

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повне найменування кафедри )

**Пояснювальна записка**

до дипломного проєкту (роботи)

\_\_\_\_\_  
(ступінь вищої освіти)

на тему Модернізація мостового спеціального електричного крана

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи Мз-312

Спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні,  
будівельні меліоративні машини і  
обладнання»

\_\_\_\_\_  
СЄРОВА Д.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник КОЗАК Д.С.

(прізвище та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри Мартовицький Л.М.  
« 15 » 04 2026 року

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

СЄРОВА Дар'я Андріївна  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Модернізація мостового спеціального електричного крана

керівник проєкту (роботи) КОЗАК Дмитро Сергійович, старш. викл  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція мостового спеціального електричного крана Q=180/2x70т

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

1. Опис конструкції та принцип дії. 2. Інженерні розрахунки механізмів руху мостового крана та вантажного візка. 3. Розрахунки систем головного і допоміжного підймання. 4. Вибір кінематичних схем механізмів та підбір їх основних елементів. 5. Розрахунки на міцність критичних деталей вузлів.

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

Загальний вигляд крана мостового – 2 листа (формат A0 та A1); візок – 2 листа A1; механізм головного підйому – 1 лист A1; механізм допоміжного підйому – 1 лист A1; механізм пересування візка – 1 лист A1; механізм пересування крану – 1 лист A1; підвіска головного підйому – 1 лист A1.

## 6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                           |
|--------|-------------------------------------------|----------------|---------------------------|
|        |                                           | завдання видав | прийняв виконане завдання |
| 1      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 2      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 3      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 4      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 5      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 6      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 7      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 8      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |
| 9      | Козак Д. С., старш. викл                  |                | <i>Д.С. Козак</i>         |

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

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проєкту (роботи)         | Строк виконання етапів проєкту ( роботи ) | Примітки |
|-------|--------------------------------------------------|-------------------------------------------|----------|
| 1     | Розрахунок механізму головного підйому вантажу   | 10.04.2026                                |          |
| 2     | Розрахунок механізму допоміжного підйому вантажу | 30.04.2026                                |          |
| 3     | Розрахунок механізму пересування візка           | 30.05.2026                                |          |
| 4     | Розрахунок механізму пересування крана           | 30.05.2026                                |          |
| 5     | Розрахунок механізму висування вісі              | 30.05.2026                                |          |
| 6     | Розрахунок механізму обертання підвіски          | 30.05.2026                                |          |
| 7     | Розрахунок металоконструкції                     | 30.05.2026                                |          |
| 8     | Розрахунок економічної ефективності проєкту      | 01.06.2026                                |          |
| 9     | Охорона праці та цивільна оборона                | 01.06.2026                                |          |
|       |                                                  |                                           |          |
|       |                                                  |                                           |          |
|       |                                                  |                                           |          |
|       |                                                  |                                           |          |
|       |                                                  |                                           |          |
|       |                                                  |                                           |          |

Студент

*(підпис)*

СЄРОВА Д.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

*(підпис)*

КОЗАК Д.С.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

КРАН, ВІЗОК, ПОЛІСПАСТ, БЛОК, БАРАБАН, МЕХАНІЗМ,  
ПІДВІСКА, ВАНТАЖ.

Пояснювальна записка містить: 110 с., 22 таблиці, 24 рисунка, 14 джерел.

Об'єкт дослідження – проект крана електричного мостового спеціального.

Мета проекту – модернізація мостового спеціального електричного крана.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний, з використанням програм Microsoft Word, КОМПАС-3D.

У ході розроблення дипломного проекту було проведено інженерні розрахунки механізмів руху мостового крана та вантажного візка, а також систем головного і допоміжного підіймання спеціального електричного мостового крана вантажопідйомністю  $200/2 \times 70$  т із прольотом 32 м. На основі отриманих результатів обґрунтовано вибір кінематичних схем механізмів і здійснено підбір їх основних елементів.

## ЗМІСТ

С.

|                                                          |    |
|----------------------------------------------------------|----|
| Вступ.....                                               | 8  |
| 1 Розрахунок механізму головного підйому вантажу.....    | 11 |
| 1.1 Вибір схеми механізму підйому вантажу.....           | 11 |
| 1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти.....             | 12 |
| 1.3 Вибір вантажного каната.....                         | 12 |
| 1.4 Вибір та перевірочний розрахунок гака.....           | 14 |
| 1.5 Розрахунок діаметрів блоків та балабана.....         | 24 |
| 1.6 Розрахунок розмірів барабана.....                    | 24 |
| 1.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до балабана..... | 26 |
| 1.8 Розрахунок вії блоків підвіски.....                  | 27 |
| 1.9 Вибір і розрахунок підшипників для блоків.....       | 31 |
| 1.10 Привод механізму підйому.....                       | 32 |
| 1.10.1 Вибір електродвигуна.....                         | 32 |
| 1.10.2 Перевірка двигуна за нагріванням.....             | 33 |
| 1.10.3 Вибір редуктора.....                              | 34 |
| 1.10.4 Вибір муфт.....                                   | 35 |
| 1.10.5 Вибір гальм.....                                  | 37 |
| 1.11 Перевірка двигуна за часом розгону.....             | 37 |
| 2 Розрахунок механізму допоміжного підйому вантажу.....  | 40 |
| 2.1 Вибір схеми механізму підйому вантажу.....           | 40 |
| 2.2 Вибір схеми та кратності поліспасти.....             | 41 |
| 2.3 Вибір вантажного каната.....                         | 42 |
| 2.4 Вибір підвіски.....                                  | 43 |
| 2.5 Розрахунок діаметрів блоків та барабану.....         | 44 |
| 2.6 Розрахунок розмірів барабана.....                    | 44 |
| 2.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабану..... | 46 |
| 2.8 Вибір і розрахунок підшипників для блоків.....       | 47 |

|                                                                                      |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 2.9 Привод механізму підйому.....                                                    | 49 |
| 2.9.1 Вибір електродвигуна.....                                                      | 49 |
| 2.9.2 Перевірка двигуна за нагріванням.....                                          | 50 |
| 2.9.3 Вибір редуктора.....                                                           | 51 |
| 2.9.4 Вибір муфт.....                                                                | 51 |
| 2.9.5 Вибір гальм.....                                                               | 54 |
| 2.9.6 Перевірка двигуна за часом розгону.....                                        | 55 |
| 2.10 Вибір на встановлення електроталей.....                                         | 55 |
| 3 Розрахунок механізму перебування візка.....                                        | 58 |
| 3.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....                             | 59 |
| 3.2 Вибір ходових коліс.....                                                         | 59 |
| 3.3 Опір пересуванню візка.....                                                      | 60 |
| 3.4 Визначення потужності двигуна, його вибір.....                                   | 61 |
| 3.5 Вибір редуктора.....                                                             | 62 |
| 3.6 Вибір муфт.....                                                                  | 63 |
| 3.7 Перевірка гальм.....                                                             | 65 |
| 3.8 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою..... | 66 |
| 3.9 Перевірка двигуна за нагрівом.....                                               | 68 |
| 4 Розрахунок механізму пересування крана.....                                        | 69 |
| 4.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....                             | 70 |
| 4.2 Вибір ходових коліс.....                                                         | 70 |
| 4.3 Опір пересуванню крана.....                                                      | 71 |
| 4.4 Визначення потужності двигуна, його вибір.....                                   | 74 |
| 4.5 Вибір редуктора.....                                                             | 76 |
| 4.6 Вибір муфти.....                                                                 | 77 |
| 4.7 Перевірка гальм.....                                                             | 78 |
| 4.8 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою..... | 79 |
| 4.9 Перевірка двигуна за нагрівом.....                                               | 81 |

|                                                                |     |
|----------------------------------------------------------------|-----|
| 5. Розрахунок механізму висування вісі.....                    | 82  |
| 6. Розрахунок механізму обертання підвіски.....                | 85  |
| 7. Розрахунок металоконструкції.....                           | 88  |
| 7.1 Розрахунок вузла з'єднання кінцевих балок напівмостів..... | 88  |
| 7.2 Розрахунок кранового моста на міцність.....                | 90  |
| 8. Розрахунок економічної ефективності проекту.....            | 94  |
| 9. Охорона праці та цивільна оборона.....                      | 98  |
| 9.1 Заходи з охорони праці.....                                | 99  |
| 9.2 Заходи з цивільної оборони.....                            | 106 |
| Висновок.....                                                  | 108 |
| Перелік джерел посилань.....                                   | 109 |
| Додатки                                                        |     |

## ВСТУП

Підйомно-транспортне обладнання є ключовим елементом комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів. Ефективність роботи окремих цехів, виробничих ділянок і підприємства загалом значною мірою визначається обґрунтованим вибором оптимальних типів машин.

Будь-який виробничий процес тісно пов'язаний із переміщенням значних обсягів матеріалів - від подачі сировини до відвантаження готової продукції. Організація вантажопотоків і механізація трудових операцій на підприємствах забезпечуються системами підйомно-транспортних машин і механізмів. Для виготовлення 1 тонни готової продукції у різних галузях може використовуватися від 10 до 100 тонн сировини, транспортування й складування якої здійснюється за допомогою комплексів підйомно-транспортної техніки.

Серед різновидів прольотних кранів найбільш поширеними є мостові крани. Вони забезпечують обслуговування технологічних вантажопотоків, виконують навантажувально-розвантажувальні роботи у виробничих приміщеннях, на монтажних і контейнерних майданчиках, а також на відкритих і закритих складах.

Переміщення кранів здійснюється по рейкових коліях, установлених на підкранових балках на значній висоті від підлоги, що дозволяє мінімізувати зайняту корисну площу та охопити практично весь простір цеху. На підприємствах невеликої потужності мостові крани можуть монтуватися на естакадах. Основні габаритні та технічні параметри мостових кранів визначаються відповідно до нормативних документів.

Конструктивно мостові крани складаються з уніфікованих вузлів і можуть оснащуватися одним або двома крановими візками. За будовою моста вони поділяються на однобалкові та двобалкові, тоді як спеціалізовані

моделі можуть мати багатобалкове виконання. Керування здійснюється з кабіни машиніста або за допомогою дистанційної системи.

Розглянутий спеціальний мостовий кран призначений для виконання підйомно-транспортних і технологічних операцій з основним обладнанням реакторних відділень енергоблоків із реакторами ВВЕР-1000 (В-320) у корпусі «Г» Навчально-тренувального центру ВП ЗАЕС. Його функціональне призначення відповідає операціям, що виконуються на діючих атомних електростанціях, та використовується для практичної підготовки ремонтного й оперативного персоналу АЕС України, задіяного в технічному обслуговуванні та ремонті реакторів типу ВВЕР-1000 (В-320).

Металоконструкція крана виконана у вигляді зварної системи з балок коробчастого перерізу.

Вантажний візок складається з рами, механізмів головного та допоміжного підйомів, механізму пересування, стаціонарної електричної талі, а також підвісок обох підйомів.

Механізм головного підйому включає канатний барабан, привод і вантажну підвіску. Механізм допоміжного підйому оснащений зварним барабаном із правою та лівою нарізками, приводом і двома підвісками.

Механізм пересування візка має два окремі приводи та чотири ходові колеса, з яких два є приводними.

Механізм пересування крана складається з чотирьох незалежних приводів, чотирьох приводних ходових коліс і чотирьох холостих балансирів.

Для точного позиціювання моста та візка вздовж рейкового шляху й зменшення перекосів у горизонтальній площині застосовано систему типу «Stahltronic».

Електроживлення крана та візка здійснюється через кабельний ланцюг, розташований уздовж середини рейкової колії.

Кран також обладнаний системою відеоспостереження.

Вихідними даними для розрахунків у межах даного дипломного проекту є такі параметри:

- Вантажопідйомність головного підйому.  $Q = 200$  т
- Вантажопідйомність допоміжного підйому.  $Q = 2 \times 70$  т
- Швидкість руху крана.  $V_{кр} = 0,323$  м/с
- Швидкість руху візка.  $V_{в} = 0,093$  м/с
- Маса крана. 258.29 т
- Маса візка. 80 т
- Висота підйому.  $H = 34.1$  м
- Прогін крана.  $L = 32$  м
- Класифікація за ISO. A5(середній)

# 1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Механізм основного підйому включає канатний барабан, приводну систему та вантажну підвіску. Барабан виконаний у зварному виконанні та має двосторонню навивку каната - з лівою і правою різьбовими канавками. Передача крутного моменту на барабан здійснюється від двох електродвигунів через зубчасті муфти, попередній редуктор і основний редуктор, а також через зубчасту муфту, інтегровану в конструкцію барабана. Для забезпечення безпечної роботи механізм оснащено двома гальмівними пристроями.

## 1.1.Вибір схеми механізму підйому вантажу

Кінематична схема для спеціальних кранів даного типу зображена на Рис. 1.1

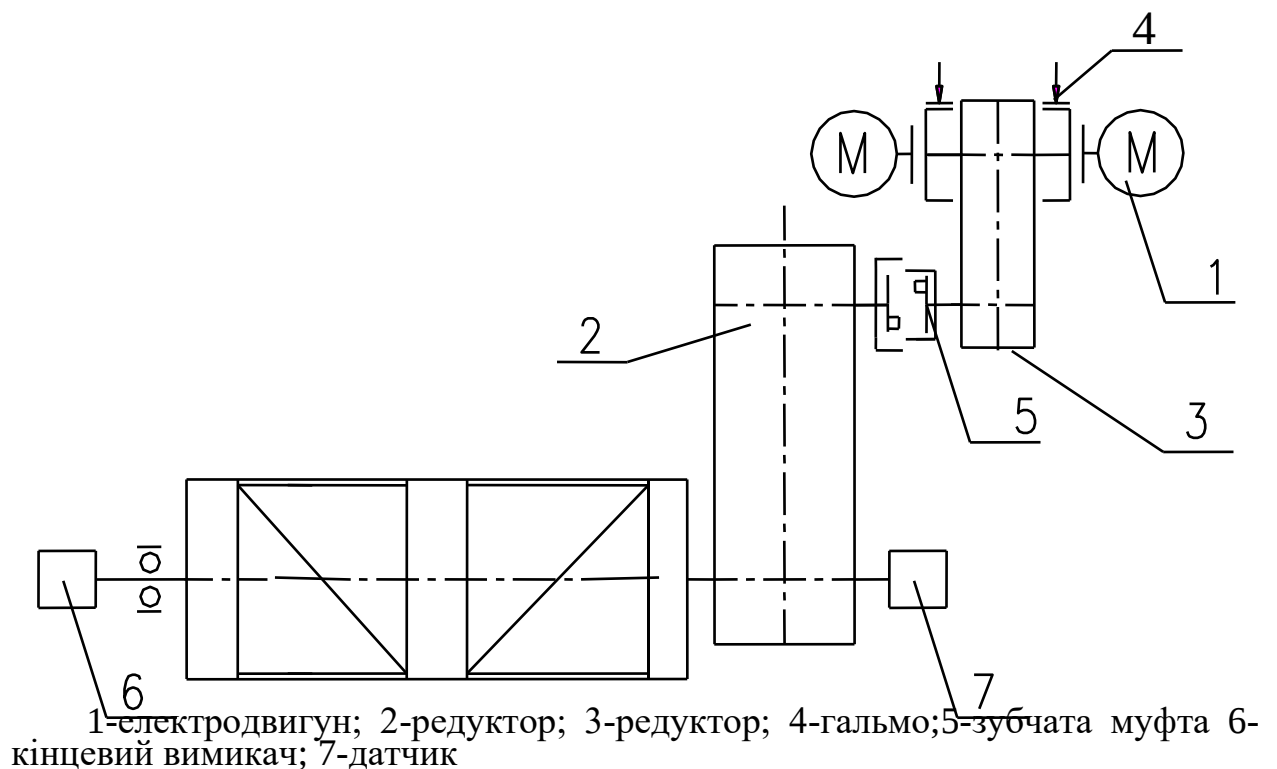


Рисунок 1.1 – Схема механізму головного підйому вантажу

У даній схемі передбачено застосування двох електродвигунів і двох редукторів. Вал редуктора та вісь барабана опираються на дві опорні точки. Тихохідний вал редуктора оснащений зубчастою напівмуфтою на кінці, яка передає обертальний момент на барабан через відповідну зубчасту напівмуфту, розташовану безпосередньо в барабані. Серед переваг такої конструкції - модульність, висока вантажопідйомність та статична визначеність. Недоліки включають значну масу та великі габарити. Цей тип схеми зазвичай застосовується в спеціальних мостових кранах великої вантажопідйомності та в ливарних кранах.

## 1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Для механізму підйому, розташованому на візку, мостового крану доцільно використовувати здвоєні поліспасти (Рисунок 1.2).

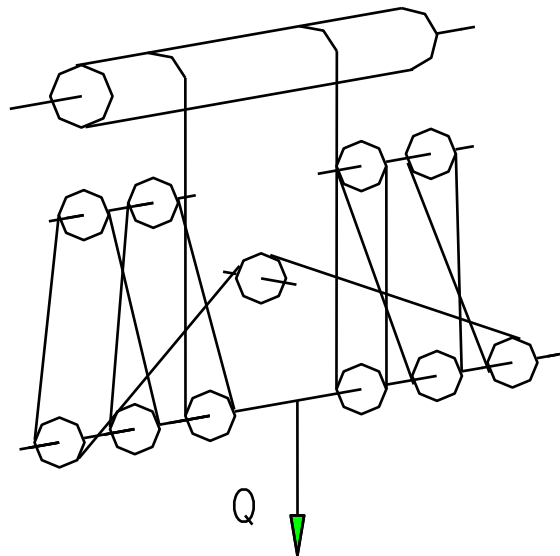


Рисунок 1.2 – Схема поліспасти

Кратність поліспасти  $i_n = \frac{12}{2} = 6$ .

Визначаємо ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,96 + 0,941 + 0,9223 + 0,9}{6} = 0,95, \quad (1.1)$$

де  $\eta = 0,98$  – ККД блоку на підшипниках кочення [12];

### 1.3 Вибір вантажного каната

Канат вибирають за розривним зусиллям  $F_{розр}$  згідно з правилами ДНАОП 0.00-1.03-02.

$$F_{розр.} = Z_p \cdot S \leq [F]_{розр.} \quad (1.2)$$

$$F_{розр.} = 4,5 \cdot 178,6 = 803,7 \text{ кН}$$

де  $Z_p$  – коефіцієнт використання каната ( $Z_p=4,5$ ) [3];

$S$  – найбільше зусилля в канаті, Н:

$$S = \frac{1000(Q_{en} + G_n)}{2 \cdot i_n \cdot \eta_n} = \frac{1000(1955 + 81)}{2 \cdot 6 \cdot 0,95} = 178,6 \text{ кН} \quad (1.3)$$

де  $Q$  – маса вантажу, т;

$G_n$  – маса підвіски, т;

$$G_n = 0,04 \cdot Q = 0,04 \cdot 200 = 8,27 \text{ т}$$

Приймаємо  $G_n=8,27 \text{ т}$

$i_n$  – кратність поліспаста.

За каталогом обираємо канат подвійної звивки типу ЛК-РО, 6036 дротів з металічним осердям за ГОСТ 7669-80, з умовним позначенням:

35.5-Г-ВК-С-Н-Р-1860 ГОСТ 7669-80

Таблиця 1.1 – Характеристика канату

| Параметр                                                   | Значення |
|------------------------------------------------------------|----------|
| Діаметр каната, мм                                         | 35.5     |
| Даркувальна група за тимчасовим опором розриву дротів, МПа | 1860     |
| Розрахункова площа перетину всіх дротів, мм <sup>2</sup>   | 580      |
| Орієнтовна маса 1000 м змащеного канату, кг                | 5290     |
| Розривне зусилля канату у цілому, кН                       | 835      |

Фактичний коефіцієнт використання канату:

$$Z_{\phi} = \frac{S_p}{S} = \frac{835}{178.6} = 4.68 \quad (1.4)$$

#### 1.4 Вибір та перевірочний розрахунок гака

Гак підбирається виходячи з номінальної вантажопідйомності  $Q = 200$  т та класу режиму експлуатації М5. Як заготовку обирають дворогий пластинчастий гак №8 відповідно до ГОСТ 6619-75.

Перевірочний розрахунок цього гака полягає у визначенні напружень у критичних перерізах та обчисленні коефіцієнтів запасу міцності стосовно межі текучості матеріалу пластин (сталь 295-09Г2С-12 за ГОСТ 19281-89).

Схема розрахунку дворогого пластинчастого гака представлена на рисунку 1.2.

Розрахункове навантаження  $PPR$  визначається на основі маси піднімаємого вантажу  $QQQ$ . При цьому приймається, що вага вантажу розподіляється рівномірно на обидва роги гака, а напрямок кожної складової утворює кут  $45^\circ$  з вертикаллю, що враховується у формулі для розрахунку:

$$P = \frac{0,5 \cdot Q}{\cos 45^\circ} = 0,707 \cdot Q = 0,707 \cdot 1955000 = 1382185H \quad (1.5)$$

Напруження оцінюються в різних перетинах гака як для розтягнутих, так і для стиснутих волокон, при цьому обов'язково враховується кривизна елементів. Максимальна напруга у внутрішньому розтягнутому волокні розраховується за формулою:

$$\sigma_{pc} = \frac{P^*}{F} + \frac{M}{W} \cdot k_i, \text{ Н/см}^2 \quad (1.6)$$

де  $\frac{P^*}{F_i}$  - напруження розтягу від розрахункового зусилля  $P^*$ ;

$F_i$  - площа поперечного перетину, що розраховується,  $\text{см}^2$ ;

$$F_i = B \cdot h_i \quad (1.7)$$

$P^*$  - розрахункове зусилля, діюче у поперечному перетині, що розраховується,  $\text{кг/см}^2$ ;

$B$  - сумарна товщина усіх робочих пластин гака,  $\text{см}$ ;

$h_i$  - висота поперечного перетину, що розраховується,  $\text{см}$ ;

$\frac{M}{W} k_i$  - напруження розтягу у внутрішньому волокні від згину зусиллям  $P^*$ ;

$M$  – згинаючий момент,  $\text{кгс} \cdot \text{см}$ ;

$W$  – момент спротиву перетину згинанню,  $\text{мм}^3$

$$W = \frac{B \cdot h_i^2}{6} \quad (1.8)$$

$k_i$  - коефіцієнт приведення напружень для розтягнутого волокна кривого бруса [10].

Максимальне напруження в наружному стиснутому волокні:

$$\sigma_c = \frac{P^*}{F} - \frac{M}{W} \cdot k_0, \text{ МПа}, \quad (1.9)$$

Перетини 1-1; 2-2; 4-4 перевіряють на згин та розтяг; перетин 3-3 на розтяг; перетин 5-5 на згин.

Допустиме напруження на розтяг або стиск для гаків:

$$[\sigma] = \frac{R_n \cdot C \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{295 \cdot 1,05 \cdot 1}{1,05 \cdot 1,75} = 168 \text{ МПа}, \quad (1.10)$$

де  $R_n = \sigma_T = 295 \text{ МПа}$  (для сталі 09Г2С-12 ГОСТ 19281-89) [2];

$C = 1,05$  – коефіцієнт переходу від загальних до довільних опорів матеріалу [13];

$\gamma_c = 1$  – коефіцієнт умов роботи [13];

$\gamma_m = 1,05$  – коефіцієнт надійності за матеріалом [13];

$\gamma_n = 1,75$  - коефіцієнт надійності за значенням [13];

Розрахункові зусилля:

$$P = 0,707 \cdot Q = 1382185 \text{ Н};$$

$$P_1 = 0,5 \cdot Q = 977500 \text{ Н}.$$

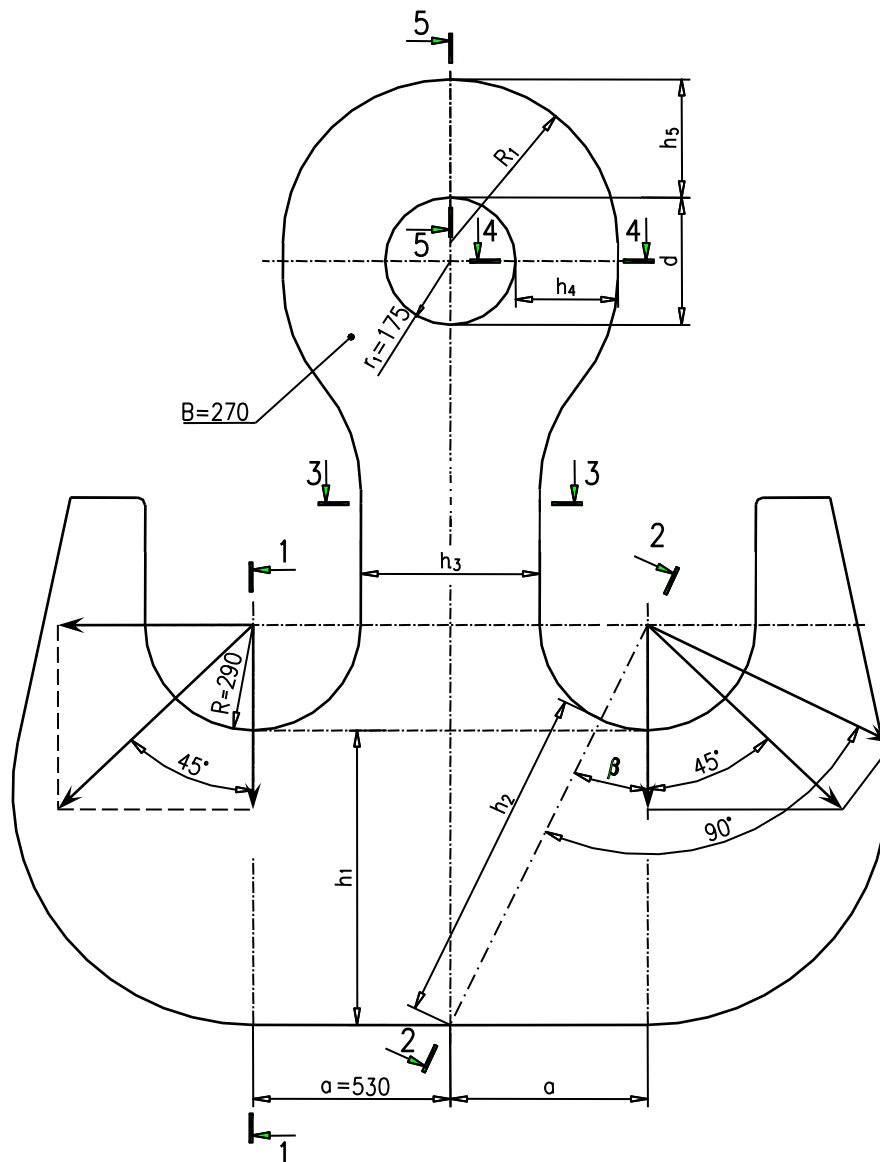


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема гаку

Величина  $R_o$  визначається за формулою:

$$R_o = R_i + \frac{h}{2}, \text{ мм}, \quad (1.11)$$

де  $R_i$  – радіус згину в  $i$ -перерізі, мм.

$$\text{Для перерізу 1-1: } R_o = R + \frac{h_1}{2} = 225 + \frac{595}{2} = 522.5 \text{ мм}; \quad \frac{R_o}{h_1} = \frac{522.5}{595} = 0,878;$$

для перерізу 2-2:  $R_o = R + \frac{h_2}{2} = 225 + \frac{660}{2} = 555 \text{ мм}; \frac{R_o}{h_2} = \frac{555}{660} = 0,84;$

для перерізу 3-3:  $R_o = 0;$

для перерізу 4-4:  $R_o = r_1 + \frac{h_4}{2} = 315 + \frac{215}{2} = 422.5 \text{ мм}; \frac{R_o}{h_4} = \frac{422.5}{215} = 1,965;$

для перерізу 5-5:  $R_o = r_2 + \frac{h_5}{2} = 345 + \frac{245}{2} = 467.5 \text{ мм}; \frac{R_o}{h_5} = \frac{467.5}{245} = 1,91.$

Таблиця 1.2 – Розміри гака

| Сечение | B, мм | h <sub>i</sub> , мм | F <sub>i</sub> , мм <sup>2</sup> | R <sub>0</sub> , мм | $\frac{R_o}{h}$ | k <sub>i</sub> | k <sub>0</sub> |
|---------|-------|---------------------|----------------------------------|---------------------|-----------------|----------------|----------------|
| 1-1     | 200   | 595                 | 119000                           | 522.5               | 0.878           | 1.68           | 0.69           |
| 2-2     | 200   | 660                 | 132000                           | 550.5               | 0.84            | 1.72           | 0.68           |
| 3-3     | 200   | 300                 | 60000                            | -                   | -               | -              | -              |
| 4-4     | 200   | 215                 | 43000                            | 422.5               | 1.965           | 1.2            | 0.85           |
| 5-5     | 200   | 245                 | 49000                            | 467.5               | 1.91            | 1.22           | 0.84           |

Перетин 1-1

Зусилля  $P_1$  створює згинаючий момент  $M_1$ :

$$M_1 = P_1 \cdot R_0 = 977500 \cdot 522.5 = 510743750 \text{ Н} \cdot \text{см}. \quad (1.12)$$

Момент спротиву перерізу:

$$W_1 = \frac{200 \cdot 595^2}{6} = 11800833 \text{ мм}^3.$$

Напруження від згину без урахування кривизни:

$$\sigma'_i = \frac{510743750}{11800833} = 43 \text{ МПа}.$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни:

- у розтягнутому внутрішньому волокні:

$$\sigma_i = \sigma'_i \cdot k_i = 43 \cdot 1,68 = 72,24 \text{ МПа}; \quad (1.13)$$

- у стиснутому зовнішньому волокні:

$$\sigma_0 = \sigma'_i \cdot k_0 = 43 \cdot 0,69 = 30 \text{ МПа}. \quad (1.14)$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_z = \frac{P_1}{F_1} = \frac{977500}{119000} \approx 8,21 \text{ МПа}; \quad (1.15)$$

Сумарні напруження:

- у розтягнутих волокнах:

$$\sigma_{pc} = \sigma_i + \sigma_z = 72,24 + 8,21 = 80,45 \text{ МПа}; \quad (1.16)$$

- у стиснутих волокнах:

$$\sigma_c = \sigma_0 - \sigma_z = 30 - 8,21 = 21,79 \text{ МПа}. \quad (1.17)$$

Перетин 2-2

Згинаючий момент  $M_2$  створює зусилля  $P_1$ :

$$M_2 = P' \cdot R_0,$$

де  $P'$  – складова від зусилля  $P$ , діюча перпендикулярно до перерізу

$$2-2: P' = P \cdot \sin(45^\circ + \beta),$$

$$\text{де } \beta = \arctg \frac{a}{h_2 + R} = 26^\circ;$$

$$P' = 1382185 \cdot \sin 71^\circ = 1306882 \text{ Н}$$

$$\text{Тоді } M_2 = 1306882 \cdot 555 = 725319510 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Момент спротиву перерізу:

$$W_2 = \frac{200 \cdot 660^2}{6} = 14520000 \text{ мм}^3$$

Напруження від згину без урахування кривизни:

$$\sigma'_i = \frac{M_2}{W_2} = \frac{725319510}{14520000} = 50 \text{ МПа}$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни:

- у розтягнутому внутрішньому волокні:

$$\sigma_i = \sigma'_i \cdot k_i = 50 \cdot 1,72 = 86 \text{ МПа};$$

- у стиснутому зовнішньому волокні:

$$\sigma_0 = \sigma'_i \cdot k_0 = 50 \cdot 0,68 = 34 \text{ МПа.}$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_z = \frac{P'}{F_2} = \frac{1382185}{132000} = 10,5 \text{ МПа.}$$

Сумарні напруження:

- у розтягнутих волокнах:

$$\sigma_{pc} = \sigma_i + \sigma_z = 86 + 10.5 = 96.5 \text{ МПа};$$

- у стиснутих волокнах:

$$\sigma_c = \sigma_0 - \sigma_z = 34 - 10.5 = 23.5 \text{ МПа}.$$

Перетин 3-3

Під дією сили Q виникають напруження розтягу:

$$\sigma = \frac{Q}{F_3}, \text{ МПа}, \quad (1.18)$$

де  $F_3$  – площа перетину з урахуванням послаблення його заклепувальними отворами:

$$F_3 = (h_3 - i \cdot d) \cdot B, \text{ мм}^2, \quad (1.19)$$

де  $i=2$  - кількість отворів у перерізі,

$d = 30 \text{ мм}$  – діаметр отворів,

$$F_3 = (300 - 2 \cdot 30) \cdot 200 = 48000 \text{ мм}^2.$$

$$\sigma = \frac{1955000}{48000} = 40,7 \text{ МПа}.$$

Провушина гака, в якій розташовані критичні перерізи 4-4 і 5-5, аналізується для визначення діючих напружень як тонкостінне кругле кільце.

При цьому передбачається, що зосереджене навантаження прикладене у точках, зазначених на рисунку 1.4, а між віссю гака та провусиною існує невеликий зазор, що формує кут  $\alpha = 70^\circ$ .

Для спрощення розрахунку форму провусиної замінюють кільцем із концентричними внутрішнім та зовнішнім контурами, визначеними від центру відповідно до рисунку 1.4. Напруження розраховуються лише для крайніх волокон внутрішнього контуру, оскільки у зовнішніх волокнах вони істотно менші і не визначальні.

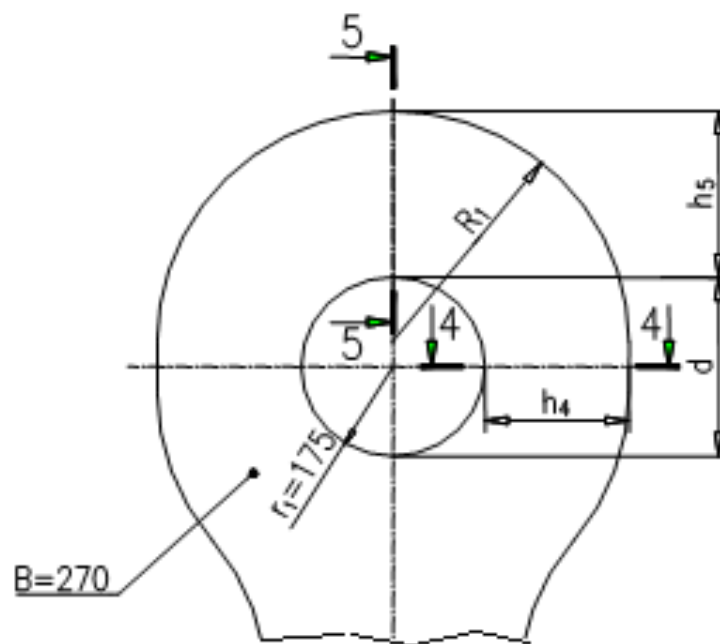


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема головки гака

Перетин 4-4, 5-5

Згинаючі моменти:

$$M_4 = 0,164 \cdot Q \cdot R_0; \quad (1.20)$$

$$M_5 = 0,165 \cdot Q \cdot R_0; \quad (1.21)$$

де  $R_0$  – радіус кривизни вісі перетину, мм.

$$M_4 = 0,164 \cdot 1955000 \cdot 422,5 = 135461950 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$M_5 = 0,165 \cdot 1955000 \cdot 462,5 = 148286750 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Моменти спротиву:

$$W_4 = \frac{200 \cdot 215^2}{6} = 1540833 \text{ мм}^3;$$

$$W_5 = \frac{200 \cdot 245^2}{6} = 2000833 \text{ мм}^3.$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни у перетині 4-4:

$$\sigma_i = \sigma'_i \cdot k_i = \frac{M_4}{W_4} \cdot k_i = \frac{135461950}{1540833} \cdot 1,2 = 105 \text{ МПа}$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_z = \frac{Q}{2 \cdot F_4} = \frac{1955000}{2 \cdot 43000} = 22,7 \text{ МПа}, \quad (1.22)$$

Сумарне напруження внутрішнього розтягнутого волокна:

$$\sigma_{pc} = \sigma_i + \sigma_z = 105 + 22,7 = 127,7 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни в перетині 5-5:

$$\sigma_i = \frac{M_5}{W_5} \cdot k_i = \frac{148286750}{2000833} \cdot 1,22 = 90,42 \text{ МПа} < [\sigma].$$

## 1.5 Розрахунок діаметрів блоків та барабана

Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого каната

$$D_{\min} = h \cdot d_k, \quad (1.23)$$

$$D_{\min \delta} = 18 \cdot 35.5 = 639 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta} = 1255 \text{ мм,}$$

$$D_{\min \delta_l} = 20 \cdot 35.5 = 710 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta_l} = 1000 \text{ мм}$$

$$D_{\min \delta_{лз}} = 14 \cdot 35.5 = 497 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta_{лз}} = 650 \text{ мм}$$

де  $d_k$  – діаметр каната;

$d_k=35,5$  мм;

$h$  – коефіцієнт вибору діаметру блоків та барабанів;

$h_1=18$  – для барабана [3];

$h_2=20$  – для блока [3];

$h_3=14$  – для зрівняльного блока [3].

Діаметр барабана по дну канавки:  $D_{1B} = 1220$  мм

## 1.6 Розрахунок розмірів барабана

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{Hi_n}{\pi D_{\delta}} + 2,5 = \frac{34 \cdot 6}{3,14 \cdot 1,255} + 2,5 = 54.26, \text{ приймаємо } Z=55 \quad (1.24)$$

де  $H$  – висота підйому вантажу, м;

$D_{\delta}$  – діаметр барабана по центру каната, м;

2,5 – число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані:

$$l = z \cdot p = 55 \cdot 40 = 2200 \text{ мм} \quad (1.25)$$

де  $p \geq 1,1d_k$  - крок нарізки на барабані, мм.

$p \geq 1,1 \cdot 35,5 \geq 39,6$ , приймаємо  $p=40$  мм.

Загальна довжина барабану, мм:

при здвоєному поліспасті:

$$L = 2l + 2b + c = 2 \cdot 2200 + 2 \cdot 120 + 120 = 4760 \text{ мм}; \text{ приймаємо } L = 4900 \text{ мм} \quad (1.26)$$

де  $b = 3p = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}$  - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$\delta_p = d_k$  - товщина реборди;

$c$  - довжина гладкої частини між нарізками,  $c = 70 \dots 120$  мм.

Товщина стінки барабану зі сталі:

$$\delta = 0,01D + 3 = 0,01 \cdot 1255 + 3 = 15,5 \text{ мм}, \text{ приймаємо } \delta = 35 \text{ мм}; \quad (1.27)$$

З умов технології виготовлення литих барабанів  $\delta \geq 12$  мм.

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{ст} = \frac{S}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{ст}, \quad (1.28)$$

$$\sigma_{ст} = \frac{172,8}{35 \cdot 0,040} = 123,4 \text{ МПа} < 132 \text{ МПа},$$

для барабану з зі сталі Ст.3 допустиме напруження стиску  $[\sigma]_{ст.} = 132$  МПа [1].

Умова міцності на стиск для стінки барабану виконується.

### 1.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використовуємо накладки (Рисунок 1.5):

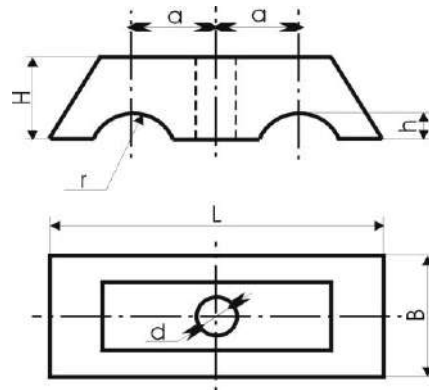


Рисунок 1.5 – Накладки для кріплення каната до барабана

Вираховуємо зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{кр} = \frac{S}{e^{fa}} = \frac{172.8}{2,72^{0,1 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 49.4 \text{ кН} \quad (1.29)$$

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

$f = 0,1$  – мінімальний коефіцієнт тертя між канатом та барабаном [2];

$\alpha = 4\pi$  (2 витка) – кут обхвату барабана незмотуєними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідний натиск усіх болтів кріплення:

$$P = \frac{0.65 \cdot K \cdot F_{кр}}{W} = \frac{0.65 \cdot 1.25 \cdot 49.4}{0.35} = 115 \text{ кН} \quad (1.30)$$

де  $K = 1.25$  – коефіцієнт надійності кріплення [6];

$W = 0.35$  – коефіцієнт спротиву руху каната у випадку затиску його планками [6].

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{кр}}{d_1^2 [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 49 \cdot 10^3}{37,129^2 \cdot 60} = 1,77, \quad (1.31)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різі гвинта (приймаємо для М42  $d_1=37,129$ );

$[\sigma]_p=50\ldots60$  МПа – допускане напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3 [1].

Приймаємо  $Z=2$ .

### 1.8 Розрахунок вісі блоків підвіски

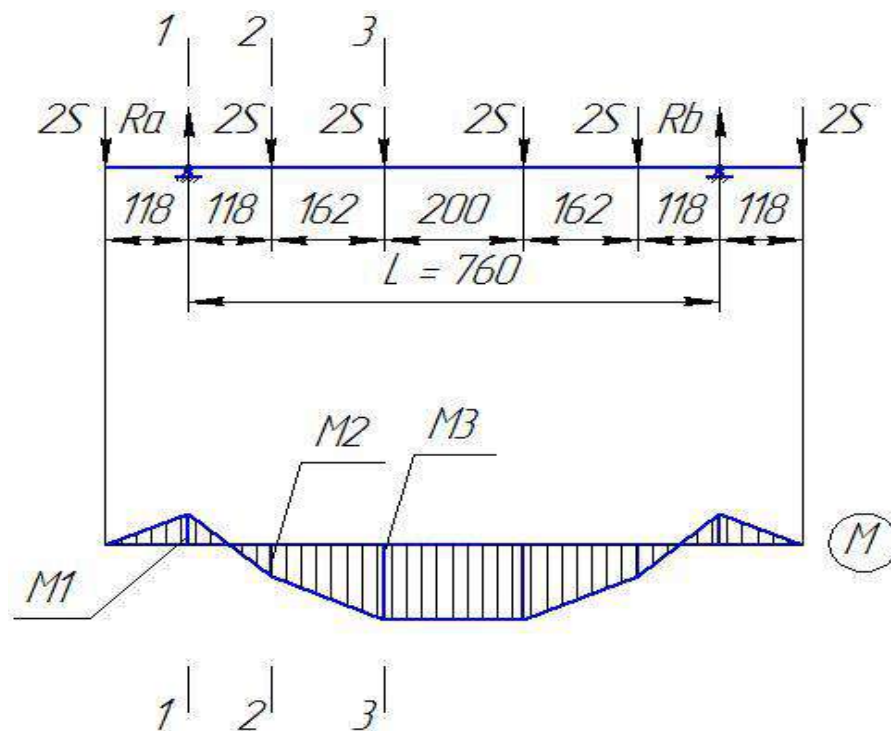


Рисунок 1.6 – Розрахункова схема вісі блоків підвіски

Таблиця 1.3 – Параметри матеріалу вісі [2]

| Параметры              | Обозначение                                              | Величина |
|------------------------|----------------------------------------------------------|----------|
| Матеріал вісі          | Сталь 40ХН-2 ГОСТ 1050-88.<br>Гр. IV КП 315 ГОСТ 8479-70 |          |
| Діаметр вісі, мм       | d                                                        | 220      |
| Границя текучості, МПа | $\sigma_{T.P.}$                                          | 315      |
| Границя міцності, МПа  | $\sigma_B$                                               | 570      |

Допустимі напруження згину [2]:

$$[\sigma_H] = \sigma_{T.P.} \cdot \frac{1}{n} = \frac{315}{1.6} = 197 \text{ МПа} \quad (1.32)$$

де  $n = 1.6$  – запас міцності для поковки механізму підйому [2].

Допустимі напруження зрізу [1]:

$$[\tau] = \frac{\sigma_{T.P.} \cdot k}{n} = \frac{315 \cdot 0.58}{1.6} = 114 \text{ МПа} \quad (1.33)$$

де  $k = 0.58$  – коефіцієнт переходу до довільних допустимих напружень на зріз [1].

Номінальні опорні реакції:

$$R_A = R_B = \frac{4S_A(3a + 4b + c)}{L} = \frac{4 \cdot 172.8(0.354 + 0.648 + 0.2)}{0.76} = 1093 \text{ кН} \quad (1.34)$$

Максимальні опорні реакції:

$$R_A^{\max} = R_B^{\max} = \frac{4S_A^{\max}(3a + 4b + c)}{L} = \frac{4 \cdot 216(0.356 + 0.648 + 0.2)}{0.76} = 1368 \text{ кН} \quad (1.35)$$

$$S^{\max} = 1.25S = 216 \text{ кН} \quad (1.36)$$

Згинаючий момент у перерізах:

Переріз 1-1

$$M_1 = R_A \cdot a = 1093000 \cdot 39.36 = 43020480 \text{ Нм} \quad (1.37)$$

Переріз 2-2

$$M_2 = a(4S - R_A) = 39.36(4 \cdot 172800 - 1093000) = -43020480 \text{ Нм} \quad (1.38)$$

Переріз 3-3

$$M_3 = (a + b)(4S - R_A) = -102087600 \text{ Нм} \quad (1.39)$$

Максимальний згинаючий момент у перерізах:

Переріз 1-1

$$M_1^{\max} = R_A^{\max} \cdot a = 1368000 \cdot 39.37 = 53844480 \text{ Нм} \quad (1.40)$$

Переріз 2-2

$$M_2^{\max} = a(4S^{\max} - R_A^{\max}) = 39.37(4 \cdot 216000 - 1368000) = -53844480 \text{ Нм} \quad (1.41)$$

Переріз 3-3

$$M_3^{\max} = (a + b)(4S^{\max} - R_A^{\max}) = -127772950 \text{ Нм} \quad (1.42)$$

Максимальні напруження згину у перерізі 3-3:

$$\sigma_3^{\max} = \frac{M_3^{\max}}{0.1 \cdot d^3} = \frac{127772950}{0.1 \cdot 0.011} = 116 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}] \quad (1.43)$$

Максимальні напруження зрізу у перерізі 3-3:

$$\tau_{cp3}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4(R_A^{\max} - 2S^{\max})}{\pi \cdot d^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4(1368000 - 2 \cdot 216000)}{3.14 \cdot 0.05} = 31.5 \text{ МПа} < [\tau_{cp}] \quad (1.44)$$

Приведені максимальні напруження у перерізі 3-3:

$$\sigma_{np3}^{\max} = \sqrt{(\sigma_3^{\max})^2 + 3(\tau_{cp3}^{\max})^2} = \sqrt{13456 + 2976} = 129 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}] \quad (1.45)$$

Розрахунок вісі блоків на спротив втомі за еквівалентним навантаженням:

Допустиме напруження згину при розрахунку на спротив втомі [2]:

$$[\sigma_u]' = \frac{2\sigma_{-1}}{k + \psi_\sigma} \cdot \frac{1}{n} = \frac{2 \cdot 245}{3.6 + 0.3} \cdot \frac{1}{1.6} = 79 \text{ МПа} \quad (1.46)$$

Де  $\sigma_{-1} = 0.43\sigma_B = 245 \text{ МПа}$  – границя витривалості при згині [2];

$k = 3.6$  – коефіцієнт зниження границі витривалості для посадки з зазором [2];

$\psi_\sigma = 0.3$  - коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу при згині для легованих сталей [2].

Еквівалентний згинаючий момент в перерізі 3-3:

$$M_{\text{экв3}} = M_3 \cdot k_q = 102087600 \cdot 0.8 = 81670080 \text{ Нм} \quad (1.47)$$

де  $k_q = 0.8$  – Коефіцієнт довговічності для даної групи режиму роботи [2]

Напруження згину в перерізі 3-3:

$$\sigma_{\text{экв3}} = \frac{M_{\text{экв3}}}{0.1 \cdot d^3} = \frac{81670080}{0.1 \cdot 0.011} = 74 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{и}}]' \quad (1.48)$$

## 1.9 Вибір і розрахунок підшипників для блоків

Підшипники блоків (по два на кожен блок) підбираються відповідно до їхньої динамічної вантажопідйомності  $C$ , вимірюваної в Ньютонах (Н):

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_{\text{бл}}}{1745}} \leq [C]_{\text{БП}}; = 184758 \cdot \sqrt[3]{\frac{3500 \cdot 0.386}{1745}} = 168130 \text{ Н} \quad (1.49)$$

де  $P_E$  - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

$$P_E = 1,2 S \cdot K_Q K_V K_d = 1,2 \cdot 172,8 \cdot 10^3 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 184758 \text{ Н} \quad (1.50)$$

$K_Q$  - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи ( $K_Q = 0,55$  для М5) [6];

$K_V$  - коефіцієнт кільця при зовнішньому кільці, яке обертається ( $K_V = 1,35$ ) [6];

$K_d$  - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому ( $K_d = 1,2$ ) [6];

$n_{\text{бл}}$  - частота обертання блока, хв.<sup>-1</sup>;

$\omega_{\text{бл}}$  - кутова швидкість блока, с<sup>-1</sup>;

$$n_{\text{бл}} = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D_{\text{бл}}} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot (6 - 1)}{3,14 \cdot 1} = 3,69 \text{ хв}^{-1}; \quad (1.51)$$

$$\omega_{\text{бл}} = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D_{\text{бл}}} = \frac{2 \cdot 0,0425 \cdot (6 - 1)}{1} = 0.386 \text{ с}^{-1} \quad (1.52)$$

$V_B$  - швидкість підйому вантажа, м/с;

$i_n$  - кратність поліспасти;

$L_{\text{h10}}$  - ресурс служби підшипника, год. (3500 год.) [6];

$D_{\text{бл}}$  - діаметр блока по вісі каната, м.

Обираємо підшипники роликові радіально - упорні однорядні №7230 ТУ 37.006.162-89 легкої серії [4].

Таблиця 1.3 – Характеристика підшипника [4].

| Умовне<br>позначення | d,<br>мм | D,<br>мм | B,<br>мм | r,<br>мм | C, Н   | C <sub>0</sub> , Н |
|----------------------|----------|----------|----------|----------|--------|--------------------|
| 7230                 | 150      | 300      | 45       | 4        | 350000 | 300000             |

## 1.10 Привод механізму головного підйому

### 1.10.1 Вибір електродвигуна

Потужність, яка необхідна для підйому номінального вантажу

$$P_{cm} = \frac{(Q_{en} + G_n + 2 \cdot i_n) \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{(1955 + 81 + 2 \cdot 6) \cdot 0.0425}{2 \cdot 0.858} = 50.72 \quad \text{кВт} \quad (1.53)$$

де  $i_n$  – кратність поліспасти;

$z = 2$  – кількість електродвигунів;

$\eta_o$  – загальний ККД механізму підіймання;

$$\eta_o = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_m^3 = 0.95 \cdot 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.98 \cdot 0.97 = 0.858 \quad (1.54)$$

де  $\eta_n = 0,95$ ,  $\eta_b = 0,98$ ,  $\eta_1 = 0,97$ ,  $\eta_2 = 0,98$ ,  $\eta_m = 0,99$  – ККД відповідно поліспасту, барабана з опорами, передредуктора, редуктора, зубчатої муфти [2].

За каталогом обираємо двигун типу K21F280S4 з короткозамкнутим ротором.

Таблиця 1.4 – Характеристики двигуна.

| ПАРАМЕТР                                        | ЗНАЧЕННЯ |
|-------------------------------------------------|----------|
| Потужність $P_d$ , кВт                          | 75       |
| Частота обертання $n_d$ , хв. <sup>-1</sup>     | 1480     |
| Момент інерції ротора $I_p$ , кг·м <sup>2</sup> | 0,95     |
| Номінальний момент $M_{ном}$ , Н·м              | 484      |
| Маса, кг                                        | 540      |
| ККД, %                                          | 0,94     |

### 1.10.2 Перевірка двигуна за нагріванням

Еквівалентна потужність електродвигуна, коли перегрівання обмотки не відбувається

$$P_e = \kappa_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} \leq P_{кат}, \quad (1.55)$$

$$P_e = 0,75 \cdot 0,85 \cdot 75 = 47.81 \text{ кВт} < 75 \text{ кВт}$$

де  $\kappa_{25}$  – коефіцієнт зведення потужності. Приймаємо 0,75 для середнього режиму роботи (М5) [12];

$\gamma$  – коефіцієнт, що визначає еквівалентну за нагрівом потужність;

$\gamma = 0,85$  – для механізму підймання вантажу [2];

Умова виконується.

### 1.10.3 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктора

$$i'_p = \frac{n_\delta}{n_\phi} = \frac{1480}{3.88} = 381. \quad (1.56)$$

де  $n_\phi$  – частота обертання барабана

$$n_\phi = \frac{60 \cdot V_{\text{ван}} \cdot i_n}{\pi \cdot D_\phi} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot 6}{3,14 \cdot 1.255} = 3.88 \text{ с}^{-1} \quad (1.57)$$

Вибираємо редуктор ЦЗ-1000МРЗ-40 У2 спеціальний, з передаточним числом  $i_1 = 40$  (найближче до потрібного). Для забезпечення потрібного передаточного відношення використовуємо предредуктор 1Ц2У-355-10 У2, з передаточним числом  $i_2 = 10$ .

Фактичне передаточне число:

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 = 40 \cdot 10 = 400 \quad (1.58)$$

Фактична швидкість підйому

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_\delta}{60 \cdot i_n \cdot i_0} = \frac{3,14 \cdot 0,1255 \cdot 1480}{60 \cdot 6 \cdot 400} = 0,04 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (1.59)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_{\text{ван}} - V_\phi|}{V_{\text{ван}}} \cdot 100\% = \frac{|0,0425 - 0,04|}{0,0425} \cdot 100\% = 5,88\%, \quad (1.60)$$

що допустимо,  $[\Delta V] = \pm 6\%$ .

#### 1.10.4 Вибір муфт

Для з'єднання валів електродвигуна з високошвидкісним валом передредуктора, валів передредуктора та редуктора, а також вала редуктора з валом барабана застосовуються муфти. Вони здатні частково компенсувати можливі невідповідності осей валів, що можуть виникати під час виготовлення та монтажу.

Підбір муфти здійснюється на основі розрахункового обертового моменту, вираженого в ньютон-метрах (Н·м).

$$T_M = M_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (1.61)$$

де  $M_H$  - номінальний момент, який передає муфта;

$K_1$  - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму,  $K_1=1,8$  [2];

$K_2$  - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму,  $K_2=1,2$  [2].

Розрахунковий момент муфти електродвигуна:

$$T_{M1} = 484 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 1045 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання електродвигуна та передредуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту з гальмівним шківом:

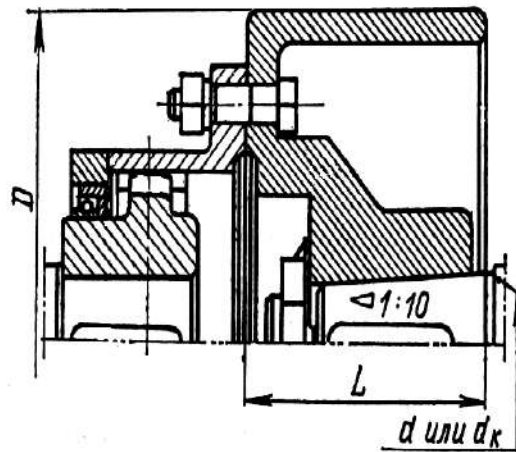


Рисунок 1.7 – Зубчаста муфта з гальмівним шківом

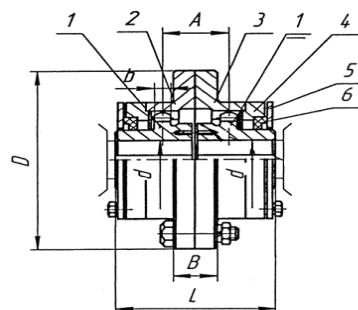
Таблиця 1.5 – Технічні характеристики та розміри муфти

| D,<br>мм | D <sub>1</sub> ,<br>мм | ℓ        | ℓ <sub>к</sub> | d  | d <sub>к</sub> | Найбільший<br>гальмівний<br>момент, Нм | В,<br>Н | Момент<br>інерції<br>муфти,<br>кг·м <sup>2</sup> | Маса<br>муфти, кг |
|----------|------------------------|----------|----------------|----|----------------|----------------------------------------|---------|--------------------------------------------------|-------------------|
|          |                        | не більш |                |    |                |                                        |         |                                                  |                   |
| 300      | 280                    | 110      | 105            | 50 | 69.5           | 3150                                   | 45      | 0,6<br>25                                        | 3<br>0            |

Розрахунковий момент муфти передредуктора:

$$T_{M2} = 5458 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 11798 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання передредуктора та редуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту:



1 – Втулка; 2, 3 – Обойма зубчаста; 4 – Кільце ущільнення; 5 – Кільце нажимне; 6 – Манжета

Рисунок 1.8 – Зубчаста муфта

Таблиця 1.6 – Технічні характеристики та розміри муфти

| Крутний момент, Нм | D<br>H7 | d<br>H14 | B   | Маса,<br>кг | Частота<br>обертання,<br>об/хв |
|--------------------|---------|----------|-----|-------------|--------------------------------|
| 11800              | 320     | 60       | 255 | 81          | 2500                           |

### 1.10.5 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$M_m^H = k_m \cdot \frac{[1000(Q_{zn} + G_n) + 2 \cdot m] \cdot D_{cp}}{2 \cdot m \cdot i_o} \cdot \eta_{\max} \quad (1.62)$$

$$M_m^H = 1.5 \cdot \frac{[1000(1955 + 9) + 2 \cdot 6] \cdot 1.255}{2 \cdot 6 \cdot 400} \cdot 0.858 = 529 \text{ Нм}$$

де  $K_r$  – коефіцієнт запасу гальмування. Приймаємо рівним 1,5 для середнього режиму роботи (М5) [3].

За гальмівним моментом обираємо гальмо ТГЕ-300-02 У2 з максимальним гальмівним моментом  $M_{\max} = 850 \text{ Н} \cdot \text{м}$  [13].

### 1.11 Перевірка двигуна за часом розгону

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} - T_{CT}} \leq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (1.63)$$

$$t_n = \frac{1,9 \cdot 155}{869,4 - 588} = 1,04c < [t_n] = 1...2c$$

де  $I_{3B}$  - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу, кгм<sup>2</sup>;

$$I_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{D_{\theta}^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_3} \quad (1.64)$$

$$I_{3B} = 1,2(0,95 + 0,625) + 10^3 \cdot 200 \frac{1,575}{4 \cdot 36 \cdot 160000 \cdot 0,89} = 1,9_{кг} \cdot м^2$$

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

$I_P, I_M$  - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти, кгм<sup>2</sup>;

$m = 10^3 Q_{max}$  - маса вантажу, що підіймається, кг;

$D_{\theta}$  - діаметр барабана, м;

$i_n$  - кратність поліспасти;

$i_0$  - передаточне число редуктора;

$T_n^{CP}$  - середньопусковий момент двигуна, Н·м;

$$T_{II}^{CP} = \psi \cdot T_H = 1,8 \cdot 483 = 869,4 Н \cdot м \quad (1.65)$$

де  $\psi = 1,7...1,8$  [2] - середня кратність пускового моменту для електродвигунів з короткозамкненим ротором;

Номинальний момент двигуна, Нм

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\theta}}{\omega_{\theta}} = \frac{10^3 \cdot 75}{155} = 483 Н \cdot м \quad (1.66)$$

$$\omega_{\delta} = 2\pi n = 2 \cdot 3.14 \cdot \frac{1480}{60} = 155 \text{ c}^{-1} \quad (1.67)$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу, Н·м.

$$T_{CT} = \frac{10^4 Q_{\max} D_{\delta}}{2 \cdot i_{II} \cdot i_0 \cdot \eta_3} \quad (1.68)$$

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot 200 \cdot 1.255}{2 \cdot 6 \cdot 400 \cdot 0.89} = 588 \text{ H} \cdot \text{м}$$

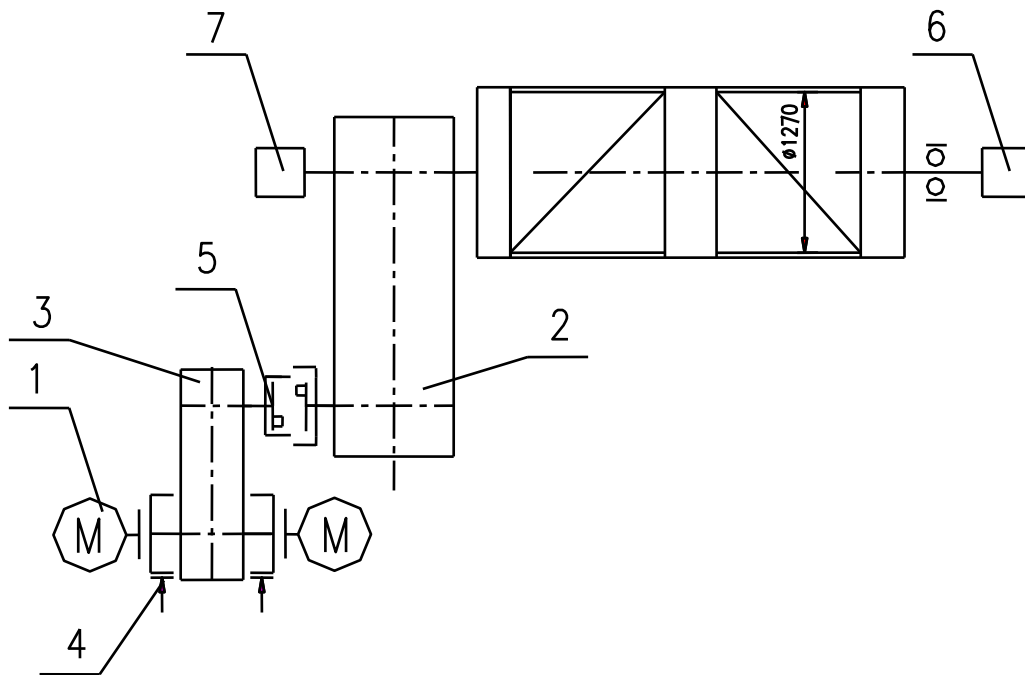
де  $D_{\delta}$  – діаметр барабана по осі каната, м.

## 2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Механізм допоміжного підйому включає зварний барабан із двома нарізками - правою та лівою, приводну систему та дві підвіски. Привод складається з двох електродвигунів, передредуктора, редуктора та двох гальмів. Передача крутного моменту здійснюється через зубчасту муфту, інтегровану в барабан.

### 2.1 Вибір схеми механізму підйому вантажу

Схема, застосована в механізмі допоміжного підйому, подібна до схеми головного підйому, проте побудована у зворотному напрямку, що ілюструє рисунок 2.1.



1-електродвигун; 2-редуктор; 3-редуктор; 4-гальмо; 5-зубчата муфта 6-кінцевий вимикач; 7-датчик

Рисунок 2.1 – Схема механізму допоміжного підйому вантажу

## 2.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Для механізму підйому, встановленого на візку мостового крана, доцільно застосовувати здвоєні поліспасти, як показано на рисунку 2.2. Використання такої конструкції дозволяє значно підвищити вантажопідйомність крана без збільшення розмірів барабана та електроприводу, забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження на канати та знижує знос деталей механізму. Крім того, здвоєні поліспасти покращують стабільність підйому та зменшують коливання вантажу під час переміщення, що особливо важливо при точному позиціюванні важких і габаритних елементів.

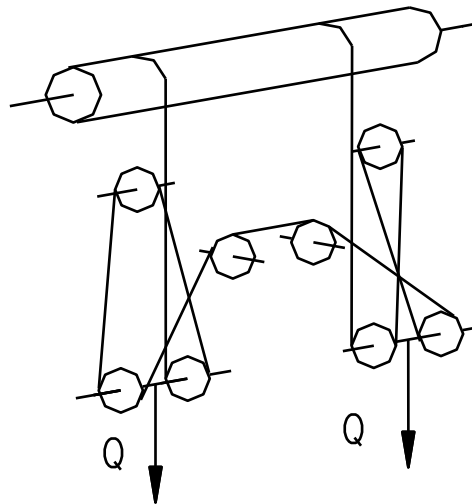


Рисунок 2.2 – Схема поліспасти

Кратність поліспасти  $i_n = \frac{8}{2} = 4$ .

Визначаємо ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,96 + 0,941}{4} = 0,97, \quad (2.1)$$

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

### 2.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами ДНАОП 0.00-1.03-02 канат вибирають за розривним зусиллям  $F_{розр}$

$$F_{розр.} = Z_p \cdot S \leq [F]_{розр.} \quad (2.2)$$

$$F_{розр.} = 4,5 \cdot 180 = 810 \text{ кН}$$

де  $Z_p$  – коефіцієнт використання каната ( $Z_p=4,5$ ) [3];

$S$  – найбільше зусилля в канаті, Н:

$$S = \frac{1000(Q_{en} + G_n)}{2 \cdot i_n \cdot \eta_n} = \frac{1000(1373.4 + 21.56)}{2 \cdot 4 \cdot 0,97} = 180 \text{ кН} \quad (2.3)$$

де  $Q$  – маса вантажу, т;

$G_n$  – маса підвіски, т;

$$G_n = 0.02 \dots 0.03 \cdot Q = 0.03 \cdot 70 = 2.2 \text{ т}$$

$i_n$  – кратність поліспада.

Обираємо канат подвійної звивки типу ЛК-РО, 6036 дротів з металічним осердям за ГОСТ 7669-80, з умовним позначенням: 35.5-Г-ВК-С-Н-Р-1860 ГОСТ 7669-80.

Таблиця 2.1 – Характеристика канату

| Параметр                                                   | Значення |
|------------------------------------------------------------|----------|
| діаметр каната, мм                                         | 35.5     |
| маркувальна група за тимчасовим опором розриву дротів, МПа | 1860     |
| розрахункова площа перетину всіх дротів, мм <sup>2</sup>   | 580      |
| орієнтовна маса 1000 м змащеного канату, кг                | 5290     |
| розривне зусилля канату у цілому, кН                       | 835      |

Фактичний коефіцієнт використання канату:

$$Z_{\phi} = \frac{S_p}{S} = \frac{835}{180} = 4.64 \quad (2.4)$$

## 2.4 Вибір підвіски

Оскільки механізм виконує допоміжні підйомні операції і враховуючи експлуатаційні умови роботи крана, доцільно для механізму допоміжного підйому застосувати стандартну підвіску з двома блоками різного діаметра. Така конструкція забезпечує надійність роботи, полегшує балансування навантаження та дозволяє ефективно регулювати зусилля підйому.

Як вантажозахоплювальний елемент, враховуючи специфіку призначення крана, передбачено використання спеціальних страховочних сережок, які кріпляться на провущини. Це рішення підвищує безпеку під час роботи з вантажем, забезпечує надійне утримання і стабільне положення вантажу під час переміщень, а також дозволяє швидко виконувати монтажні та демонтажні операції без додаткових пристосувань. Такий підхід оптимізує

експлуатаційні характеристики крана та зменшує ризик пошкоджень як вантажу, так і обладнання

## 2.5 Розрахунок діаметрів блоків та барабана

Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого каната

$$D_{\min} = h \cdot d_k, \quad (2.5)$$

$$D_{\min \delta} = 18 \cdot 35.5 = 639 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta} = 1305 \text{ мм,}$$

$$D_{\min \delta_l} = 20 \cdot 35.5 = 710 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta_l} = 1000 \text{ мм}$$

$$D_{\min \delta_{лз}} = 14 \cdot 35.5 = 497 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta_{лз}} = 650 \text{ мм}$$

де  $d_k$  – діаметр каната;

$d_k = 35,5$  мм;

$h$  – коефіцієнт вибору діаметру блоків та барабанів;

$h_1 = 18$  – для барабана [3];

$h_2 = 20$  – для блока [3];

$h_3 = 14$  – для зрівняльного блока [3].

Діаметр барабана по дну канавки:  $D_{1B} = 1270$  мм

## 2.6 Розрахунок розмірів барабана

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H i_n}{\pi D_6} + 2,5 = \frac{34 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,305} + 2,5 = 35,7, \text{ приймаємо } Z=36 \quad (2.6)$$

де  $H$  – висота підйому вантажу, м;

$D_6$  – діаметр барабана по центру каната, м;

2,5 – число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Z \cdot p = 36 \cdot 40 = 1440 \text{ мм} \quad (2.7)$$

де  $p \geq 1,1 d_k$  - крок нарізки на барабані, мм.

$p \geq 1,1 \cdot 35,5 \geq 39,05$ , приймаємо  $p=40$  мм.

Загальна довжина барабану, мм:

при здвоєному поліспасті:

$$L = 2l + 2b + c = 2 \cdot 1440 + 2 \cdot 120 + 120 = 3240 \text{ мм}; \text{ приймаємо } L = 4940 \text{ мм} \quad (2.8)$$

де  $b = 3p = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}$  - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$\delta_p = d_k$  - товщина реборди;

$c$  - довжина гладкої частини між нарізками,  $c = 70 \dots 120$  мм.

Товщина стінки барабану зі сталі:

$$\delta = 0,01D + 3 = 0,01 \cdot 1305 + 3 = 16 \text{ мм}, \text{ приймаємо } \delta = 40 \text{ мм}; \quad (2.9)$$

З умов технології виготовлення литих барабанів  $\delta \geq 12$  мм

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{ст} = \frac{S}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{ст}, \quad (2.10)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{184}{40 \cdot 0.040} = 115 \text{ МПа} < 132 \text{ МПа},$$

для барабану з зі сталі Ст.3 допустиме напруження стиску  $[\sigma]_{ст.} = 132$  МПа [1].

Умова міцності на стиск для стінки барабану виконується.

## 2.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення канату до барабана використовуємо накладки (Рисунок 2.3):

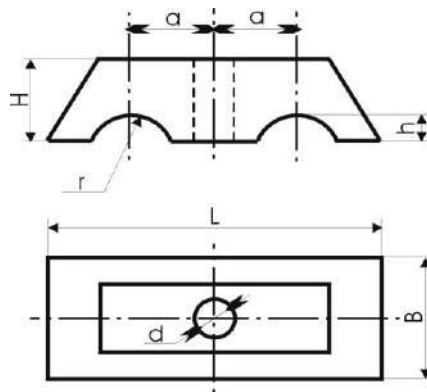


Рисунок 2.3 – Накладки для кріплення канату до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{кр} = \frac{S}{e^{fa}} = \frac{184}{2,72^{0,1 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 52,42 \text{ кН} \quad (2.11)$$

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

$f = 0,1$  [2] – мінімальний коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 4\pi$  (2 витка) – кут обхвату барабана незмощуваними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідний натиск усіх болтів кріплення:

$$P = \frac{0.65 \cdot K \cdot F_{кр}}{W} = \frac{0.65 \cdot 1.25 \cdot 52.42}{0.35} = 122 kH \quad (2.12)$$

де  $K = 1.25$  – коефіцієнт надійності кріплення [6];

$W = 0.35$  – коефіцієнт спротиву руху каната у випадку затиску його планками [6];

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{кр}}{d_1^2 [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 52.42 \cdot 10^3}{37,129^2 \cdot 60} = 1,9 \quad (2.13)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різі гвинта (приймаємо для М42  $d_1=37,129$ );

$[\sigma]_p=50...60$  МПа – допускне напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3 [1].

Приймаємо  $Z=2$ .

## 2.8 Вибір і розрахунок підшипників для блоків

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибирають за динамічною вантажопідйомністю  $C$ , Н:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_{\text{бл}}}{1745}} \leq [C]_{\text{БП}}; = 196732 \cdot \sqrt[3]{\frac{3500 \cdot 0.255}{1745}} = 157385 H \quad (2.14)$$

де  $P_E$  - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

$$P_E = 1,2 S \cdot K_Q K_V K_\partial = 1,2 \cdot 184 \cdot 10^3 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 196732 H \quad (2.15)$$

$K_Q$  - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи ( $K_Q = 0,55$  для М5) [6];

$K_V$  - коефіцієнт кільця при зовнішньому кільці, яке обертається ( $K_V = 1,35$ ) [6];

$K_d$  - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому ( $K_d = 1,2$ ) [6];

$n_{\text{бл}}$  - частота обертання блока, хв.<sup>-1</sup>;

$\omega_{\text{бл}}$  - кутова швидкість блока, с<sup>-1</sup>;

$$n_{\text{бл}} = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D_{\text{бл}}} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot (4 - 1)}{3,14 \cdot 1} = 2,436 \text{ хв}^{-1}; \quad (2.16)$$

$$\omega_{\text{бл}} = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D_{\text{бл}}} = \frac{2 \cdot 0,0425 \cdot (4 - 1)}{1} = 0,255 \text{ с}^{-1} \quad (2.17)$$

$V_B$  - швидкість підйому вантажа, м/с;

$i_n$  - кратність поліспаста;

$L_{\text{h10}}$  - ресурс служби підшипника, год. (3500 год.) [6];

$D_{\text{бл}}$  - діаметр блока по вісі каната, м.

Обираємо підшипники роликові радіально - упорні однорядні №7230 ТУ 37.006.162-89 легкої серії [4].

Таблиця 2.2 – Характеристика підшипника

| Умовні<br>позначення | С, мм | С, мм | С, мм | С, мм | С, Н       | С, Н       |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|------------|------------|
| 7230                 | 50    | 00    | 5     | 4     | 3<br>50000 | 3<br>00000 |

## 2.9 Привод механізму допоміжного підйому

### 2.9.1 Вибір електродвигуна

Потужність, яка необхідна для підйому номінального вантажу

$$P_{cm} = \frac{(Q_{cn} + 2G_n + 2 \cdot i_n) \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{(1373.4 + 42 + 2 \cdot 4) \cdot 0.0425}{2 \cdot 0.877} = 35 \text{ кВт} \quad (2.18)$$

де  $i_n$  – кратність поліспасти;

$z = 2$  – кількість електродвигунів;

$\eta_o$  – загальний ККД механізму підіймання;

$$\eta_o = \eta_n \cdot \eta_o \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_m^3 = 0.95 \cdot 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.98 \cdot 0.97 = 0.877 \quad (2.19)$$

де  $\eta_n = 0.97$ ,  $\eta_o = 0.98$ ,  $\eta_1 = 0.97$ ,  $\eta_2 = 0.98$ ,  $\eta_m = 0.99$  – ККД відповідно поліспасти, барабана з опорами, передредуктора, редуктора, зубчатої муфти [2].

За каталогом обираємо двигун типу K21F225M4 TWS з короткозамкнутим ротором.

Асинхронний трифазний електродвигун типу K21F225M4 TWS - це промисловий електричний мотор загального призначення, який широко застосовується у важких приводах механізмів (баки, насоси, вентилятори, редуктори, тощо).

Двигун виконаний за схемою трифазного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором, що означає, що ротор має конструкцію «брудної білочки» - провідники ротора замкнені накоротко без контактних кілець. Така конструкція забезпечує простоту, надійність і невибагливість при експлуатації.

Короткозамкнений ротор дозволяє двигуну працювати без складних пускових пристроїв, може запускатись прямо в мережу, а також має відносно високу механічну міцність.

Працює від трифазної мережі змінного струму, частота 50 Гц.

Має стандартну синхронну частоту обертання приблизно 1500 об/хв (залежить від кількості полюсів), що робить його придатним для приводів із постійною швидкістю.

Конструкція двигуна забезпечує тривалий режим роботи (S1), тобто він розрахований на безперервне функціонування при номінальному навантаженні.

Двигуни такого типу зазвичай мають ступінь захисту IP54/IP55 (захист від пилу і бризок води), а корпус із чавуну або сталі забезпечує механічну жорсткість та теплообмін.

Таблиця 2.3 – Характеристики двигуна.

| ПАРАМЕТР                                        | ЗНАЧЕННЯ |
|-------------------------------------------------|----------|
| Потужність $P_d$ , кВт                          | 45       |
| Частота обертання $n_d$ , хв. <sup>-1</sup>     | 1470     |
| Момент інерції ротора $I_p$ , кг·м <sup>2</sup> | 0,275    |
| Номінальний момент $M_{ном}$ , Н·м              | 292      |
| Маса, кг                                        | 312      |
| ККД, %                                          | 0,86     |

### 2.9.2 Перевірка двигуна за нагріванням

Еквівалентна потужність електродвигуна, коли перегрівання обмотки не відбувається

$$P_e = \kappa_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} \leq P_{кат}, \quad (2.20)$$

$$P_e = 0,75 \cdot 0,85 \cdot 35 = 22,3 \text{ кВт} < 35 \text{ кВт}$$

де  $K_{25}$  – коефіцієнт зведення потужності. Дорівнює 0,75 для середнього (М5) режиму роботи [12];

$\gamma$  – коефіцієнт, що визначає еквівалентну за нагрівом потужність;

$\gamma = 0,85$  – для механізму підймання вантажу [12];

Умова виконується.

### 2.9.3 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктора

$$i'_p = \frac{n_\delta}{n_\sigma} = \frac{1470}{2,5} = 588. \quad (2.21)$$

де  $n_\sigma$  – частота обертання барабана

$$n_\sigma = \frac{60 \cdot V_{\text{ван}} \cdot i_n}{\pi \cdot D_\sigma} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,305} = 2,5 \text{ с}^{-1} \quad (2.22)$$

Для роботи механізму обираємо спеціальний редуктор ЦЗ-1000МРЗ-50 У2 з передаточним числом  $i_1 = 50$ , що є найближчим до необхідного значення. Щоб досягти потрібного загального передаточного відношення, додатково застосовуємо передредуктор 1Ц2У-355-12,5 У2 з передаточним числом  $i_2 = 12,5$ .

Фактичне передаточне число:

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 = 50 \cdot 12.5 = 625 \quad (2.23)$$

Фактична швидкість підйому

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_\phi}{60 \cdot i_n \cdot i_0} = \frac{3.14 \cdot 0.1305 \cdot 1470}{60 \cdot 4 \cdot 625} = 0.04 \frac{м}{с}. \quad (2.24)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_{ван} - V_\phi|}{V_{ван}} \cdot 100\% = \frac{|0.0425 - 0.04|}{0.0425} \cdot 100\% = 5.88\%, \quad (2.25)$$

що допустимо,  $[\Delta V] = \pm 6\%$ .

#### 2.9.4 Вибір муфт

Для забезпечення з'єднання валів електродвигуна зі швидкохідним валом передредуктора, валів передредуктора та редуктора, а також вала редуктора з валом барабана застосовуються муфти. Вони здатні частково компенсувати невідповідність осей валів, що може виникати під час виготовлення та монтажу.

Вибір муфти здійснюється на основі розрахункового обертового моменту, вираженого в ньютон-метрах (Н·м).

$$T_M = M_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (2.26)$$

де  $M_H$  - номінальний момент, який передає муфта;

$K_1$  - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму,  $K_1=1.8$  [2];

$K_2$  - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму,  $K_2=1,2$  [2].

Розрахунковий момент муфти електродвигуна:

$$T_{M1} = 292 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 630 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання електродвигуна та передредуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту з гальмівним шківом:

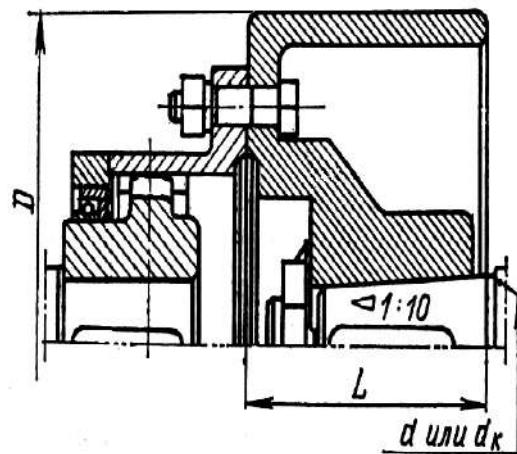


Рисунок 2.4 – Зубчаста муфта з гальмівним шківом

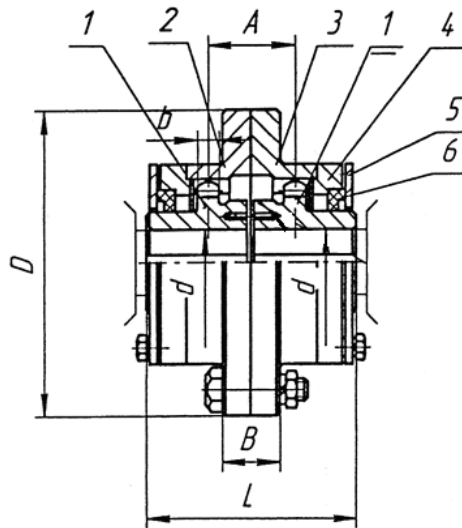
Таблиця 2.4 – Технічні характеристики та розміри муфти

| D,<br>мм | D <sub>1</sub> ,<br>мм | $\ell$   | $\ell_K$ | d  | d <sub>K</sub> | Найбільши<br>й<br>гальмівний<br>момент, Нм | В,<br>мН | Момент<br>інерції<br>муфти,<br>кг·м <sup>2</sup> | Маса<br>муфти, кг |
|----------|------------------------|----------|----------|----|----------------|--------------------------------------------|----------|--------------------------------------------------|-------------------|
|          |                        | не більш |          |    |                |                                            |          |                                                  |                   |
| 300      | 280                    | 110      | 105      | 50 | 69.5           | 3150                                       | 45       | 0,625                                            | 30                |

Розрахунковий момент муфти передредуктора:

$$T_{M2} = 5063 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 10936 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання передредуктора та редуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту:



1 – Втулка; 2, 3 – Обойма зубчаста; 4 – Кільце ущільнення; 5 – Кільце нажимне; 6 – Манжета

Рисунок 2.5 – Зубчаста муфта

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики та розміри муфти

| Крутний момент, Нм | D<br>H7 | d<br>H14 | B   | Маса,<br>кг | Частота<br>обертання,<br>об/хв |
|--------------------|---------|----------|-----|-------------|--------------------------------|
| 11800              | 320     | 60       | 255 | 81          | 2500                           |

### 2.9.5 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$M_m^H = k_m \cdot \frac{[1000(Q_{zn} + G_n) + 2 \cdot i_n] \cdot D_{cp}}{2 \cdot i_n \cdot i_o} \cdot \eta_{\max} \quad (2.27)$$

$$M_m^H = 1.5 \cdot \frac{[1000(1373.4 + 42) + 2 \cdot 4] \cdot 1.305}{2 \cdot 4 \cdot 625} \cdot 0.877 = 489 \text{ Нм}$$

де  $K_{\Gamma}$  – коефіцієнт запасу гальмування. Приймаємо рівним 1,5 для середнього режиму роботи [3].

За гальмівним моментом обираємо гальмо ТГЕ-300-02 У2 з максимальним гальмівним моментом  $M_{\max} = 850 \text{ Н} \cdot \text{м}$  [14].

### 2.9.6 Перевірка двигуна за часом розгону

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} - T_{CT}} \leq [t_n] = 1...2c \quad (2.28)$$

$$t_n = \frac{1,09 \cdot 153,86}{526 - 411} = 1,45c < [t_n] = 1...2c$$

де  $I_{3B}$  - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажа,  $\text{кгм}^2$ ;

$$I_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{D_{\partial}^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_3} \quad (2.29)$$

$$I_{3B} = 1,2(0,275 + 0,625) + 10^3 \cdot 140 \frac{1,575}{4 \cdot 16 \cdot 390625 \cdot 0,89} = 1,09_{\text{кг}} \cdot \text{м}^2$$

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

$I_P, I_M$  - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти,  $\text{кгм}^2$ ;

$m = 10^3 Q_{\max}$  - маса вантажа, що підіймається,  $\text{кг}$ ;

$D_{\partial}$  - діаметр барабана,  $\text{м}$ ;

$i_n$  - кратність поліспаста;

$i_0$  - передаточне число редуктора;

$T_n^{CP}$  - середньопусковий момент двигуна, Н·м;

$$T_{II}^{CP} = \psi \cdot T_H = 1.8 \cdot 292 = 526 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.30)$$

де  $\psi = 1.7...1.8$  - середня кратність пускового моменту для електродвигунів з короткозамкненим ротором [2];

Номінальний момент двигуна:

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\delta}}{\omega_{\delta}} = \frac{10^3 \cdot 45}{153.86} = 292.5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.31)$$

$$\omega_{\delta} = 2\pi n = 2 \cdot 3.14 \cdot \frac{1470}{60} = 153.86 \text{ с}^{-1} \quad (2.32)$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу:

$$T_{CT} = \frac{10^4 Q_{\max} D_{\delta}}{2 \cdot i_{II} \cdot i_0 \cdot \eta_3} \quad (2.33)$$

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot 140 \cdot 1.305}{2 \cdot 4 \cdot 625 \cdot 0.89} = 411 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де  $D_{\delta}$  – діаметр барабана по вісі каната, м.

## 2.10 Вибір та встановлення електроталей

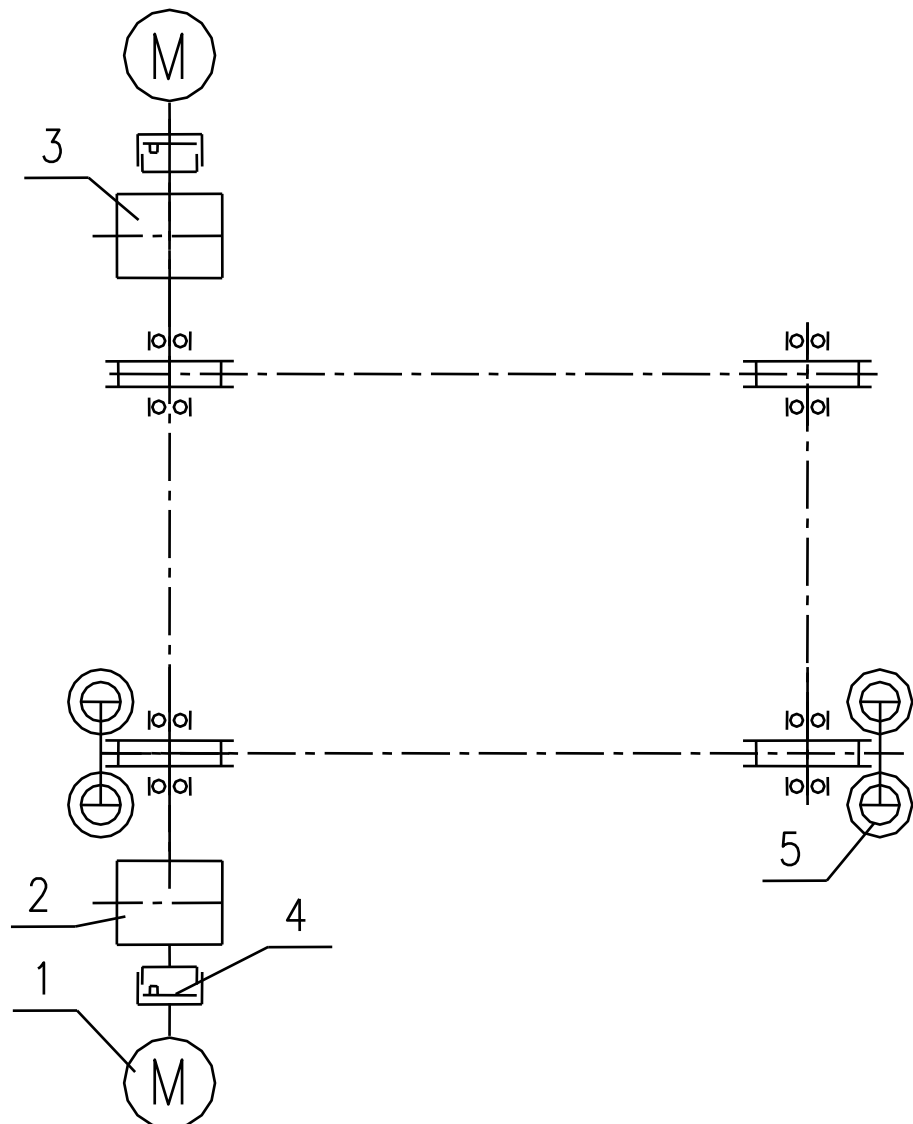
Для виконання допоміжних підйомно-транспортних операцій на мостовому крані встановлено три електроталі різного призначення та вантажопідйомності. Дві електроталі МТ750Н47V1 з номінальною вантажопідйомністю 5 тонн розташовані на головних мостах з боку настилу. Вони забезпечують можливість вільного переміщення уздовж мостів, що дозволяє ефективно обслуговувати різні ділянки цеху та виконувати вантажно-розвантажувальні роботи з великою мобільністю.

Одна електроталь МТ625Н40V1, вантажопідйомністю 10 тонн, встановлена стаціонарно безпосередньо на візку крана. Ця таль призначена для виконання спеціалізованих цехових операцій, пов'язаних із технічним обслуговуванням та монтажем обладнання, і не розрахована на підйом стандартних вантажів крану. Використання такої комбінації електроталей забезпечує оптимальне поєднання маневреності та вантажопідйомності механізму, дозволяючи одночасно виконувати різні операції в межах робочої зони крана.

### 3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Механізм переміщення візка включає два незалежні приводи та чотири ходові колеса, з яких два є приводними. Кожен привод складається з електродвигуна, обладнаного вбудованим дисковим гальмом, та редуктора. Щоб зменшити бічні зсуви візка відносно рейкового шляху, передбачено встановлення горизонтальних роликів.

Для крана з двома підйомними механізмами оптимальною є наступна схема пересування візка:



1 – Електродвигун; 2, 3 – редуктор; 4 – зубчаста напівмуфта; 5 – Бокові ролики, виконані з можливістю їх повного притиснення до головки рейки.

Рисунок 3.1 – Схема механізму пересування візка

### 3.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса

При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальний тиск на колесо, Н

$$R = \frac{(Q + G_B) \cdot 10^4}{4} = \frac{(200 + 80) \cdot 10^4}{4} = 700000 \text{ Н} \quad (3.1)$$

де  $Q$  - вантажопідйомність крану, т;

$G_B$  - маса візка, т.

### 3.2 Вибір ходових коліс

Ходові колеса кранових візків вибирають з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму.

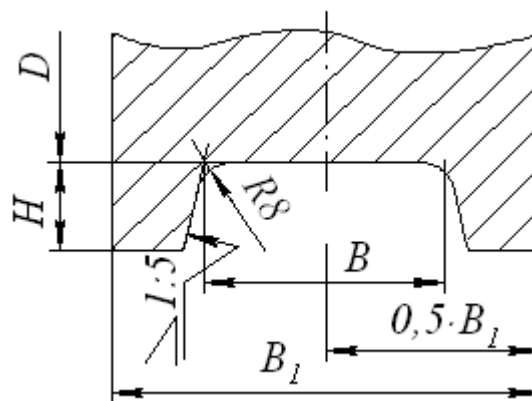


Рисунок 3.2 – Колесо кранове дворебордне

Обираємо колесо діаметром 710мм [14].

Таблиця 3.1 – Ходові колеса [14]

| Швидкість<br>пересування<br>візка, м/с | Максимальне<br>навантаження<br>на колесо, кН. | D,<br>мм | Тип рейки | B, мм | B <sub>1</sub> , мм | H, мм |
|----------------------------------------|-----------------------------------------------|----------|-----------|-------|---------------------|-------|
| 0,093                                  | 800                                           | 710      | KP120     | 130   | 180                 | 60    |

Діаметр цапф валів коліс дорівнює:

$$d_{ц} = (0.2 \dots 0.3)D = (0.2 \dots 0.3) \cdot 710 = 142 \dots 213 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо } d_{ц} = 170 \text{ мм}.$$

Обираємо рейку [14]: *Рейка KP120A ГОСТ 4121-76*

### 3.3 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування візка, Н

$$W = W_{TP} + W_y = 17.66 + 5.5 = 23.16 \text{ кН} \quad (3.2)$$

де  $W_{TP}$  - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візків, Н;

$$W_{tp} = (G_T + G_{ван}) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_{к}} \cdot k_p = (785 + 1962) \cdot \frac{0.015 \cdot 170 + 2 \cdot 0.8}{710} \cdot 1.1 = 17.66 \text{ кН} \quad (3.3)$$

де:  $G_T$  - вага візка, т;

$G_{ван}$  - вага вантажу, т;

$\mu_y$  - коефіцієнт тертя кочення підшипників, приведених до цапфи колеса,  
 $\mu=0,015$  [2];

$f$  – плече тертя кочення,  $f = 0.8\text{мм}$  [2];

$d_y$  - діаметр цапфи вала колеса, мм;

$K_p$  - коефіцієнт тертя реборд та роликів з рейками ( $K_p = 1,1$ - для механізму пересування візка з приводними колесами) [2].

$W_y$  – сила опору від ухилу підвізкових шляхів;

$$W_y = i_y \cdot (G_T + G_{ван}) = 0,002 \cdot (785 + 1962) = 5.5 \text{ кН} \quad (3.4)$$

де  $i_y = 0,002$  - уклін підвізкового шляху [3].

### 3.4 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт

$$P_{cm} = \frac{W \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{23.16 \cdot 0,093}{2 \cdot 0.922} = 1,17 \text{ кВт} \quad (3.5)$$

де  $W$  - опір руху візка, Н;

$V$  - швидкість руху візка, м/с ;

$\eta_o$  - загальний ККД механізму пересування візка;

$$\eta_o = \eta_k \cdot \eta_p \cdot \eta_m = 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 0.922 \quad (3.6)$$

де  $\eta_k = 0,98$ ,  $\eta_p = 0,97$ ,  $\eta_m = 0,99$ , – ККД відповідно підшипників кочення ходового колеса, редуктора, зубчастої муфти.

$z$  - кількість приводів пересування.

За каталогом обираємо двигун типу B21R132M8 TWS з вбудованим гальмом та короткозамкненим ротором.

Таблиця 3.2 – Характеристики двигуна.

| ПАРАМЕТР                                        | ЗНАЧЕННЯ |
|-------------------------------------------------|----------|
| Потужність $P_d$ , кВт                          | 3        |
| Частота обертання $n_d$ , хв. <sup>-1</sup>     | 705      |
| Момент інерції ротора $I_p$ , кг·м <sup>2</sup> | 0.0257   |
| Номінальний момент $M_{ном}$ , Н·м              | 33       |
| Маса, кг                                        | 68       |
| ККД, %                                          | 0.78     |

### 3.5 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (3.7)$$

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{705}{2.5} = 282$$

де  $n_d$  - частота обертання вала двигуна, хв.<sup>-1</sup>;

$n_K$  – частота обертання ходового колеса візка, хв.<sup>-1</sup>

$$n_k = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,093}{3,14 \cdot 0,71} = 2,518 \text{ s}^{-1}; \quad (3.8)$$

$\omega_d$  - кутова швидкість валу двигуна,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\omega_k$  - кутова швидкість колеса,  $\text{с}^{-1}$ ;

$V$  - швидкість руху,  $\text{м/с}$ ;

$D$  - діаметр ходового колеса,  $\text{м}$ .

За каталогом обираємо редуктор 5Ц4вкф-250-280 У2(спеціальний) з передаточним числом  $i_p = 280$  (найближче до потрібного).

При обраному редукторі фактичне число обертів ходового колеса:

$$n_k^\phi = \frac{705}{280} = 2,518 \text{ s}^{-1}$$

Фактична швидкість пересування візка:

$$V_B^\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_k^\phi}{60} = 3,14 \cdot 0,71 \cdot 2,518 / 60 = 0,0935 \text{ м/с} \quad (3.9)$$

Відхилення від заданого значення швидкості пересування візка:

$$\Delta V = \frac{|V_k - V_k^\phi|}{V_k} \cdot 100\% = \frac{|0,093 - 0,0935|}{0,093} \cdot 100\% = 0,53\%, \quad (3.10)$$

що є допустимим.

### 3.6 Вибір муфти

Для з'єднання валу електродвигуна з швидкохідним валом редуктора в даному випадку використовують зубчасту муфту МЗП.

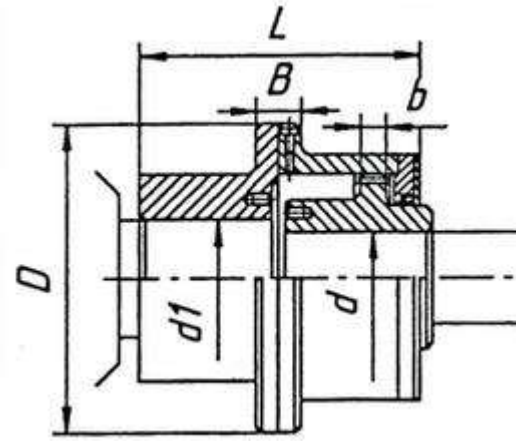


Рисунок 3.3 – Муфта зубчаста МЗП

Муфту вибирають за розрахунковим моментом, Нм

$$T_M = M_{\text{НОМ}} \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (3.11)$$

$$T_M = 33 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 47.5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

$K_1$  - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму,  $K_1=1,2$  [2];

$K_2$  - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму,  $K_2=1,2$  [2].

За каталогом обираємо зубчасту муфту МЗП - 1

Таблиця 3.3 – Характеристики муфти

| D,<br>мм | B,<br>мм | d,<br>мм | Крутний<br>момент, Нм | Момент<br>інерції<br>муфти,<br>кг·м <sup>2</sup> | Маса<br>муфти,<br>кг |
|----------|----------|----------|-----------------------|--------------------------------------------------|----------------------|
| 170      | 20       | 130      | 710                   | 0.038                                            | 10.6                 |

### 3.7 Вибір гальм

Розрахунок гальма ведеться з урахуванням його убудованості у двигун, загального часу гальмування та кількості гальм.

Час гальмування:

$$t_T = \frac{V_\phi}{[a_T]} = \frac{0.0935}{0.05} = 1.87c \quad (3.12)$$

де  $V$  – фактична швидкість пересування візка;

$[a_T]$  – допустиме прискорення при гальмуванні візка [6].

Необхідний гальмівний момент одного гальма при русі під уклін:

$$M_m = \frac{1}{n} \left\{ \left( W_y - \frac{W_{mp}}{k_p} \right) \cdot \frac{D_\kappa \cdot \eta_0}{2 \cdot i_o} + \frac{n_{дв}}{9.55 \cdot t_T} \cdot \left[ z \cdot 1.2 \cdot (I_p + I_m) + \frac{(m_m + m_{сп}) \cdot D_\kappa^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_o^2} \right] \right\} \quad (3.13)$$

$$M_m = \frac{1}{2} \left\{ \left( 5500 - \frac{17660}{1.1} \right) \cdot \frac{0.71 \cdot 0.922}{2 \cdot 280} + \frac{705}{9.55 \cdot 1.87} \cdot \left[ 2 \cdot 1.2 \cdot (0.257 + 0.038) + \frac{(80 + 200) \cdot 0.5 \cdot 0.922}{4 \cdot 78400} \right] \right\} = 20.145 Hm$$

де  $n$  – кількість гальм;

$k_p$  – коефіцієнт тертя реборд та роликів з рейками ( $K_p = 1,1$ - для механізму пересування візка з приводними колесами) [2];

$z$  – кількість двигунів механізму;

$m_m$  – маса візка;

$m_{сп}$  – маса вантажу.

Вбудоване гальмо ВФК458-16 має гальмівний момент  $T_z = 80 H \cdot m$  і за результатами розрахунку може бути використано як гальмо механізму пересування візка.

### 3.8 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою

Для порожнього візка тривалістю розгону візка без вантажу, с

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{0,19 \cdot 73,79}{57,75 - 2,3} = 0,25 \text{с}, \quad (3.14)$$

де  $I_{3B}^1$  - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм<sup>2</sup>,

$$I_{3B}^T = \delta(I_P + I_M) + m \frac{R^2}{U_P^2} \cdot \eta_3 \quad (3.15)$$

$$I_{3B}^T = 1,1(0,0257 + 0,038) + 80000 \frac{0,126}{78400} \cdot 0,922 = 0,19 \text{ кгм}^2$$

$\delta$  - момент інерції обертаючих мас,  $\delta = 1,1 \dots 1,2$  [2];

$I_P$  - момент інерції ротора двигуна, кгм<sup>2</sup>;

$I_M$  - момент інерції муфти, кгм<sup>2</sup>;

$m$  - маса візка, кг;

$R$  - радіус колеса, м;

$U_P$  - передаточне число редуктора ;

$T_{II}^{CP}$  - середній пусковий момент двигуна,

$$T_{II}^{CP} = M_H \psi = 33 \cdot 1,75 = 57,75 \text{ Нм} \quad (3.16)$$

$M_H$  - номінальний момент двигуна, Нм,

$\psi$  - середня кратність пускового моменту ( $\psi = 1,7 \dots 1,8$ ) [2].

Сила інерції при розгоні не навантаженого візка, Н

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_p^1} = 10^3 \cdot 80 \frac{0,0935}{0,25} = 29920H \quad (3.17)$$

де  $G$  - маса візка без вантажу, т;

$V$  - швидкість руху візка, м/с.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н

$$W_T^{PP} = R_{PP}^{1min} f \cdot \frac{d}{D} = 200000 \cdot 0,015 \cdot \frac{0,17}{0,71} = 718H \quad (3.18)$$

де  $R_{PP}^{1min}$  - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

$= 0,015...0,02$  - коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс [6];

$d$  - діаметр цапфи, м;

$D$  - діаметр ходового колеса, м.

Опір руху ненавантаженого візка:

$$W_T^l = \frac{10^4 \cdot G_B}{D} (2\mu + f \cdot d) = \frac{800000}{0,71} (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,17) = 3375H \quad (3.19)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення,  $\mu = 0,0004$  м [4];

$f$  - коефіцієнт тертя ковзання (при встановленні ходових колес на кулькових підшипниках  $f=0,015$ ) [2].

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу

$$K_{CI} = \frac{R_{PP}^{1min} \cdot \varphi}{W_T^1 + W_i - W_T^{PP}} \geq 1,2 \quad (3.20)$$

$$K_{CI} = \frac{200000 \cdot 0,2}{3375 + 29920 - 718} = 1,23 \geq 1,2$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі у приміщенні  $\varphi = 0,2$  [3].

### 3.9 Перевірка двигуна за нагрівом

Визначаємо еквівалентну потужність:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25} \leq P_D ; \quad (3.21)$$

$$P_{EKB} = 1,8 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 1,512 \text{ кВт} < 3 \text{ кВт}$$

$P_{CT}$  - потужність при усталеному русі, кВт;

$$P_{CT} = \frac{W_{mp} \cdot V}{10^3 \cdot \eta_3} = \frac{17660 \cdot 0,0935}{10^3 \cdot 0,922} = 1,8 \text{ кВт} \quad (3.22)$$

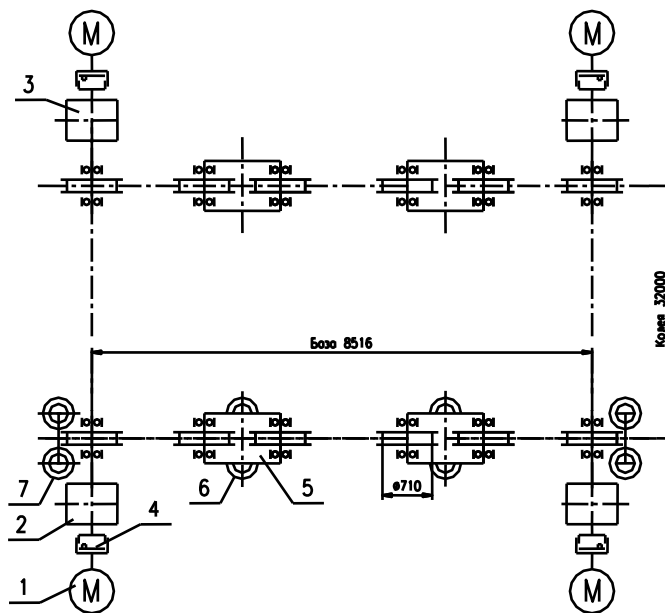
де  $\gamma$  - коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму ( для механізмів пересування візка  $\gamma = 1,12$ ) [12];

$K$  - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи механізму ( $K_{25} = 0,75$ ) [12].

#### 4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Механізм пересування мостового крана включає чотири незалежні приводи, чотири приводні ходові колеса та чотири холості балансири для ходових коліс. Кожен привод складається з електродвигуна, оснащеного вбудованим гальмом, та редуктора, що забезпечує передачу крутного моменту на ходові колеса.

Для зменшення бічних зсувів моста вздовж рейкових шляхів у балансирних опорах та приводних вузлах коліс встановлені горизонтальні ролики, які забезпечують стабільність руху та точне позиціонування крана під час переміщення. Така конструкція дозволяє не тільки підвищити безпеку експлуатації, а й зменшити знос колій і ходових елементів, продовжуючи термін служби обладнання та забезпечуючи плавність руху під час роботи на великих вантажах.



1 – Електродвигун; 2, 3 – Редуктор; 4 – Зубчаста напівмуфта; 5 – Балансир холостий; 6 – Бокові ролики, встановлені з зазором 15мм від головки рейки; 7 – Бокові ролики, виконані з можливістю їх повного притиснення до головки рейки.

Рисунок 4.1 – Схема механізму пересування крана

#### 4.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо мостового крану визначають за формулою, Н:

$$R = \frac{\left[ \frac{G_K}{12} + (Q + G_B) \frac{L - l_{\min}}{2L} \right] 10^4}{2} = \frac{\left[ \frac{258.29}{12} + (200 + 80) \frac{32 - 2.5}{2 \cdot 32} \right] \cdot 10^4}{2} = 752813 \text{ Н} \quad (4.1)$$

де  $G_K$  – маса крану, т;

$Q$  – вантажопідйомність крану, т;

$G_B$  – маса візка, т;

$L$  – прогін крану, м;

$l_{\min}$  – відстань від візка до опори у крайньому положенні, м;

#### 4.2 Вибір ходових коліс

Ходові колеса кранових візків підбираються, враховуючи такі ключові фактори, як максимальне робоче навантаження, швидкість переміщення візка та режим експлуатації механізму. При цьому особлива увага приділяється їхній здатності витримувати статичні та динамічні навантаження, що виникають під час роботи з вантажами різної маси, а також умовам інтенсивності використання — від періодичних переміщень до безперервної експлуатації в цехових умовах.

Крім того, при виборі ходових коліс враховують матеріал коліс та їхнє покриття, що впливає на зносостійкість і стабільність руху візка по рейках, а також можливість зменшення вібрацій та ударних навантажень на конструкцію крана. Такий підхід дозволяє забезпечити безпечну та надійну

роботу кранового механізму протягом тривалого часу, мінімізуючи обслуговування та експлуатаційні витрати.

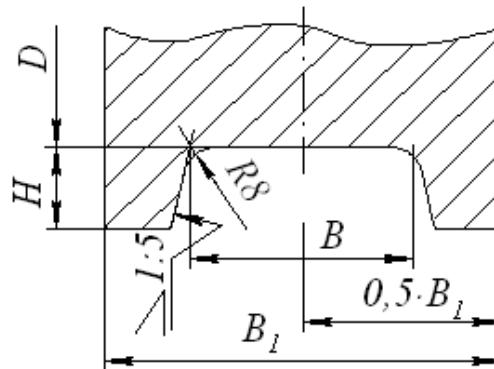


Рисунок 4.2 – Колесо кранове дворобордне

Обираємо колесо діаметром 710мм [14].

Таблиця 4.1 – Ходові колеса [14]

| Швидкість<br>пересування<br>візка, м/с | Максимальне<br>навантаження<br>на колесо, кн. | D,<br>мм | Тип рейки | B, мм | B <sub>1</sub> , мм | H, мм |
|----------------------------------------|-----------------------------------------------|----------|-----------|-------|---------------------|-------|
| 0,093                                  | 800                                           | 710      | KP120     | 150   | 200                 | 60    |

Діаметр цапф валів коліс дорівнює:

$$d_{ц} = (0,2 \dots 0,3)D = (0,2 \dots 0,3) \cdot 710 = 142 \dots 213 \text{ мм, приймаємо } d_{ц} = 170 \text{ мм.}$$

Обираємо рейку: *Рейка KP140A ГОСТ 4121-76*

#### 4.3 Визначення опору пересування крана

Для розрахунку максимальної опорної сили на ходові колеса приймається така схема: одна сторона крана (ходова балка) утримується боковими роликами, що запобігають поперечному зміщенню, тоді як



$G_K$  - вага крана, кН;

$G_{ван}$  - вага вантажу, кН;

$\mu_y$  - коефіцієнт тертя кочення підшипників, приведених до цапфи колеса,  $\mu=0,015$  [2];

$f$  – плече тертя кочення,  $f = 0.8$ мм [2];

$d_y$  - діаметр цапфи вала колеса, мм;

$W_{y1}$  – сила опору від ухилу підкранових шляхів;

$$W_{y1} = i_y \cdot [0.5G_K + \frac{G_{ван} \cdot a}{L}] = 0,001 \cdot [0.5 \cdot 2531 + \frac{1962 \cdot 2.5}{32}] = 1.41 \text{ кН} \quad (4.5)$$

$i_y = 0,001$  - уклін підкранового шляху [3];

$W_p$  - опір пересування сторони крана А від сил тертя в роликах, кН

$$W_p = 2F \cdot \frac{\mu_p \cdot d_p + 2 \cdot f_p}{D_p} = 2 \cdot 25.6 \cdot \frac{0.015 \cdot 110 + 2 \cdot 0.4}{320} = 0.392 \text{ кН} \quad (4.6)$$

$F$  – бокова сила в ходовій балці, кН

$$F = \frac{\sum W_1 \cdot L}{B} = \frac{6.82 \cdot 32}{8.516} = 25.6 \text{ кН} \quad (4.7)$$

$\mu_p$  - коефіцієнт тертя кочення підшипників, приведених до цапфи ролика,  $\mu=0,015$  [2];

$d_p$  - діаметр цапфи ролика,  $d_p = 110$  мм;

$f_p$  – плече тертя кочення ролика о рейку,  $f_p = 0.4$ мм [2];

$D_p$  - діаметр ролика,  $D_p = 320$  мм;

Повний статичний опір пересування сторони крана Б, кН:

$$W_B = W_{mp2} + W_{y2} = 11.7 + 3.72 = 15.42 \text{ кН} \quad (4.8)$$

де  $W_{mp2}$  - опір руху сторони крана Б від сил тертя (без урахування опору від сил тертя реборд о рейки):

$$W_{mp2} = \left( 0.5G_{\kappa} + \frac{G_{ван} \cdot (L - a)}{L} \right) \cdot \frac{\mu_{\kappa} \cdot d_{\kappa} + 2 \cdot f}{D_{\kappa}} \quad (4.9)$$

$$W_{mp2} = \left( 0.5 \cdot 2531 + \frac{1960 \cdot 29.5}{32} \right) \cdot \frac{0.015 \cdot 170 + 2 \cdot 0.8}{710} = 11.7 \text{ kH}$$

$W_{y2}$  – сила опору від ухилу підкранових шляхів;

$$W_{y2} = i_y \cdot \left[ 0.5G_{\kappa} + \frac{G_{ван} \cdot (L - a)}{L} \right] = 0.001 \cdot \left[ 0.5 \cdot 2531 + \frac{1962 \cdot 29.5}{32} \right] = 3.72 \text{ кН} \quad (4.10)$$

#### 4.4 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт:

$$P_{cm} = \frac{W \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{15.42 \cdot 0.323}{2 \cdot 0.922} = 2.7 \text{ кВт} \quad (4.11)$$

де  $W$  - опір руху найбільш навантаженої сторони крана, Н;

$V$  - швидкість руху крана, м/с ;

$\eta_o$  - загальний ККД механізму пересування крана;

$$\eta_o = \eta_{\kappa} \cdot \eta_p \cdot \eta_M = 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 0.922 \quad (4.12)$$

де  $\eta_{\kappa} = 0.98$ ,  $\eta_p = 0.97$ ,  $\eta_M = 0.99$ , – ККД відповідно підшипників кочення ходового колеса, редуктора, зубчатої муфти.

$z$  - кількість приводів пересування на найбільш навантаженій стороні крана.

За каталогом обираємо двигун типу B21R160MX8 TWS з вбудованим гальмом та короткозамкненим ротором.

Електродвигун типу B21R160MX8 TWS є трифазним асинхронним приводним двигуном із короткозамкненим ротором, що забезпечує надійну роботу в приводах підйомно-транспортних механізмів. Завдяки простій та міцній конструкції він має високу експлуатаційну надійність і невибагливість до умов експлуатації.

Ця модель обладнана вбудованим гальмом, що забезпечує ефективне утримання навантаження у заданому положенні без осьового переміщення при відключенні живлення, що є критично важливим для механізмів з підйомом вантажу.

Двигун призначений для тривалої роботи в режимі S1 і працює в трифазній мережі змінного струму стандартної частоти 50 Гц. Він широко застосовується в приводах редукторів механізмів пересування та підйому кранів, де потрібне стабільне, плавне обертання валу та висока динамічна стійкість під навантаженням.

Таблиця 4.2 – Характеристики двигуна.

| ПАРАМЕТР                                        | ЗНАЧЕННЯ |
|-------------------------------------------------|----------|
| Потужність $P_d$ , кВт                          | 5.5      |
| Частота обертання $n_d$ , хв. <sup>-1</sup>     | 710      |
| Момент інерції ротора $I_p$ , кг·м <sup>2</sup> | 0.053    |
| Номінальний момент $M_{ном}$ , Н·м              | 74       |
| Маса, кг                                        | 105      |
| ККД, %                                          | 0.8      |

## 4.5 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування:

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (4.13)$$

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{710}{8.7} = 81.6$$

де  $n_d$  - частота обертання валу двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$n_K$  - частота обертання ходового колеса крана,  $\text{хв}^{-1}$

$$n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,323}{3,14 \cdot 0,71} = 8,7 \text{хв}^{-1}; \quad (4.14)$$

$\omega_d$  - кутова швидкість валу двигуна,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\omega_K$  - кутова швидкість колеса,  $\text{с}^{-1}$ ;

$V$  - швидкість руху,  $\text{м/с}$ ;

$D$  - діаметр ходового колеса,  $\text{м}$ .

За каталогом обираємо редуктор 3ЦЗвкф-200-80У2 з передаточним числом  $i_p = 80$  (найближче до потрібного).

При обраному редукторі фактичне число обертів ходового колеса:

$$n_K^\phi = \frac{710}{80} = 8,875 \text{хв}^{-1}$$

Фактична швидкість пересування крана:

$$V_B^\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_K^\phi}{60} = 3,14 \cdot 0,71 \cdot 8,875 / 60 = 0,33 \text{м/с} \quad (4.15)$$

Відхилення від заданого значення швидкості пересування крана:

$$\Delta V = \frac{|V_k - V_{\kappa}^{\phi}|}{V_{\kappa}} \cdot 100\% = \frac{|0,323 - 0,33|}{0,323} \cdot 100\% = 2.2\%, \quad (4.16)$$

що є допустимим.

#### 4.6 Вибір муфти

Для з'єднання валу електродвигуна з швидкохідним валом редуктора в даному випадку використовують зубчасту муфту МЗП.

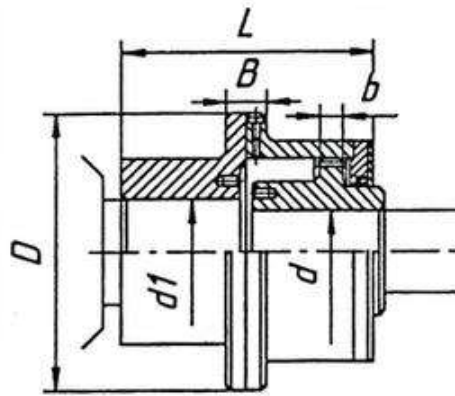


Рисунок 4.3 – Муфта зубчаста МЗП

Муфту вибирають за розрахунковим моментом, Нм

$$T_M = M_{НОМ} \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (4.17)$$

$$T_M = 74 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 106.56 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де  $M_H$  - номінальний момент, який передає муфта;

$K_1$  - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму,  $K_1=1,2$ ;

$K_2$  - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму,  $K_2=1,2$ .

За каталогом обираємо зубчасту муфту МЗП - 1

Таблиця 4.3 – Характеристики муфти

| D,<br>мм | B,<br>мм | d,<br>мм | Крутний<br>момент, Нм | Момент<br>інерції<br>муфти,<br>кг·м <sup>2</sup> | Маса<br>муфти,<br>кг |
|----------|----------|----------|-----------------------|--------------------------------------------------|----------------------|
| 170      | 20       | 130      | 710                   | 0.038                                            | 10.6                 |

#### 4.7 Перевірка гальм

Розрахунок гальма ведеться з урахуванням його убудованості у двигун, загального часу гальмування та кількості гальм.

Приймаємо час гальмування  $t = 3\text{с}$ ;

Необхідний гальмівний момент одного гальма при русі під уклін:

$$M_m = \frac{1}{n} \left\{ (W_{mp2} - W_{y2}) \cdot \frac{D_k \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} + \frac{n_{дв}}{9.55 \cdot t_T} \cdot \left[ z \cdot 1.2 \cdot (I_p + I_m) + \frac{(m_k + m_{zp}) \cdot D_k^2 \cdot \eta_0}{2 \cdot 4 \cdot i_0^2} \right] \right\} \quad (4.18)$$

$$M_m = \frac{1}{2} \left\{ (11700 - 3720) \cdot \frac{0.71 \cdot 0.922}{2 \cdot 80} + \frac{710}{9.55 \cdot 3} \cdot \left[ 2 \cdot 1.2 \cdot (0.053 + 0.038) + \frac{(80 + 200) \cdot 0.5 \cdot 0.922}{2 \cdot 4 \cdot 6400} \right] \right\} = 19.3 \text{ Нм}$$

де  $n$  – кількість гальм

$z$  – кількість двигунів на найбільш навантаженій стороні;

$m_k$  - маса крана;

$m_{zp}$  - маса вантажу.

Вбудоване гальмо типу ВФК458-18 із номінальним гальмівним моментом  $T_z = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , визначеним розрахунком, відповідає необхідним

вимогам і може застосовуватися як гальмівний пристрій у механізмі пересування мостового крана.

#### 4.8 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою

Для порожнього крана тривалістю розгону крана без вантажу, с

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{\Pi}^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{4.8 \cdot 73.31}{129.5 - 2.3} = 2.77 \text{ с}, \quad (4.19)$$

де  $I_{3B}^1$  - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм<sup>2</sup>,

$$I_{3B}^T = \delta(I_p + I_M) + m \frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta_3 \quad (4.20)$$

$$I_{3B}^T = 1.1(0.053 + 0.038) + 258290 \frac{0.126}{6400} \cdot 0.922 = 4.8 \text{ кгм}^2$$

$\delta$  - момент інерції обертаючих мас,  $\delta = 1, 1.1, 1.2$  [2];

$I_p$  - момент інерції ротора двигуна, кгм<sup>2</sup>;

$I_M$  - момент інерції муфти, кгм<sup>2</sup>;

$m$  - маса крана, кг;

$R$  - радіус колеса, м;

$U_p$  - передаточне число редуктора ;

$T_{\Pi}^{CP}$  - середній пусковий момент двигуна,

$$T_{\Pi}^{CP} = M_H \psi = 74 \cdot 1.75 = 129.5 \text{ Нм} \quad (4.21)$$

$M_H$  - номінальний момент двигуна, Нм,

$\psi$  - середня кратність пускового моменту ( $\psi = 1,7 \dots 1,8$ ) [2].

Сила інерції при розгоні не навантаженого візка, Н

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_p^1} = 10^3 \cdot 258.29 \frac{0,33}{2,77} = 30771 \text{ Н} \quad (4.22)$$

де  $G$  - маса крана без вантажу, т;

$V$  - швидкість руху крана, м/с.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н

$$W_T^{IP} = R_{IP}^{1min} f \cdot \frac{d}{D} = 292000 \cdot 0,015 \cdot \frac{0,17}{0,71} = 1049 \text{ Н} \quad (4.23)$$

де  $R_{IP}^{1min}$  - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

$f = 0,015 \dots 0,02$  - коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс [2];

$d$  - діаметр цапфи, м;

$D$  - діаметр ходового колеса, м.

Опір руху ненавантаженого крана:

$$W_T^l = \frac{10^4 \cdot G_K}{D} (2\mu + f \cdot d) = \frac{2582900}{0,71} (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,17) = 12187 \text{ Н} \quad (4.24)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення,  $\mu = 0,0004$  м;

$f$  - коефіцієнт тертя ковзання (при встановленні ходових колес на кулькових підшипниках  $f=0,015$ ) [2].

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу

$$K_{CI} = \frac{R_{IP}^{1min} \cdot \varphi}{W_T^l + W_i - W_T^{IP}} \geq 1,2 \quad (4.25)$$

$$K_{\text{ц}} = \frac{292000 \cdot 0,2}{12187 + 30771 - 1049} = 1,39 \geq 1,2$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі у приміщенні  $\varphi = 0,2$  [3].

#### 4.9 Перевірка двигуна за нагрівом

Визначаємо еквівалентну потужність:

$$P_{\text{ЕКВ}} = P_{\text{СТ}} \gamma K_{25} \leq P_{\text{Д}}; \quad (4.26)$$

$$P_{\text{ЕКВ}} = 4.19 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 3,52 \text{ кВт} < 5.5 \text{ кВт}$$

$P_{\text{СТ}}$  - потужність при усталеному русі, кВт;

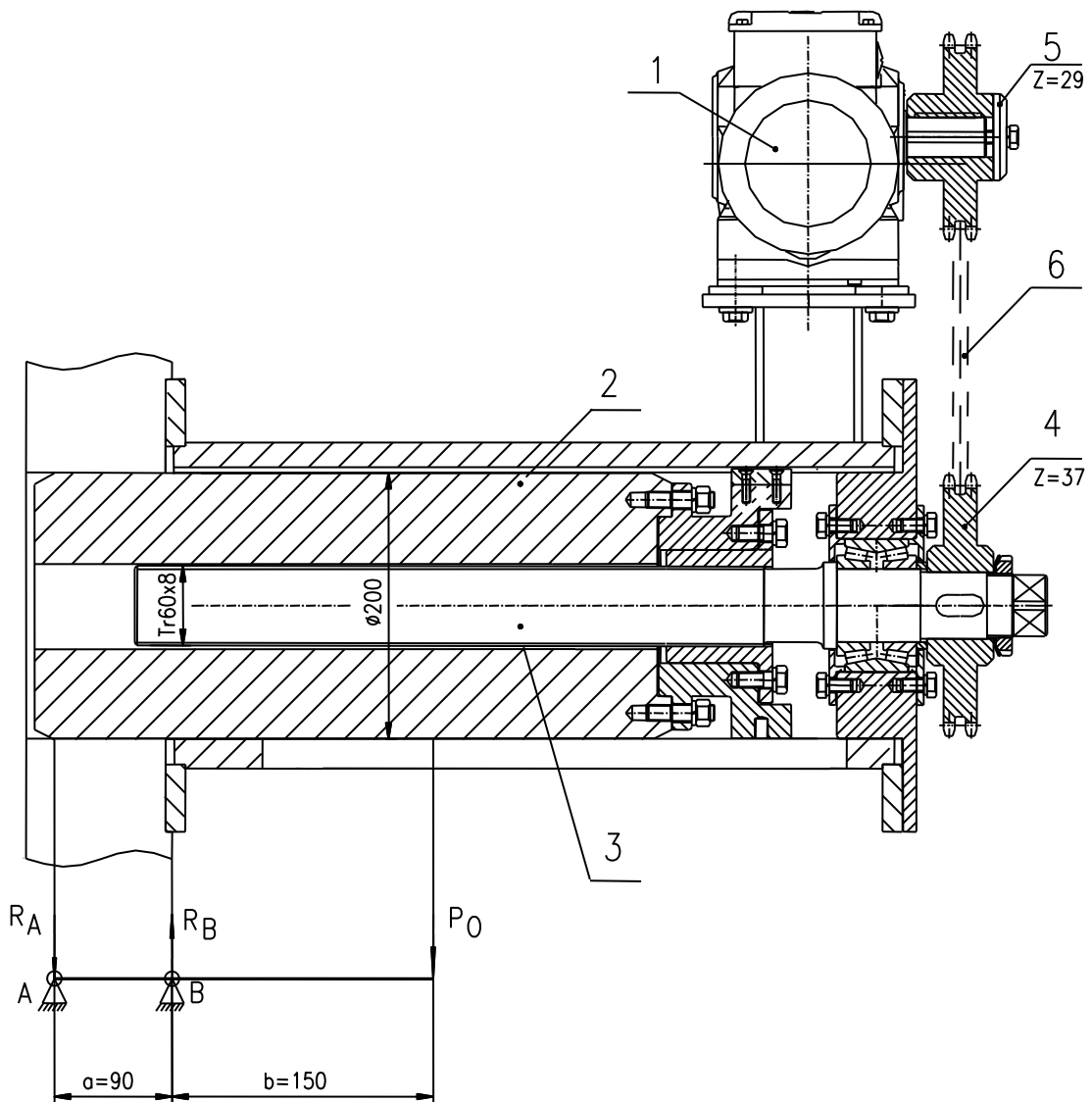
$$P_{\text{СТ}} = \frac{W_{\text{мр2}} \cdot V}{10^3 \cdot \eta_s} = \frac{11700 \cdot 0,33}{10^3 \cdot 0,922} = 4.19 \text{ кВт} \quad (4.27)$$

де  $\gamma$  - коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму ( для механізмів пересування візка  $\gamma = 1,12$ ) [12];

$K$  - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи механізму ( $K_{25} = 0,75$ ) [12].

## 5 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ВИСУВАННЯ ВІСІ

З метою зменшення участі персоналу під час виконання операцій із зачеплення вантажу передбачено застосування механізму висування осі, який забезпечує напівавтоматичне захоплення. Це дозволяє підвищити рівень безпеки робіт, знизити ризик травмування обслуговуючого персоналу та скоротити час виконання операцій.



1 – Мотор – редуктор; 2 – Вісь; 3 – Гвинт; 4, 5 – Зірочки; 6 – Ланцюг

Рисунок 5.1 – розрахункова схема механізму висування вісі.

Принцип дії механізму полягає у керованому переміщенні осі в робоче положення, що забезпечує точне суміщення та фіксацію вантажозахоплювального елемента без необхідності безпосереднього втручання працівника в небезпечну зону. Окрім функції захоплення, цей механізм використовується також для оперативної заміни вантажозахоплювального пристрою, що підвищує універсальність крана та дозволяє швидко адаптувати його до виконання різних технологічних операцій.

Беручи до уваги вагу усіх елементів конструкції встановлюємо, що в даному випадку сумарне навантаження від ваги вісі дорівнює:

$$P_0 = 1120 \text{ Н}$$

За допомогою розрахункової схеми визначимо реакції опор А та В:

$$R_A = \frac{P_0 \cdot b}{a} = \frac{1120 \cdot 150}{90} = 1867 \text{ Н} \quad (5.1)$$

$$R_B = \frac{P_0 (a + b)}{a} = \frac{1120 \cdot (90 + 150)}{90} = 2987 \text{ Н} \quad (5.2)$$

Окружне зусилля на нижній зірочці з урахуванням тертя, Н

$$F_{3B1} = k \frac{(R_A + R_B) \cdot r_p}{r_{3B1}} [\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + f] \quad (5.3)$$

$$F_{3B1} = 1.5 \frac{(1867 + 2987) \cdot 0.0275}{0.09359} \cdot [\operatorname{tg}(2.6 + 11.3) + 0.2] = 957 \text{ Н}$$

де  $k$  – коефіцієнт додаткового тертя,  $k = 1.5$  [15];

$r_p$  - середній радіус гвинтової різьби,  $r_p = 0.0275$  м;

$r_{3B1}$  - радіус ділильної окружності нижньої зірочки,  $r_{3B1} = 0.09359$  м;

$\alpha$  - кут підйому гвинтової лінії,  $\alpha = 2.6^\circ$  [15];

$\beta$  - кут тертя;

$$\beta = \arctg f = \arctg 0.2 = 11.3^\circ \quad (5.4)$$

$f$  – коефіцієнт тертя у різьбі (сталь по сталі),  $f = 0.2$  [2].

Крутний момент на нижній зірочці, Нм

$$M_{3B1} = F_{3B1} \cdot r_{3B1} = 957 \cdot 0.09359 = 90 \text{ Нм} \quad (5.5)$$

Крутний момент на верхній зірочці, Нм

$$M_{3B2} = \frac{M_{3B1}}{i} = \frac{90}{1.276} = 71 \text{ Нм} \quad (5.6)$$

де  $i$  – передаточне відношення ланцюгової передачі.

$$i = \frac{Z_{3B1}}{Z_{3B2}} = \frac{37}{29} = 1.276 \quad (5.7)$$

З каталогу обираємо мотор – редуктор S57DRS71M4BE05/TH потужністю  $P = 0.55$  кВт та передаточним відношенням  $i = 134.4$ .

## 6 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ ПІДВІСКИ

Для забезпечення обертання підвіски головного підйому передбачено окремий допоміжний механізм повороту. До його складу входять електродвигун, планетарний мотор-редуктор та відкрита внутрішня зубчаста передача, через яку крутний момент передається безпосередньо на поворотний вузол підвіски. Така компоновка забезпечує компактність конструкції, достатній передавальний коефіцієнт та можливість плавного регулювання швидкості обертання.

Застосування планетарного редуктора дозволяє отримати високий крутний момент при відносно невеликих габаритах приводу, а відкрита зубчаста передача забезпечує надійне зчеплення та рівномірний розподіл навантаження по колу зачеплення. Це особливо важливо для точного позиціонування вантажу під час монтажних операцій.

Крутний момент, що виникає внаслідок сил тертя в механізмі повороту підвіски, визначається з урахуванням опорів у підшипникових вузлах, у зачепленні зубчастої передачі та в опорних поверхнях поворотного елемента. Його значення враховується при виборі потужності електродвигуна та перевірці міцності елементів механізму.

Момент від сил тертя механізму обертання підвіски:

$$M_{TP} = 0,5 f \cdot D \cdot N = 0.5 \cdot 0.01 \cdot 0.4 \cdot 1765800 = 3532 \text{ Нм} \quad (6.1)$$

де:  $f$  – коефіцієнт опору руху,  $f = 0.01$ ;

$D$  – діаметр упорного підшипника вилки підвіски,  $D = 0.4$  м [4];

$N$  – сумарний тиск від вантажу,  $N = 1765800$ Н;

Розрахункова статична потужність електродвигуна:

$$P_{cm} = \frac{M_{TP.}}{9550 \cdot \eta_B} \cdot n_B = \frac{3532}{9550 \cdot 0.8} \cdot 0.05 = 0.023 \text{ кВт} \quad (6.2)$$

де:  $n_B$  - кількість обертів вилки,  $n_B = 0.05$  об/хв;

$\eta_B$  - ККД механізму обертання,  $\eta_B = 0.8$  [2].

За каталогом обираємо двигун типу В21R80К4 з вбудованим гальмом та короткозамкненим ротором.

Таблиця 6.1 – Характеристики двигуна.

| ПАРАМЕТР                                        | ЗНАЧЕННЯ |
|-------------------------------------------------|----------|
| Потужність $P_d$ , кВт                          | 0.55     |
| Частота обертання $n_d$ , хв. <sup>-1</sup>     | 1400     |
| Момент інерції ротора $I_p$ , кг·м <sup>2</sup> | 0.093    |
| Номінальний момент $M_{ном}$ , Н·м              | 4        |
| Маса, кг                                        | 12       |
| ККД, %                                          | 0.69     |

Момент від сил інерції вилки підвіски з вантажем:

$$M_H = 1.15 \frac{GD^2 \cdot n_B}{375 \cdot t_n} = 1.15 \frac{3924000 \cdot 0.00083}{375 \cdot 4} = 25 \text{ Нм} \quad (6.3)$$

де:  $GD^2$  - маховий момент на вісі обертання гілки, Н

$$GD^2 = 2Q \cdot r^2 = 2 \cdot 1962000 \cdot 1 = 3924000 \text{ Н} \quad (6.4)$$

$r$  – радіус тіла обертання,  $r = 1$  м;

$t_n$  - час пуску електродвигуна, приймаємо  $t_n = 4$  с;

Сумарний момент опору обертанню:

$$\Sigma M = M_{TP} + M_H = 3532 + 25 = 3557 \text{ Нм} \quad (6.5)$$

Необхідний крутний момент на вихідному валу редуктора, Нм

$$M_p = \frac{\Sigma M}{i_{o.л} \cdot \eta_B} = \frac{3557}{11 \cdot 0.8} = 404.2 \text{ Нм} \quad (6.6)$$

де  $i_{o.л}$  - передаточне відношення відкритої зубчатої передачі.

$$i_{o.л} = \frac{Z_K}{Z_{III}} = \frac{187}{17} = 11 \quad (6.7)$$

За каталогом обираємо мотор – редуктор типу МПО-2М-15-2469.

Таблиця 6.2 – Характеристики мотор - редуктора.

| ПАРАМЕТР                               | ЗНАЧЕННЯ |
|----------------------------------------|----------|
| Потужність $P_d$ , кВт                 | 0.75     |
| Число обертів на вихідному валу в хв.  | 0.56     |
| Передаточне відношення редуктора $i_p$ | 2469     |
| Момент на вихідному валу $M$ , Н·м     | 2064     |
| Маса двигуна, кг                       | 9.8      |
| Загальна маса, кг                      | 186      |

Загальне передаточне число механізму:

$$i_o = i_{o.л} \cdot i_p = 11 \cdot 2469 = 27159 \quad (6.8)$$

## 7 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

Металоконструкція мостового крана виконана у вигляді зварної просторової системи з балок коробчастого перерізу, що забезпечує високу жорсткість, міцність і стійкість до крутильних та згинальних навантажень. Використання коробчастих елементів дозволяє ефективно сприймати динамічні навантаження, які виникають під час підйому та переміщення важких вантажів, а також мінімізувати прогини прольотної будови.

Монтаж відправних марок здійснюється за допомогою зварних з'єднань, що гарантує монолітність силового каркаса та ефективний розподіл розрахункових зусиль. Це мінімізує концентрацію напружень і підвищує ресурс металоконструкції. Підвізкові рейки фіксуються на головних балках притискними планками; така система дозволяє юстувати колію під час монтажу чи сервісу. На рейковий шлях встановлюється вантажний візок, оснащений вузлами підйому та пересування.

### 7.1 Розрахунок вузла з'єднання кінцевих балок напівмостів

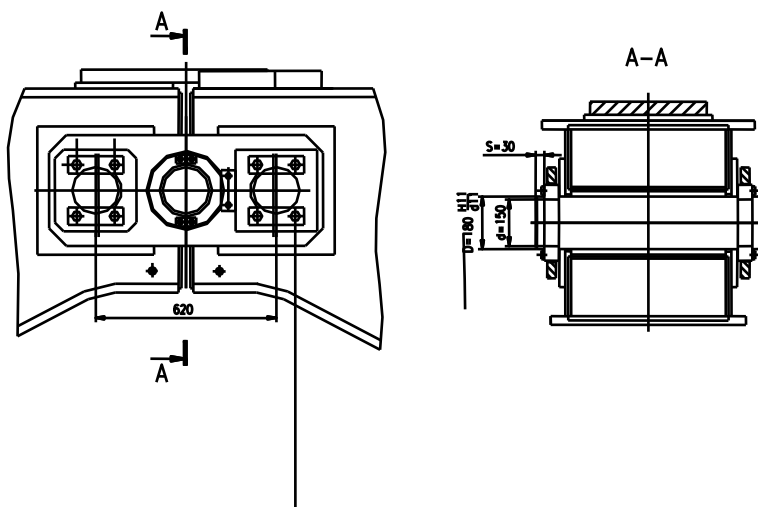


Рисунок 7.1 – Схема вузла з'єднання кінцевих балок напівмостів

Бічна сила у ходовій балці напівмоста найбільш навантаженої сторони крана:

$$F = \frac{W_2 \cdot L}{0.5 \cdot B} = \frac{15420 \cdot 32}{0.5 \cdot 8.524} = 115770 \text{ Н} \quad (7.1)$$

де:  $W_B = 15420 \text{ Н}$  - повний статичний опір переміщенню сторони крана Б (візок розташовано на мінімальному зближенні до сторони Б);

$L = 32 \text{ м}$  – колія крана;

$B = 8,524$  – база крана.

Напруження зминання у бурті вісі:

$$\sigma_{CM} = \frac{2F}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{2 \cdot 115770}{3.14(32400 - 22500)} = 7.45 \text{ МПа} \quad (7.2)$$

Допустимі напруження зминання:

$$[\sigma_{CM}] = \frac{1.2\sigma_T \cdot k_{CM}}{n} = \frac{1.2 \cdot 345 \cdot 1.5}{1.4} = 444 \text{ МПа} \quad (7.3)$$

де  $\sigma_T = 345 \text{ МПа}$  – границі текучості для сталі 45 – 2ГП ГОСТ 1050 – 88 [1];

$k_{CM} = 1.5$  - коефіцієнт переходу до довільних допустимих напружень на торцеве зминання [1];

$n = 1.4$  – коефіцієнт запасу міцності деталей металоконструкцій [1].

Напруження зрізу у бурті вісі:

$$\tau_{CP} = \frac{2F}{\pi \cdot d \cdot S} = \frac{2 \cdot 115770}{3.14 \cdot 150 \cdot 30} = 16.4 \text{ МПа} \quad (7.4)$$

Допустимі напруження зрізу:

$$[\tau_{CP}] = \frac{1.2\sigma_T \cdot k_{CP}}{n} = \frac{1.2 \cdot 345 \cdot 0.58}{1.4} = 171.5 \text{ МПа} \quad (7.5)$$

де  $k_{CP} = 0.58$  - коефіцієнт переходу до довільних допустимих напружень на зріз [1].

## 7.2 Розрахунок кранового моста на міцність

З метою встановлення, чи не спричинить підвищення вантажопідйомності виникнення пластичних деформацій або втрату несучої здатності металоконструкції, необхідно провести перевірочний розрахунок головного моста крана на міцність. Такий розрахунок дозволяє оцінити напружено-деформований стан конструкції та визначити відповідність фактичних напружень допустимим значенням для обраного матеріалу.

Аналіз виконується для найбільш несприятливої розрахункової схеми навантаження. Як правило, розглядається випадок, коли вантажний візок розташований у середині прольоту моста, тобто в зоні максимального згинального моменту, і підіймає гранично допустимий вантаж. Саме за таких умов у головних балках виникають найбільші згинальні напруження та прогини.

У процесі розрахунку враховуються як статичні навантаження від власної маси конструкції та вантажу, так і можливі динамічні коефіцієнти, що відображають вплив прискорень під час підйому та переміщення. Отримані результати дають змогу зробити висновок щодо запасу міцності конструкції та доцільності підвищення її вантажопідйомності без ризику виникнення пластичних деформацій або руйнування.

Для того, щоб перевірити, чи приведе збільшення вантажопідйомності до пластичних деформацій та руйнування металоконструкції необхідно

виконати перевірочний розрахунок головного моста крана на міцність. Розрахунок ведеться з урахуванням найтяжчого випадку навантаження крана, коли візок розміщується посередині прогину крана з максимально допустимим вантажем.

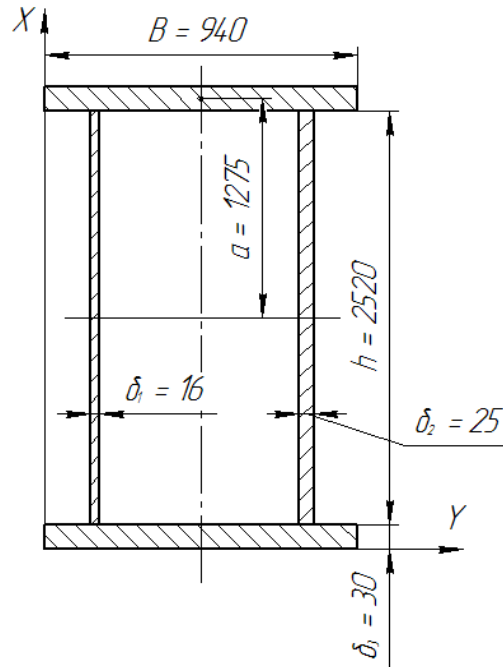


Рисунок 7.2 – Розрахунковий перетин головного моста крана

Напруження згину у перерізі головного моста:

$$\sigma_{xz} = \frac{M}{W_x} = \frac{3579000}{0.165} = 22 \text{ МПа}; \quad (7.6)$$

де:  $W$  – момент опору перетину головного моста крана;

$$W_x = \frac{I_x}{h} = \frac{0.416}{2.52} = 0.165 \text{ м}^3; \quad (7.7)$$

$I_x$  - момент інерції перетину відносно вісі абсцис;

$$I_x = 2\left(\frac{h^3 \cdot \delta_1}{12} + \frac{h^2}{4} (h \cdot \delta_1) + \frac{h^2}{4} (h \cdot \delta_2)\right) + B \cdot \delta_3 \cdot a^2; \quad (7.8)$$

$$I_x = 2\left(\frac{2.52^3 \cdot 0.016}{12} + \frac{2.52^2}{4} (2.52 \cdot 0.016)\right) + \frac{2.52^2}{4} (2.52 \cdot 0.025) + 0.94 \cdot 0.03 \cdot 1.275^2 = 0.416 \text{ м}^4$$

$h$  – відстань між поясами перетину головного моста,  $h = 2,52\text{м}$ ;

$\delta_1$  - товщина бокової стінки головного моста,  $\delta_1 = 0.016 \text{ м}$ ;

$\delta_2$  - товщина підрейкової бокової стінки головного моста,  $\delta_2 = 0.025 \text{ м}$ ;

$\delta_3$  - товщина верхнього та нижнього поясів головного моста,  $\delta_3 = 0.03 \text{ м}$ ;

$a$  – відстань від середини нижнього та верхнього поясів до середини перетину головного моста,  $a = 1,275\text{м}$ ;

$B$  – ширина нижнього та верхнього поясу головного моста,  $B = 0.94\text{м}$ .

$M$  – момент згину від піднятого максимального вантажу.

Для визначення згинального моменту від піднятого вантажу застосуємо метод ліній впливу навантажень на металоконструкцію. Даний підхід є достатньо точним і водночас оперативним, що робить його ефективним для інженерних розрахунків металоконструкцій спеціальних кранів.

З метою реалізації цього методу побудуємо лінії впливу згинального моменту, який виникає під дією сили ваги вантажу, розташованого в середині прольоту головного моста крана.

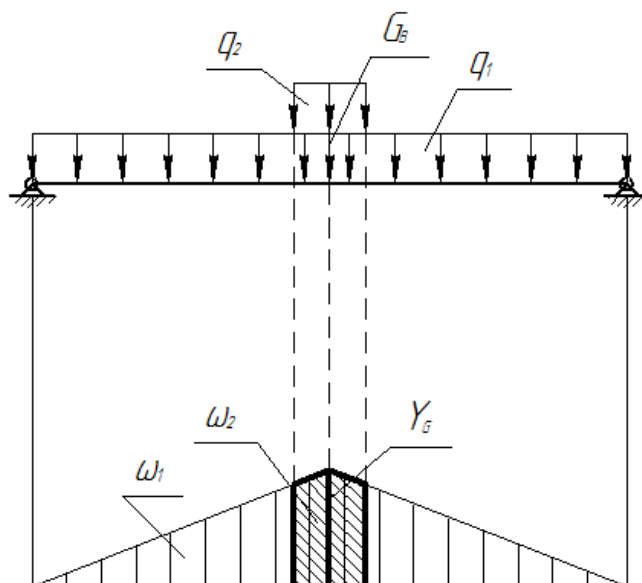


Рисунок 7.3 – Лінії впливу згинаючого моменту від підіймання максимального вантажу на головний міст крана.

$$M = G_B \cdot Y_G + q_1 \cdot \omega_1 + q_2 \cdot \omega_2 = 1962000 \cdot 1 + 55186 \cdot 16 + 203896 \cdot 3.6 = 3579000 \text{ Нм} \quad (7.9)$$

де:  $G_B$  - сила ваги піднятого вантажу,  $G_B = 1962 \text{ кН}$ ;

$q_1$  - розподілена сила ваги металокопструкції,  $q_1 = 55186 \text{ Нм}$ ;

$q_2$  - розподілена сила ваги візка,  $q_2 = 203896 \text{ Нм}$ ;

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_{\text{зг}}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{310}{1.4} = 221 \text{ МПа}; \quad (7.10)$$

де:  $\sigma_T = 310 \text{ МПа}$  – границі текучості для сталі 09Г2С - 12 ГОСТ 19282 – 73 [1];

$n = 1.4$  – коефіцієнт запасу міцності деталей металокопструкцій [1].

Робимо висновок, що після проведеної модернізації металокопструкція витримає значно збільшене навантаження.

## 8 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЕКТУ

Таблиця 8.1 – Вхідні дані до розрахунку

| Показник                                 | Позначення | Одиниці | Величина показника                                                                               |
|------------------------------------------|------------|---------|--------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1                                        | 2          | 3       | 4                                                                                                |
| Вантажопідйомність крана                 | Q          | т       | 200/2х70                                                                                         |
| Конструктивна маса                       | G          | т       | 258                                                                                              |
| Робочі швидкості                         | V          | м/с     | Підйом – 0.04<br>Пересування крана – 0.33<br>Пересування візка – 0.0935                          |
| Строк служби ПТМ                         | T          | років   | 20                                                                                               |
| Встановлена потужність електродвигунів   | W          | кВт     | Підйом головний -75<br>Підйом допоміжний -45<br>Пересування крана – 5.5<br>Пересування візка – 3 |
| Група класифікації (режим роботи)        | A/ПВ       | %       | A5/25                                                                                            |
| Ціна ПТМ                                 | Ц          | Грн.    | 10320000                                                                                         |
| Кількість працівників, обслуговуючих ПТМ | Ч          | Чол.    | 10                                                                                               |

Економічне обґрунтування виконується для спеціального мостового крана з ринковою вартістю  $A_z = 10320$  тис. грн. Нормативний строк амортизації становить 10 років, що відповідає щорічним амортизаційним відрахуванням у розмірі  $A_z = 1032000$  грн. Термін оренди  $T_n = 5$  років приймається окремо, з урахуванням визначення залишкової вартості обладнання після завершення дії договору.

Середня відсоткова ставка за банківським кредитом у гривні, що надається АТ «Ощадбанк», становить 22% річних. Саме цей показник

доцільно прийняти як базовий для розрахунку вартості фінансування, оскільки він визначає альтернативні витрати як для покупця, так і для потенційного лізингоотримувача.

Підприємство, яке планує придбання крана, має обрати між двома варіантами: купівлею за рахунок кредитних коштів строком на 5 років під 22% річних або отриманням обладнання у фінансовий лізинг. Для прийняття рішення необхідно проаналізувати економічну сутність лізингу та оцінити його переваги й недоліки для користувача техніки.

У разі обмежених фінансових можливостей замовника виробник може передати виготовлений кран у лізинг. Для орендаря така схема є формою фінансування користування майном без набуття права власності. Саме це і є принциповою відмінністю лізингу від прямих капітальних інвестицій в основні засоби.

Перехід від купівлі до орендної форми використання дозволяє зменшити одноразові витрати та уникнути значного вилучення обігових коштів. Крім того, знижується ризик морального старіння обладнання, адже за умов швидкого технічного прогресу придбання дорогого устаткування може стати економічно невигідним у перспективі. Лізинг частково мінімізує цю небезпеку.

Після виготовлення та підготовки крана до відвантаження виробник виставляє рахунок лізинговій компанії. Після оплати лізингодавець стає власником обладнання та зберігає це право протягом усього строку дії договору. Сторони заздалегідь знають продажну вартість техніки, проте в договорі фіксуються передусім суми орендних платежів та графік їх сплати.

Під час проведення економічних розрахунків лізингоотримувач виходить із вартості залученого капіталу, тобто з прийнятої відсоткової ставки фінансування, що дозволяє порівняти витрати за різними варіантами придбання або користування краном і визначити найбільш доцільний спосіб інвестування.

Відсоток фінансування:

$$P_n = \frac{(P_z - A_z) \cdot 100}{K \cdot (C_n - C_0)} \quad (8.1)$$

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.;

Лізингова фірма визначає щорічні відрахування за надання своїх послуг. В описаних умовах вона складає (на рік) складає 1290000 грн.

Ця сума повідомляється лізингоотримувачу. Лізингоотримувач буде перевіряти її за формулою відсотка фінансування:

$$P_n = \frac{(1290000 - 1032000) \cdot 100}{0.5 \cdot (10320000 - 5160000)} = 10\%$$

Запропонована ставка фінансування є прийнятною для лізингоотримувача, оскільки вона суттєво менша за відсоткову ставку банківського кредитування, що робить залучення коштів економічно вигіднішим.

Після виконання всіх фінансових розрахунків необхідно також визначити витрати на технічне обслуговування обладнання. Зазвичай їх оцінюють у відсотковому співвідношенні до початкової вартості крана.

Для спеціальних мостових кранів витрати на технічне обслуговування, як правило, становлять 8–10% від первісної ціни. У разі експлуатації в складних виробничих умовах цей показник може бути вищим, однак для спрощення подальших розрахунків доцільно прийняти максимальне значення - 10%. Таким чином, річні витрати на технічне обслуговування становитимуть 1032000 грн.

З урахуванням чотирирічного періоду експлуатації (за умови, що протягом першого року сервісне обслуговування здійснюється за рахунок виробника) сукупні витрати на технічне обслуговування складуть 4 128 000 грн.

Таблиця 8.2 – Техніко – економічні показники ПТМ

| Показник                                        | Умовне позначення | Одиниці | Нова ПТМ | Базова ПТМ |
|-------------------------------------------------|-------------------|---------|----------|------------|
| 1                                               | 2                 | 3       | 4        | 5          |
| Вантажопідйомність крана                        | Q                 | т       | 200/2х70 | 180/2х70   |
| Проліт крана                                    | L                 | м       | 32       | 32         |
| Група класифікації крана (тривалість включення) | A (ПВ)            | (%)     | A5(25)   | A5(25)     |
| Маса                                            | G                 | т       | 258      | 258        |
| Оптова ціна виробу                              | Ц                 | грн.    | 10320000 | 10320000   |
| Строк експлуатації крана                        | $T_e$             | років   | 5        | 5          |
| Економія капітальних вкладень                   | $\Delta K_E$      | грн.    | 3870000  | 3870000    |

Запропонований спосіб інвестування коштів дає змогу суттєво скоротити витрати, пов'язані з підготовкою персоналу АЕС. Застосування лізингової схеми забезпечує економічний ефект у розмірі майже 4 млн грн порівняно з альтернативними варіантами фінансування.

Аналіз показує, що лізинг підйомно-транспортного механізму (ПТМ) є більш доцільним рішенням, ніж придбання обладнання за рахунок банківського кредиту на період оренди. За умови орієнтації на кредитну ставку, встановлену АТ «Ощадбанк», використання лізингу дозволяє приблизно вдвічі зменшити загальні витрати на експлуатацію ПТМ.

Отже, для Запорізької АЕС найбільш економічно обґрунтованим варіантом інвестування коштів у забезпечення навчального процесу персоналу АЕС України на п'ятирічний період є саме лізинг із правом подальшого викупу обладнання, що перебувало в користуванні.

## 9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

Дипломний проект передбачає модернізацію спеціального мостового крана. Під час експлуатації цього обладнання можуть виникати різноманітні небезпечні та шкідливі виробничі фактори, серед яких:

- можливість травмування крановим гаком, підвіскою або вантажем;
- падіння вантажу зі стропів у разі недотримання правил безпечного їх використання;
- отримання травм при обриві вантажних канатів через порушення вимог безпеки;
- ризик сходу крана з рейок і його падіння на територію цеху;
- недостатнє освітлення робочої зони;
- небезпека ураження електричним струмом;
- вплив електромагнітних імпульсів;
- підвищений рівень шуму та вібрацій.

Крім цього, можливо виділити фактори, що негативно впливають на навколишнє середовище, оскільки об'єктом виробництва є атомна електростанція:

- забруднення повітря викидами відпрацьованих газів;
- забруднення водних ресурсів через скиди відпрацьованої води з парової установки у водосховище.

Оскільки тема дипломного проекту стосується спеціального мостового крана з вантажопідйомністю 180/2×70 т, нижче наведено комплекс заходів з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни та пожежної безпеки під час експлуатації, монтажу та ремонту цього крана в корпусі «Г» Запорізької атомної електростанції.

## 9.1 Заходи з охорони праці

Розглядається спеціальний навчальний мостовий кран із дворогим пластинчастим гаком, вантажопідйомністю  $Q = 180/2 \times 70$  тонн і масою 258 290 кг, призначений для виконання перевантажувальних та технологічних операцій з основним обладнанням реакторних установок енергоблоків ВВЭР–1000 (В–320) у корпусі навчально-тренувального центру ОП ЗАЕС. Діяльність крана ідентична операціям, що виконуються на діючих АЕС, і забезпечує практичну підготовку ремонтного та оперативного персоналу АЕС України, який відповідає за технічне обслуговування та ремонт зазначених реакторів. Кран спроектовано відповідно до НПАОП 0.00–1.01–07 «Правила устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів».

Загальні вимоги з безпеки під час навантажувально-розвантажувальних робіт регламентуються ГОСТ 12.3.009–79. Відповідно до цього стандарту всі роботи повинні виконуватися механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання відповідно до проекту проведення робіт або інших нормативно-технічних документів.

Місця виконання навантажувально-розвантажувальних операцій повинні бути обладнані відповідними знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026–76. Персоналу забороняється перебувати на вантажі або в зоні його можливого падіння, а також переміщати вантаж над приміщеннями чи транспортними засобами, де знаходяться люди. Проходи та проїзди на території виконання робіт повинні бути забезпечені достатнім рівнем природного або штучного освітлення. Персонал, задіяний у роботах, забезпечується санітарно-побутовими приміщеннями та доступом до якісної питної води.

Легкодоступні рухомі частини механізмів, що можуть стати причиною травми, закриваються металевими огороженнями. До них належать:

- зубчасті, ланцюгові та черв'ячні передачі;

-з'єднувальні муфти з виступаючими болтами та шпонками, а також усі муфти, розташовані поблизу проходів обслуговуючого персоналу.

Ходові колеса крана і візка обладнуються захисними щитками, які запобігають потраплянню сторонніх предметів під колесо, при цьому зазор між рейкою та щитком не повинен перевищувати 10 мм. Неізольовані частини електрообладнання, що перебувають у зоні доступу до рук персоналу, мають бути огорожені, а все електрообладнання на крані обов'язково заземлюється.

Згідно з ДСП 173–96 Запорізька АЕС відноситься до I класу виробництва і має санітарно-гігієнічну зону радіусом 3000 м, а навколо станції передбачена зона спостереження шириною 30 км для моніторингу радіаційної обстановки.

У приміщенні оператора крана та підкрановому відсіку забезпечуються оптимальні параметри мікроклімату відповідно до ДСН 3.3.6–042–99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Для приміщення оператора передбачено спеціально налаштовані кондиціонери другого класу та настінні електричні обігрівачі для підтримки комфортної температури. Вологість повітря підтримується на рівні 40–60% за допомогою ультразвукових зволожувачів, а швидкість руху повітря не перевищує 0,1 м/с. Для приміщення напівцеху (категорія робіт Пб) температура регулюється кондиціонерами першого класу та обігрівачами залежно від пори року, вологість - 40–60%, швидкість руху повітря - не більше 0,2 м/с. Чистота повітря підтримується вентиляційною системою з природним побудженням та фільтрацією.

Відповідно до ДБН В.2.5–28–2006 у корпусі та відділеннях з пультом керування крана забезпечується природне та штучне освітлення. Природне світло надходить через вікна, розташовані по обидва боки напівцеху, у навчальних аудиторіях та лабораторіях вікна розташовані з одного боку будівлі. Штучне освітлення забезпечується галогеновими лампами під стелею напівцеху та газорозрядними лампами у навчальних аудиторіях.

Аварійне та евакуаційне освітлення реалізується лампами розжарювання у критичних точках, де світловий потік становить 2 лк для аварійного і 0,5 лк для евакуаційного освітлення. Охоронне та чергове освітлення також забезпечується галогеновими лампами з інтенсивністю 0,5 лк.

Таблиця 9.1 - Норми освітлюваності робочих місць за 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                 |

Захист персоналу від виробничого шуму забезпечується комплексно двома основними способами. По-перше, для стропальників, які працюють безпосередньо з краном, а також для персоналу навчального центру, що оперує механізмами металопереробки, передбачене використання спеціальних звукоізолюючих навушників, що ефективно знижують рівень непостійного шуму під час роботи крана та інших механізмів. По-друге, приміщення пульта керування обладнане звукоізоляційними матеріалами, вбудованими безпосередньо в стінні конструкції, що забезпечує комфортну акустичну обстановку для оператора. Вплив вібрацій на персонал не передбачається, оскільки рівень вібрацій у навчальному корпусі значно нижчий за нормативно допустимі межі.

Захист від радіаційного випромінювання, що може походити від АЕС, досягається завдяки протирадіаційному екрануванню будівлі, з використанням спеціальних огорожувальних мастик. Це дозволяє підтримувати рівень радіації у межах допустимих норм, встановлених НРБУ-97. У разі аварійних ситуацій навчальний центр оснащений індивідуальними засобами захисту персоналу, такими як протирадіаційні костюми з

включенням свинцю, бору, кадмію та графіту, протигазу, а також медичними комплектами для надання першої допомоги та знезараження.

Щодо захисту навколишнього середовища, викиди АЕС поділяються на три основні категорії:

- викиди відпрацьованих газів у атмосферу через димоходи;
- викиди відпрацьованої води;
- утилізація відходів ядерного палива реакторного блоку.

Захист повітряного середовища забезпечується комплексною системою газоочистки, що затримує практично весь йод та інертні гази. Очищення водних ресурсів реалізується через систему фільтрів та очисних комплексів, що значно знижує рівень забруднення відпрацьованої води. Система фільтрації також передбачає видалення важких радіоактивних сполук з подальшим їх поміщенням у спеціальні контейнери та утилізацією. Для безпечного зберігання відпрацьованого ядерного палива на електростанції збудовано сухе сховище ССВЯП, здатне утримувати паливо протягом наступних 50 років із мінімальним ризиком його вивільнення. ССВЯП являє собою бетонну площадку, на якій розміщені контейнери з двома компонентами – внутрішнім та зовнішнім.

Навчальна зона забезпечена всіма необхідними санітарно-побутовими приміщеннями:

- закриті гардеробні;
- умивальні, частково розташовані поруч із робочими місцями (40%);
- туалети на кожному поверсі;
- кімнати для куріння, розташовані поряд із туалетами;
- медичний пункт охорони здоров'я для груп від 50 до 300 осіб.

Розташування приміщень відповідає вимогам СНиП 2.09.04–87 «Санитарно-бытовые помещения».

Матеріали та конструкції навчального центру належать до категорії Г вибухопожежної та пожежної небезпеки згідно СНиП 2.09.02–85. Відповідно

до ДБН В.1.1.7–2002, будівля навчального центру належить до III ступеня вогнестійкості.

Для безпечної евакуації працівників у разі пожежі передбачені спеціально спроектовані евакуаційні переходи без перепадів висоти, із збереженням нормативного поперечного перерізу та обладнані вогнестійкими рамами. Сходові маршрути відповідають технічним нормам: ширина сходової площадки – 2 м, ухил сходів – 1:1, ширина сходів – 0,5 м, висота сходинки – 0,3 м. Навчальний корпус Г має чотири евакуаційні виходи: два в напівцеху з крановим обладнанням та два на першому поверсі. Висота і ширина прорізів встановлені відповідно до нормативів – 2,2 м і 1 м, двері відкриваються назовні, а максимальна відстань від навчальної лабораторії до виходу – 55 м.

Обладнання крана, освітлювальні та силові мережі повністю відповідають вимогам пожежної безпеки. Легкозаймисті частини кранів (канати, електродвигуни) виконані відповідно до європейських стандартів, а силові мережі захищені від загоряння.

Для своєчасного виявлення пожеж у корпусі Г встановлені спеціальні системи сигналізації та датчики диму. У напівцеху під стелею розташовані уловлювачі диму, а в аудиторіях та лабораторіях – по 4 стандартні датчики на кімнату, розташовані квадратом. Сигнал від датчиків передається на центральну систему оповіщення, що активує звукову та світлову сигналізацію. Також передбачено радіоповіщення персоналу службою охорони.

Протипожежні заходи включають систему внутрішнього пожежного водопостачання, об'єднану з господарсько-питним водопроводом. Мінімальний тиск у мережі під час гасіння пожежі – 10 м. Норма витрати води для двох пожежних струменів – не менше 2,5 л/с кожен. У корпусі встановлено п'ять пожежних кранів із рукавами та брансбойтами.

На кожному поверсі навчального корпусу присутні:

-вогнегасники ОП–4 у кожній аудиторії чи лабораторії;

-ящик з піском об'ємом  $0,5 \text{ м}^3$  – 1 шт.;

-пожежний щит із лопатою, багром, відром – 1 шт.

У напівцеку наявні один ящик із піском, один пожежний щит та два вогнегасники ОП-4.

Після виконання заходів з безпеки можна перейти до розрахунку та визначення діаметру сталевих канатів для стропування вантажів під час їх підйому.

Вага вантажу складає 15 т;

число канатів у стропі - 4 шт;

кут зачалування стропа -  $30^\circ$ ;

маркіровочна група каната – 1372 МПа.

Визначимо зусилля в канаті стропа за формулою:

$$S = \frac{Q}{n} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{147}{4} \cdot \frac{1}{0.87} = 42.24 \text{ кН} \quad (9.1)$$

де:  $Q$  – вага вантажу, кН;

$n$  – число канатів у стропі, шт.;

$\alpha$  – кут зачалування стропа.

Таким чином визначимо розрахункове зусилля каната:

$$P = S \cdot K = 42.24 \cdot 10 = 424 \text{ кН} \quad (9.2)$$

де  $K$  – коефіцієнт запасу міцності ( $K = 10$ ).

За найближчим більшим числовим значенням розрахункового зусилля каната стропа обираємо канат діаметром 33 мм та заданою маркіровочною групою 1372 МПа.

## 9.2 Заходи з цивільної оборони

Розглянемо вплив проникаючої радіації та радіоактивного забруднення на виробничі процеси промислових об'єктів.

Проникаюча радіація виникає під час ядерного вибуху та являє собою потік гамма-променів і нейтронів, що виходить із зони вибуху. Джерелами такої радіації є ланцюгові ядерні реакції та розпад радіоактивних продуктів, що утворилися внаслідок ядерного процесу. Тривалість впливу проникаючої радіації обмежується 10–15 секундами після вибуху. Вона впливає на виробничу діяльність через шкоду, яку завдає людям, а також чутливим матеріалам і приладам.

Іонізуючі випромінювання, взаємодіючи з молекулами живих тканин, завдають біологічної шкоди людині, що проявляється порушенням роботи окремих органів і систем та розвитком променевої хвороби. Ступінь ураження залежить від отриманої дози радіації, причому доза гамма-випромінювання на однаковій відстані від центру вибуху значно перевищує дозу нейтронів.

В залежності від величини дози розрізняють чотири ступені променевої хвороби:

- легка (100–200 Р);

- середня (200–300 Р);

- тяжка (300–600 Р);

- вкрай тяжка (>600 Р), яка майже завжди призводить до смерті протягом 5–10 діб. При середньому та тяжкому ступенях смертність становить близько 20% та 50% відповідно, тоді як легка форма є виліковною протягом 1–2 місяців.

Вплив проникаючої радіації на матеріали та обладнання визначається типом випромінювання, дозою, властивостями матеріалу та умовами середовища. Найбільш вразливими є електронне обладнання, обчислювальні

машини, оптичні прилади та фотоплівка. При короткочасній дії виникають тимчасові (оборотні) та постійні (необоротні) зміни електричних параметрів; гамма-промені викликають зворотні зміни, нейтрони – необоротні.

Гамма-промені, проходячи через радіоелектронні компоненти, утворюють вільні носії зарядів, що підвищує провідність матеріалів, збільшує витік струму та знижує опір, а у газорозрядних приладах зменшує напругу запалювання. Ці явища зазвичай тривають кілька секунд і можуть призвести до тимчасових збоїв роботи апаратури. Нейтронне випромінювання особливо небезпечне для напівпровідникових приладів, оскільки змінює кристалічну решітку матеріалу, викликаючи необоротні порушення функцій.

Конденсатори, особливо електролітичні та паперові, при опроміненні втрачають пробивну напругу та опір витоку, а електровакуумні прилади (телевізійні трубки, фотоелементи) під впливом інтенсивного випромінювання затемнюються.

Для підвищення надійності роботи електронного обладнання в умовах проникаючої радіації застосовують захисні екрани, радіаційно стійкі матеріали, спеціальні схеми з блокуванням шкідливих струмів та напруг або автоматичним вимкненням.

Радіоактивне забруднення створює додаткові загрози для людей через тривале опромінення гамма-променями на зараженій території. Радіоактивні речовини випромінюють гамма-промені, альфа- та бета-частки, причому основну небезпеку становлять гамма-промені, здатні спричиняти променеву хворобу. На відміну від короткочасного впливу проникаючої радіації, гамма-промені на зараженій території діють безперервно, поки людина не залишить небезпечну зону або не перебуває у захисному приміщенні.

Тривалий контакт електронного обладнання з радіоактивним забрудненням призводить до необоротних змін електричних параметрів і виходу з ладу компонентів.

Заходи з охорони праці, санітарії, гігієни та пожежної безпеки, запроваджені у навчальному корпусі Г навчально-тренувального центру Запорізької АЕС, забезпечують безпечні та комфортні умови праці персоналу. Цивільна оборона гарантує стабільну роботу об'єкта та захист персоналу у випадку надзвичайних ситуацій.

## ВИСНОВОК

У даній роботі були розроблені та обґрунтовані схеми, а також виконані розрахунки для механізмів спеціального електричного мостового крана. Крім того, здійснено модернізацію механізму головного підйому для забезпечення вантажопідйомності 200 т. Усі обчислення виконувалися для крана з вантажопідйомністю  $200/2 \times 70$  т, прольотом 32 м, що належить до групи А5 згідно з класифікацією ISO та працює в середньому режимі.

Розрахунки охоплювали такі механізми:

- головного підйому;
- допоміжного підйому;
- пересування візка;
- пересування крана;
- механізму висування осі;
- механізму обертання підвіски.

Після проведення модернізації також виконано перевірочний розрахунок вузла з'єднання кінцевих балок із металоконструкцією крана на міцність. Для підвищення вантажопідйомності головного підйому було обрано вантажний канат із більш високою маркіровочною групою, ніж у початковому проекті. Після підбору всіх необхідних деталей і вузлів механізму здійснено розрахунок похибки відхилення від значень, визначених у завданні до дипломного проекту. На всіх механізмах вона не перевищує допустимих норм.

Окрім технічних розрахунків, у дипломному проекті проведено оцінку економічної ефективності реалізації проекту та викладено опис виробничих умов з урахуванням вимог безпеки праці.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : навч. посібник / О. В. Григоров, Н. О. Петренко ; Нац. техн. ун-т “Харків. політехн. ін-т”. Харків : НТУ “ХПІ”, 2006. 304 с.
2. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об’єктів будівництва. Загальні вимоги. Київ : Мінрегіон України, 2017.
3. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення. Київ : ДП “УкрНДНЦ”, 2020.
4. Мартовицький Л. М. Атлас металоконструкцій ПТМ : навч. посіб. / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко, Г. В. Клименко ; за ред. Л. М. Мартовицького ; Нац. ун-т “Запоріж. політехніка”. Запоріжжя : Нац. ун-т “Запоріж. політехніка”, 2019. 222 с.
5. Мартовицький Л. М. Крани спеціальні : навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. Запоріжжя : Національний університет “Запорізька політехніка”, 2023. 396 с.
6. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : затв. наказом Міністерства соціальної політики України від 19.01.2018 № 62 ; зареєстр. в Міністерстві юстиції України 27.02.2018 за № 244/31696. Чинний від 10.04.2018. URL: [https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id\\_doc=77156](https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=77156) (дата звернення: 07.05.2026).
7. Охорона праці та цивільний захист : підручник / за ред. О. Г. Левченка. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 420 с.
8. Пат. 122613 U Україна. Ударний вибійний двигун / М. І. Оринчак, І. І. Чудик, О. І. Кирчей, О. С. Бейзик, О. Б. Марцинків. № u201613137 ; заявл. 22.12.2016 ; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.
9. Пат. 123713 U Україна. Насосно-циркуляційна система бурової установки / М. М. Лях, Л. Є. Шкіца, Т. М. Яцишин, О. І. Сидоренко ; заявник

і патентовласник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. № u201707840 ; заявл. 26.07.2017 ; опубл. 12.03.2018, Бюл. № 5. 6 с.

10. Пат. 35712 У Україна. Мобільна бурова установка / Є. І. Крижанівський, М. М. Лях, І. В. Короп, Я. Т. Федорович ; власник Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. № а200512779 ; заявл. 29.12.2005 ; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19.

11. СНиП 2.09.03-85. Споруди промислових підприємств. Зміна № 1 (національна) : будівельні норми і правила : затв. наказом від 21.10.2004 № 195. Чинний від 01.04.2005.

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

13. Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої техніки : підручник. Київ : Ліра-К, 2017. 376 с. ISBN 978-966-2609-48-6.

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