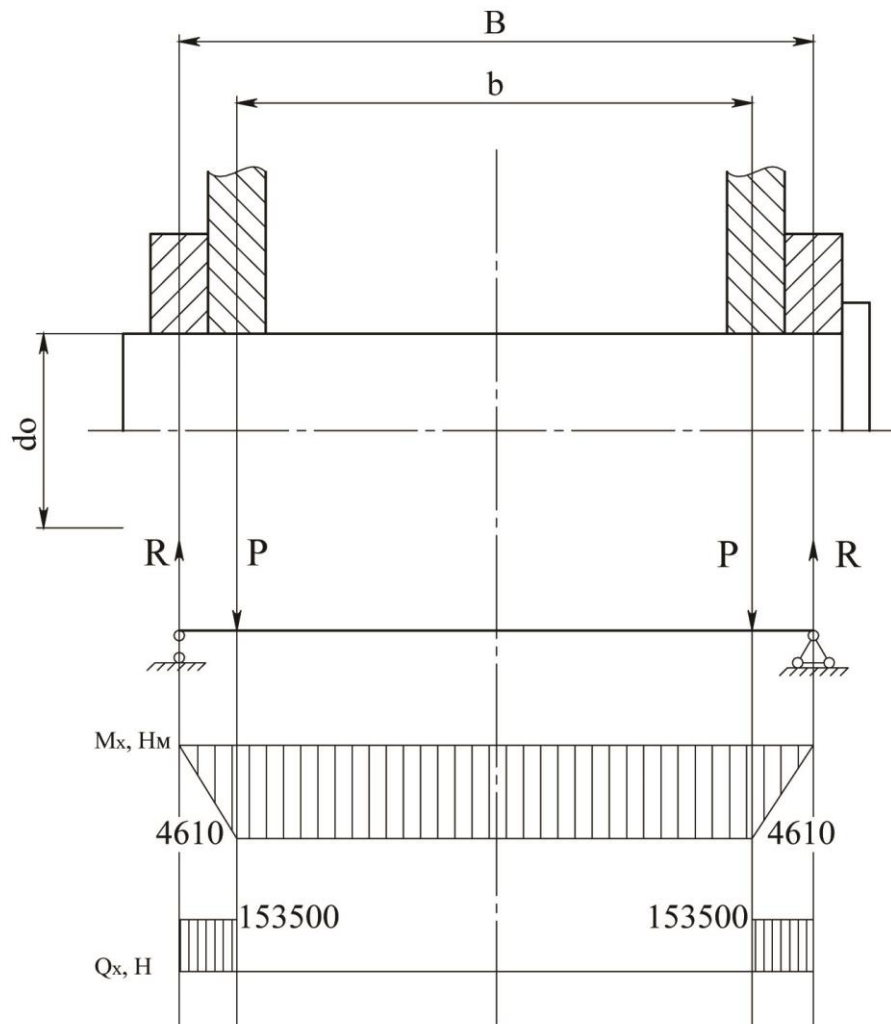


Рис. 4.5 – Схема вісі балансира

Для виготовлення валів застосовуємо незагартовану сталь марки 40 ГОСТ 1050-88 з наступними механічними характеристиками:

- межа міцності $\sigma_B$ , МПа	610
- межа текучості $\sigma_T$ , МПа	360
- межа витривалості при згині $\sigma_{-II}$ , МПа	290

Наведена напруження, що допускає, для вісі:

$$[\sigma_{\text{пр}}] = \frac{1,4\sigma_{-II}}{K_\sigma[S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{1,6 \cdot 1,4} = 180 \text{ МПа}, \quad (4.26)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для гладкої обробленої вісі

$$K_\sigma = 1,6[15];$$

[S] - запас міцності; для групи класифікації механізму М2 [S]=1,4.

Вибір розмірів перетину вісі.

Приймаємо  $d_o = 75 \text{ мм}$ ;

$$W_{\text{изг}} = \frac{\pi d_o^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,075^3}{32} = 4,14 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; \quad (4.27)$$

$$F_x = \frac{\pi d_o^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,075^2}{4} = 0,0044 \text{ м}^2; \quad (4.28)$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}}\right)^2 + 4\left(\frac{Q_x}{F_x}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4610}{4,14 \cdot 10^{-5}}\right)^2 + 4\left(\frac{153500}{0,0044}\right)^2} = 131 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{пр}}]. \quad (4.29)$$

## 5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУ

Таблиця 5.1 – Вхідні дані до розрахунку

Показник	Позначення	Одиниці	Величина показника
1	2	3	4
Вантажопідйомність крана	Q	т	2x40
Конструктивна маса	G	т	30
Робочі швидкості	V	м/с	Підйом – 0.0267 Пересування крана – 0.3
Строк служби ПТМ	T	років	20
Встановлена потужність електродвигунів	W	кВт	Підйом - 30 Пересування крана – 4.5
Група класифікації (режим роботи)	M/ПВ	%	M2/15
Ціна ПТМ	Ц	Грн.	1200000
Кількість працівників, обслуговуючих ПТМ	Ч	Чол.	10

В випадку фінансових ускладнень замовника, продуцент може здати виготовлений кран йому у лізинг.

Для виробника лізинг дійсно служить додатковим засобом збуту продукції, що відкриває можливість суттєвого розширення її продажу споживачем, які не забезпечені достатньою кредитоспроможністю для оплати товару готівкою.

Для орендодавця – це вигідний спосіб інвестування капіталу, що дозволяє достатньо ефективно розміщувати вільні грошові кошти.

Для орендаря лізинг є засобом фінансування та використання майна, але не придбання його у власність.

Саме в цьому полягає корінна відмінність лізингу від капітальних вкладень в основний капітал.

Заміна власності орендою знижає прямі витрати. Низький ризик старіння: технічний прогрес швидко може зробити з придбання значну об'ємну помилкову інвестицію. Використання лізингу знижує ступінь цієї небезпеки.

Підготувавши машини та устаткування до відвантаження, виробник підписує лізинговій фірмі рахунок і виставляє його на оплату, зробивши яку, лізингова фірма стає власником продукції й зберігає це право на протязі усього терміну оренди.

Обидві сторони лізингового договору знають продажну ціну устаткування, та при підписанні лізингової угоди документально затверджують тільки орендні платежі й порядок їх виплати. При цьому орендодавець і орендар можуть використати одну і ту же форму для приблизної оцінки платежів.

При проведенні таких розрахунків лізингоотримувач виходить із відсотка фінансування:

$$P_n = \frac{(P_z - A_z) \cdot 100}{K \cdot (C_n - C_0)} \quad (5.1)$$

де:  $C_n$  - первісна ціна устаткування;

$P_z$  - річні виплати за оренду устаткування;

$C_0$  - залишкова ціна устаткування;

$A_z$  - річні амортизаційні відрахування;

$K$  – коефіцієнт, що враховує вид устаткування, строк оренди, кількість випадків його здачі в оренду й т.п.;

Розрахунок проводиться для спеціального мостового крана, продажна ціна якого становить 1200 тис. грн., строк амортизації – 10 років (щорічні амортизаційні відрахування становлять  $A_z = 120000$  грн.), строк оренди  $T_n = 5$  років (тобто залишкова ціна  $\dot{O}_0 = 600$  тис. грн.).

Відсоток банківського кредиту ВАТ «Ощадбанк» становить 22% у гривні, і виходячи з цього призначимо відсоток фінансування, з якого виходить і лізингоотримувач.

Здійснюючи лізингові операції, потрібно зробити вибір: або взяти кран на умовах лізингу або купити його, взявши в банку кредит на 5 років з розрахунку 22% річних.

В описаних умовах лізингова фірма визначає щорічні відрахування за надання своїх послуг, що у даному випадку складає 150000 грн. щорічно.

Ця сума повідомляється лізингоотримувачу і він перевіряє її за формулою відсотка фінансування:

$$\dot{I}_i = \frac{(150000 - 120000) \cdot 100}{0.5 \cdot (1200000 - 600000)} = 10\%$$

Такий відсоток влаштовує лізингоотримувача, тому що він набагато нижче, ніж банківський.

Після усіх обрахунків необхідно вирішити питання про вартість технічного обслуговування, щорічні витрати на яке оцінюються у відсотках від первісної вартості.

Для мостових кранів витрати на технічне обслуговування становлять 8-10%. У складних умовах експлуатації вони можуть бути й більшими, але для простоти обчислень приймаємо їх рівними 10%. Тоді щорічна вартість техобслуговування складе 120000 грн. За 4 роки експлуатації (перший рік технічне обслуговування здійснюється за рахунок виробника) ця сума складе 480000 грн.

## 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

Дипломним проектом передбачено проектування механізму підйому. При роботі даного обладнання можуть виникнути наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- Можливість отримання удару крановим гаком, підвіскою або вантажем;
- Отримання травми при зриві вантажних канатів у разі не дотримання правил безпеки при використанні вантажних кранових канатів;
- Зміщення крана з рейок та його падіння на ділянку цеху;
- Недостатнє освітлення;
- Можливість ураження електричним струмом;
- Вплив електромагнітного імпульсу;
- Підвищений рівень шуму та вібрації.

Оскільки тема дипломного проекту «Канатний механізм,  $Q = 2 \times 40$  т», тому нижче розглянемо заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки при експлуатації, ремонті, монтажі даного крана встановленого на Гродненській ГЕС.

## 6.1 ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

Розглядається підйомний механізм з вантажною проушиною у вигляді вилки, вантажопідйомністю  $Q = 2 \times 40$  тонн, вагою 22000 кг, який використовується для виконання перевантажувальних та технологічних операцій по підйому, заміні і переміщенню гідравлічних затворів на Гродненській ГЕС.

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт відокремлюються за ГОСТ 12.3.009 – 79. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні бути забезпечені знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76. При переміщенні вантажу підйомно-транспортним обладнанням персоналу забороняється знаходитись на вантажі, чи в зоні його можливого падіння. Переміщення вантажу над приміщеннями чи транспортними засобами де знаходяться люди забороняється. Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт включаючи проходи та проїзди забезпечуються достатнім природним, або штучним освітленням.

Персонал задіяний на проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт, забезпечений санітарно побутовими приміщеннями і якісною питною водою.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, котрі можуть стати причиною нещасного випадку, закриті металевими огороженнями.

Огородженню підлягають:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;
- з'єднувальні муфти, з виступаючими болтами, шпонками, а також всі муфти розташовані поблизу місць проходу обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса крану та візка повинні бути оснащені щитками, котрі виключають попадання під колесо сторонніх предметів. Зазор між рейкою та щитком повинен не перевищувати 10 мм.

Неізольовані частини електрообладнання, що проводять струм, розташовані в місцях можливого дотику до них, повинні бути огорожені.

Все електрообладнання, що розташоване на крані повинно бути заземлене.

Згідно до ДСП 173 – 96 Гродненська Гідроелектростанція належить до І класу виробництва та повинна мати санітарно – гігієнічну зону у 300 метрів. Також навколо ГЕС передбачена зона спостереження шириною 10 км для моніторингу радіаційної обстановки.

В кабіні оператора крана забезпечуються оптимальні параметри мікроклімату згідно ДСН 3.3.6 – 042 – 99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Для кабіни оператора: температура – 22–24° С, яка забезпечуються спеціально налаштованими кондиціонерами (другий клас кондиціонування) та настінними електричними обігрівачами; вологість повітря – 40 – 60%, забезпечується ультразвуковими оволоджувачами; швидкість руху повітря не більше 0.1м/с. Чистота повітря забезпечується системою вентиляції з природним побудженням та системою фільтрів.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт включаючи проходи та проїзди забезпечуються достатнім природним, або штучним освітленням згідно з БНіП. Освітленість повинна бути рівномірною без засліплюючої дії на персонал. В робочій зоні під краном в темний час доби забезпечується штучне освітлення комплексом ртутних ламп встановлених на мосту крана. Аварійне, габаритне і сигнальне освітлення забезпечується лампами розжарювання, що встановленні на крайніх точках габаритів крана. Для аварійного освітлення забезпечується світловий потік у 2лк, для евакуаційного – 0.5лк. Охоронне та чергове освітлення забезпечується рядом галогенових ламп, які забезпечують світловий потік у 0,5лк.

Таблиця 6.1 - Норми освітлюваності робочих місць ДБН В.2.5 – 28 – 2006 «Природне та штучне освітлення»

Характеристика роботи	Розміри об'єкту розрізнення, мм	Розряд зорових робіт	Освітлення загальне
Груба	>5	6	150

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

Захист від шуму виробничого персоналу забезпечується двома шляхами. Для захисту стропальників від непостійного шуму при роботі крана передбачені звукоізолюючі навушники. Для захисту пульта керування крана використовується звукоізоляційний матеріал, який є вбудованим у стінну конструкцію кабіні. Захист від вібрації не передбачений, так як рівні вібрації в місці встановлення крана є меншими за допустимі.

Зона ГЕС забезпечена усіма необхідними санітарно побутовими приміщеннями, а саме:

- Гардеробна закритого типу;
- Умивальні (40% розташовані безпосередньо поряд з робочими місцями);
- Туалети;
- Місця для куріння (розташовуються поряд з туалетами);
- Медичний пункт охорони здоров'я (для приміщень з чисельністю працівників від 50 до 300).

Розташування цих приміщень відповідає усім нормам СНиП 2.09.04 – 87 «Санитарно – бытовые помещения».

На ГЕС передбачені шляхи евакуації робітників на випадок пожежі. Евакуаційні переходи спроектовані згідно ДБН В.1.1.7 – 2002 без перепадів висот та обладнання, яке не зменшує нормований поперечний перетин переходу. Евакуаційні переходи облаштовані також вогнестійкими рамами, які є перепорою до поширення вогню у переходи. Сходові маршрути спроектовані згідно правил: ширина сходової площадки дорівнює 2 метри, що є більше допустимого; ухил сходів визначений як 1:1, що допускається за технічними нормами; ширина сходів дорівнює 0.5 метра, а висота сходиця – 0,3 метри. Евакуаційні виходи спроектовані за вимогами правил вищезазначеного ДБН. Ширина та висота просівів евакуаційних виходів нормується за НД та визначена, як 2,2 та 1 метр відповідно. Двері евакуаційних виходів відчиняються у сторону виходу людей з будівлі.

Обладнання крана, освітлювальні та силові мережі цілком відповідають вимогам пожежної безпеки. Легкозаймисті частини кранів (кранові канати, електродвигуни) виконані за європейськими стандартами пожежної безпеки та відповідають вітчизняним стандартам. Силові мережі, які також виконані у Європі, максимально захищені від можливості загоряння у відповідності європейським стандартам.

Для виявлення пожежної небезпеки використовується спеціальні системи, передбачена система радіо сигналізації, яка використовується підрозділом охорони праці ГЕС.

З огляду на пожежну небезпеку виробництва передбачена наступна система протипожежних заходів: у проекті приміщень ГЕС передбачено пожежне водопостачання. Протипожежний водопровід об'єднується з господарсько-питним або виробничим водопроводом. Вільний натиск в мережі протипожежного водопроводу низького тиску при пожежогасінні складає не менше 10 м. Норма витрати води на внутрішню пожежогасінню приймається з розрахунку двох пожежних струменів продуктивністю не

менше 2,5 л/сек кожна. В корпусі встановлено 5 пожежних кранів з рукавами та брансбойтами.

В кабіні крана повинен бути встановлений вогнегасник ОП-4.

Для захисту від блискавок передбачено пристрій блискавковідводів.

Визначимо силу струму, що проходить через тіло людини при її дотику до одного з провідників 3-х фазної мережі: а) з заземленою нейтраллю; б) з ізольованою нейтраллю. Напруга живильного трансформатора  $U=380/220$  В.

Приймаємо опір тіла людини  $R_l=1,0\text{кОм}$ , опір підлоги  $R_n=1,4\text{кОм}$ , опір взуття  $R_{вз}=1,5\text{кОм}$ , опір ізоляції  $r=500\text{кОм}$ .

Обидві схеми працюють в нормальному режимі і замикання фаз на землю відсутнє.

а) З заземленою нейтраллю

Визначимо напругу фази, якщо людина доторкнулась до однієї фази 3-х фазної мережі напругою 380 В:

$$U_{\phi} = 380 \cdot \sqrt{3} = 220\text{В} \quad (6.1)$$

Визначимо струм, що проходить крізь тіло людини:

$$I_{\phi} = \frac{U_{\phi}}{R_{\phi} + R_0 + R_l + R_{вз}}, \quad (6.2)$$

де  $R_l$  – опір тіла людини;

$R_0$  – опір заземленої нейтралі (приймаємо  $R_0=0$ );

$R_n$  – опір підлоги;

$R_{вз}$  – опір взуття;

$$I_{\phi} = \frac{220}{(1,0 + 0 + 1,4 + 1,5) \cdot 10^3} = 0,0564\text{А}$$

Схема однофазного дотику при нормальному режимі роботи електромережі для трифазної мережі з заземленою нейтраллю зображена на рис. 6.1.

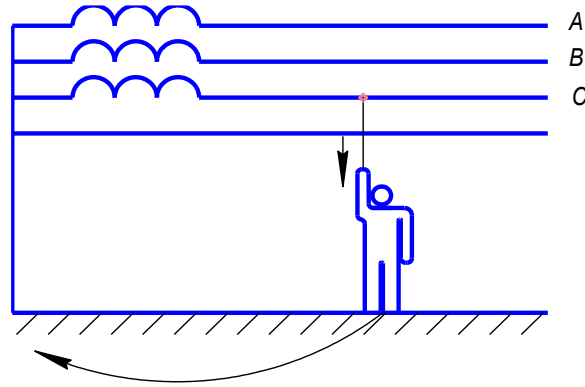


Рис. 6.1 - Схема однофазного дотику при нормальному режимі роботи електромережі для трифазної мережі з заземленою нейтраллю

б) З ізолюваною нейтраллю

Визначимо напругу фази, якщо людина доторкнулась до однієї фази 3-х фазної мережі напругою 380 В:

$$U_{\delta} = 380 \cdot \sqrt{3} = 220 \text{ В}$$

Визначимо струм, що проходить крізь тіло людини:

$$I_{\delta} = \frac{U_{\delta}}{R_{\delta} + R_i + R_{a\zeta} + r/3} = \frac{3 \cdot U_{\delta}}{3 \cdot (R_{\delta} + R_i + R_{a\zeta}) + r}, \quad (6.3)$$

де  $R_{\delta}$  – опір тіла людини;

$R_n$  – опір підлоги;

$R_{\delta\zeta}$  – опір взуття;

$r$  – опір ізоляції (для мережі напругою до 1000В значення опорів ізоляції усюх 3-х фаз рівні, тобто  $r = r_e = r_c = r_a$ )

$$I_{\varrho} = \frac{220}{3 \cdot 10^3 \cdot (1,0 + 1,4 + 1,5) + 500} = 0,054 \text{ A}$$

Схема однофазного дотику при нормальному режимі роботи електромережі для трифазної мережі з ізольованою нейтраллю зображена на рис. 6.2.

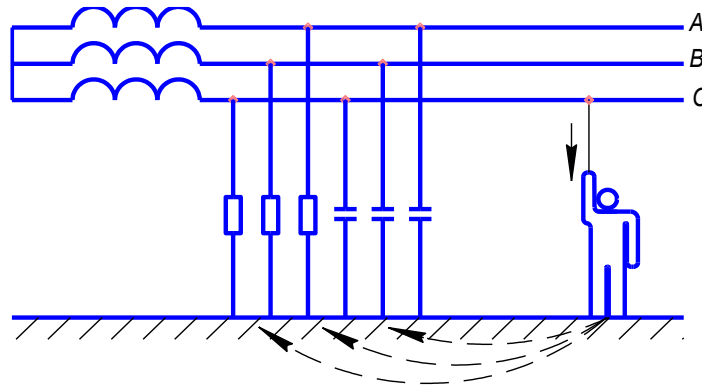


Рис. 6.2 - Схема однофазного дотику при нормальному режимі роботи електромережі для трифазної мережі з ізольованою нейтраллю

По техніці безпеки, мінімально відчутний людиною змінний струм складає близько 1 мА. Небезпечним для життя людини змінний струм стає починаючи з сили приблизно 0,01 А. Під дією струму такої сили, людина ще здатна самостійно відірватись від струмоведучої частини. Смертельним для людини вважається струм починаючи з сили приблизно в 0,05 А.

## 6.2 ЗАХОДИ З ЦИВІЛЬНОЇ ОБОРОНИ

Розглянемо методи захисту від впливу електромагнітного імпульсу на елементи виробництва.

Електромагнітний імпульс (ЕМІ) - вражаючий фактор ядерного зброї, а також будь-яких інших джерел ЕМІ (наприклад блискавки, спеціальної електромагнітної зброї або близькою спалаху надкової і т. д.). Вражаюча дія електромагнітного імпульсу (ЕМІ) обумовлена виникненням наведених напруг і струмів в різних провідниках. Дія ЕМІ проявляється, перш за все, по відношенню до електричної та радіоелектронної апаратури. Найбільш уразливі лінії зв'язку, сигналізації та управління. При цьому може статися пробій ізоляції, пошкодження трансформаторів, псування напівпровідникових приладів, псування комп'ютерів/ноутбуків і стільникових телефонів і т. п. Висотний вибух здатний створити перешкоди в цих лініях на дуже великих площах. Захист від ЕМІ досягається екрануванням ліній енергопостачання і апаратури.

На утворення ЕМІ витрачається невелика частина ядерної енергії, однак, він здатний викликати потужні імпульси струмів і напруг у дротах і кабелях повітряних і підземних ліній зв'язку, сигналізації, управління, електропередачі, в антенах радіостанцій і т.п. Вплив ЕМІ може призвести до згоряння чутливих електронних і електричних елементів, пов'язаних з великими антенами або відкритими проводами, а також до серйозних порушень в цифрових і контрольних пристроях, зазвичай без незворотних змін.

Особливістю ЕМІ як вражаючого фактора є його здатність поширюватися на десятки й сотні кілометрів в навколишньому середовищі і по різних комунікаціям. Тому ЕМІ може впливати там, де ударна хвиля, світлове випромінювання і проникаюча радіація втрачають своє значення як вражаючі фактори.

При наземних і низьких повітряних вибухах в зоні, радіусом у кілька кілометрів від місця вибуху, в лініях зв'язку і електропостачання виникають напруги, які можуть викликати пробіи ізоляції проводів та кабелів відносно землі, а також пробій ізоляції елементів апаратури та пристроїв, підключених до повітряних та підземних ліній.

Ступінь пошкодження залежить в основному від амплітуди наведеного імпульсу напруги або струму та електричної міцності обладнання.

Головне завдання захисних пристроїв від ЕМІ - виключити доступ наведених струмів до чутливих вузлів і елементів обладнання, що захищається. Проблема захисту від ЕМІ ускладнюється тим, що імпульс протікає приблизно в 50 разів швидше, ніж, наприклад, розряд блискавки, і тому прості газові розрядники в даному випадку є малоефективними.

Ідеальною захистом від ЕМІ було б повне укриття приміщення, в якому розміщена радіоелектронна апаратура, металевим екраном. Разом з тим зрозуміло, що практично забезпечити такий захист у ряді випадків неможливо, тому що для роботи апаратури часто потрібно забезпечити її електричний зв'язок із зовнішніми пристроями. Тому використовуються менш надійні засоби захисту, такі, як струмопровідні сітки або плівкові покриття для вікон, сотові металеві конструкції для повітрязабірників і вентиляційних отворів і контактні пружинні прокладки, що розміщуються по периметру дверей і люків.

У кожному конкретному випадку повинні бути знайдені найбільш ефективні і економічно доцільні методи захисту електронної апаратури і великих розгалужених електротехнічних систем. Розглянемо основні методи захисту:

1. Екрани і захисні пристрої.

Металеві екрани відображають електромагнітні хвилі і гасять високочастотну енергію. Через систему заземлення струм, наведений ЕМІ, стікає в землю, не заподіюючи шкоди електронній апаратурі, що знаходиться всередині металевих шаф або коробів.

## 2. Захист кабелів.

З'єднувальні кабелі для захисту прокладають в земляних траншеях під цементною або бетонованою підлогою будівель або укладають в сталеві короби, які заземлюють. Можна розміщувати кабелі і на поверхні поля, закривши їх заземленими швелерами.

Надійність підвищується, якщо кабель розгалужується і підводиться до декількох шаф з розділовими трансформаторами. У цьому випадку ізольовані ділянки мережі мають великий опір ізоляції і малу ємність проводів відносно землі. Також доцільно застосовувати фільтри від високочастотних перешкод.

## 3. Захисні розрядники і плавкі запобіжники.

Основні функції захисного розрядника - розімкнути лінію або відвести енергію для запобігання пошкодження в захищуваному обладнанні. Встановлюється на входи і виходи апаратури.

Для захисту апаратури можуть бути рекомендовані плавкі запобіжники та захисні вхідні прилади, які являють собою різні релейні або електронні пристрої, що реагують на перевищення струму або напруги в ланцюзі.

## 4. Грозозахисні пристрої.

Забезпечують «стікання» великого розряду в землю без пошкодження ізоляційних елементів ліній.

## 5. Використання симетричних двопровідних ліній.

## 6. Захист периферійних пристроїв.

Вказані способи та засоби захисту повинні впроваджуватися в усі види електротехнічної та радіоелектронної апаратури з врахуванням характеру вражаючої дії електромагнітних випромінювань ядерного вибуху для забезпечення надійності роботи підприємств в умовах надзвичайних ситуацій мирного і воєнного часу.

## ВИСНОВКИ

В дипломному проекті був виконаний проектний розрахунок канатного підйомного механізму, призначеного для маневрування затворами на ГЕС. В ході виконання дипломного проекту були вирішені наступні задачі:

- розраховано механізм підйому вантажу;
- розраховано механізм пересування крана;
- розраховано економічний ефект від здачі виготовленого крана в лізинг;
- розраховано металоконструкцію крана;
- вказані основні заходи щодо охорони праці,
- вказані основні заходи щодо монтажу крана.

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

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гречанюк В.І. *Гідроприводи і гідроавтоматика: Підручник*. — К.: Каравела, 2013.
2. Скрипник І.Ю. *Гідравліка та гідропневмопривід*. — Харків: НТУ "ХПІ", 2020.
3. Сінельников О.М., Дерев'янко С.І. *Підйомно-транспортні машини: Підручник*. — Київ: Видавництво Ліра-К, 2017.
4. Мартиненко І.І., Ващенко А.А. *Основи конструювання машин*. — Київ: Видавництво КНУБА, 2015.
5. Кравченко В.І. *Основи проектування гідросистем*. — Львів: Видавництво ЛПНУ, 2012.
6. ДСТУ Б В.2.8-12:2000. *Підйимально-транспортне устаткування. Загальні вимоги до безпеки*.
7. Чередниченко О.І. *Гідравлічні машини та гідроприводи*. — Харків: УкрДУЗТ, 2018.
8. Кузнецов С.О. *Основи гідропневмоавтоматики*. — Київ: НАУ, 2016.
9. Esposito, A. *Fluid Power with Applications*. — Pearson Education, 2014.
10. Jagadeesha T. *Hydraulics and Pneumatics*. — I.K. International Publishing House, 2015.
11. Majumdar, S.R. *Oil Hydraulic Systems: Principles and Maintenance*. — Tata McGraw-Hill, 2002.
12. Parr, A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. — Butterworth-Heinemann, 2013.
13. Liu, Y., Ye, G. *Design of Hydraulic Systems for Lift Equipment*. — Springer, 2021.