

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин та ДТМ

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему Брак коловий α 10/5 T

Виконав: студент(ка) IV курсу, групи МЗ-312с.п

Спеціальності 133 Талерве машинобудівництво
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підприємство-проєктувальник машин та мех

Мороз С. І.

(прізвище та ініціали)

Керівник Мартовіцький Л. Н.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Козак А. С.

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин та ПІК
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 Технологічне машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підприємство-трактористи, дорожники, будівельні
механізми машин і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 20 _____ року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Мороз Сергій Дмитрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Кран коловий А 10/5Т.

керівник проекту (роботи) Козак Дмитро Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 25 » квітня 20 25 року № 2

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 10.06.2025р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Кран коловий електричний спеціальний
вантажопідіймальністю А 10/5Т

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розрахунок механізму підйому вагтями, розрахунок механізму перемищення вагтями візка, розрахунок механізму крана, перевірка розрахунку механізму підйому вагтями спеціального виду від виробництва нового крана. Обрати матеріал

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

Загальний вид колового крана А 2
Металоконструкція колового крана А 2
Вантажний візок колового крана А 1
Механізм перемищення колового крана А 1

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Козак Д. С.	18.04.2025	
2	Козак Д. С.	13.05.2025	
3	Козак Д. С.	16.05.2025	
4	Козак Д. С.	25.05.2025	
5	Козак Д. С.	02.06.2025	
6	Козак Д. С.	10.06.2025	

7. Дата видачі завдання « 25 » квітня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Кресл Козловий		
2	Розрахунок механізму підйому		
3	Розрахунок механізму переміщення		
4	Розрахунок ходової частини крану		
5	Перевірка розрахунку металоконструкцій		
6	Економічний розрахунок		
7	Оформлення		

Студент

С.М.
(підпис)

Мороз С.І.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 64 с., 6 рис., 2 табл., 12 джерел.

ЕЛЕКТРОДВИГУН, БЛОК, КАНАТ, РЕДУКТОР, БАРАБАН, ПІДВІСКА,
ПОЛІСПАСТ, ГАЛЬМО, МУФТА, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, ПІДШИПНИК

У проєкті вирішенні наступні задачі:

- розраховано механізму підйому вантажу;
- розраховано механізм переміщення вантажного візка;
- розраховано механізм переміщення крана;
- проведено перевірочний розрахунок металокопструкції;
- розраховано економічний ефект від впровадження нового крану;
- вказані основні заходи, щодо охорон праці,

Дипломний проєкт забезпечено графічною частиною, яка виконана на аркушах формату А1 та А2х3:

- загальний вид козлового грейферного крану.
- металокопструкція козлового грейферного крану.
- вантажний візок козлового грейферного крану.
- механізм пересування козлового грейферного крану.

ЗМІСТ

Вступ	7
1 Опис базової машини	1
2 Розрахунок механізмів крана	11
2.1 Розрахунок механізму підйому вантажу	11
2.1.1 Вихідні данні	11
2.1.2 Вибір каната	12
2.1.3 Барабан канатний	13
2.1.4 Вибір електродвигуна	13
2.1.5 Вибір механічної передачі механізму підйому	14
2.1.6 Крутні моменти на валах механізму підйому	15
2.1.7 Перевірка редукторів та вибір муфт	15
2.1.8 Вибір гальм	16
2.1.9 Розрахунок барабана на міцність	17
2.1.10 Кріплення каната до барабана прижимними планками	18
2.1.11 Розрахунок гайкової підвіски	20
2.2 Механізм пересування візка	26
2.2.1 Вихідні данні	26
2.2.2 Визначення максимальних та мінімальних навантажень на під візкові рейки	28
2.2.3 Визначення опорів пересування візка	28
2.2.4 Вибір електродвигуна	31
2.2.5 Вибір механічної передачі механізму пересування візка	32
2.2.6 Крутні моменти. Перевірка редукторів і електродвигуна	33
2.2.7 Вибір муфт	33
2.2.8 Вибір і перевірка гальм	34
2.2.9 Час розгону електродвигуна	35
2.2.10 Перевірка запасу зачеплення	36
2.3 Механізм пересування крана	37

2.3.1 Вихідні данні	38
2.3.2 Визначення максимальних та мінімальних навантажень на підкранові рейки	39
2.3.3 Визначення опору переміщенню крана	41
2.3.4 Вибір електродвигуна	44
2.3.5 Вибір механічної передачі механізму переміщенню крана	45
2.3.6 Крутні моменти. Перевірка редукторів і електродвигуна та вибір муфт	45
2.3.7 Визначення величини та гальмового моменту	46
2.3.8 Перевірка запасу зачеплення	47
2.3.9 Час розгону електродвигуна	48
3 Розрахунок головної балки	50
4 Економічне обґрунтування спроектованого козлового крана	55
5 Охорона праці	58
5.1 Аналіз потенційних небезпек	58
5.2 Заходи по забезпеченню безпеки	58
5.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці	62
5.4 Пожежна безпека	63
5.5 Заходи з цивільної оборони	64
Висновки	65
Перелік джерел посилань	66

ВСТУП

Вантажопідйомні машини є одним з найважливіших засобів механізації виробничих процесів всіх галузей. Наявність великої кількості конструктивних типів вантажопідйомних машин викликано як різноманіттям видів і властивостей переміщуваних вантажів, так і різноманіттям способів їхніх переміщень. Від раціонального вибору типу вантажопідйомних машин, правильного визначення основних параметрів і добре організованої експлуатації цих машин значною мірою залежить стабільність виробничого процесу й продуктивність підприємства.

Козлові крани є одним з основних видів засобів механізації перевантажувальних і складських робіт.

По призначенню козлові крани розділяють на три основні групи: загального призначення, будівельно-монтажні й спеціальні призначення.

Простота керування й обслуговування, відносно низька вартість виготовлення й експлуатації обумовили все зростаюче застосування козлових кранів.

Козлові крани призначені для виконання операцій, пов'язаних з монтажем і експлуатацією гідроелектростанцій, складських площадок, контейнерних терміналів. Специфічні умови експлуатації цих кранів обумовлюють різноманітність їхніх конструкцій.

Вантажопідйомність козлових кранів досягає 500т., прольоти - 100м, висота підйому - 100м та в спеціальному виконанні - діапазон підйому більше 200м. Швидкість (м/с): пересування крана 0,1 - 2,5, пересування візка 0,1 - 2, підйому вантажу до 1.

Як вантажозахватний орган служать: гаки, грейфери, електромагніти, спредери, захвати й інші спеціальні пристрої.

Кабіна керування розташовується на опорі крана в місці, що забезпечує найкращий огляд і безпеку роботи крановика, а при необхідності - на візку, або має можливість автономно переміщатися уздовж прольоту крана

Кранами зі швидкістю пересування до 1 м/с можна управляти з підлоги. Застосовують дистанційне керування, особливо при наявності трьох механізмів. При рідкому використанні й малій вантажопідйомності застосовують крани з ручним приводом. На мосту крана можуть розташовуватися два вантажні візки на одному або двох шляхах. У випадку обмеження габариту крана по висоті вантажний візок переміщається усередині моста. Для подачі за межі прольоту крана застосовують візки з поворотною стрілою або консольною фермою.

Механізми пересування вантажних візків виконують із роздільним приводом (з кожної сторони мосту) при великій колії візка .

При більших потужностях привода в кранах відповідального призначення передбачають на кожному балансірі установку механізму пересування крана.

При кріпленні гака на спеціальній траверсі на ній можна встановлювати механізм обертання гака. Підйомні лебідки можуть бути розміщені на поворотній рамі із приводними колесами (обертіві візки).

Ходові колеса кранів виконують двохрановими або безхрановими з горизонтальними напрямляючими роликками. У чотирьохколесних механізмах приводними є два колеса. Ходові колеса вантажних візків виконують дво- і однохрановими.

Козловий спеціальний електричний кран розрахований у даному дипломному проекті має вантажопідйомність 50/10т. Режим роботи важкий А7. Діапазон головного підйому 50м. Проліт крана становить 42м. Швидкість пересування крана й візка відповідно 0,8 м/с і 1 м/с.

За базовий кран для розробки цього проекту був взятий кран розроблений заводом ЗАТ «Запоріжкран».

1 ОПИС БАЗОВОЇ МАШИНИ

Базова машина - кран козловий електричний спеціальний, вантажопідйомністю $Q=50/10$ т.

Кран, що розглядається у даному проекті це технологічний виріб призначений для обслуговування площадок укрупненого складання металевих і залізобетонних конструкцій, відкритих складів, устаткування, а також для підйому й транспортування різних вантажів. Цей кран характеризується великою тривалістю роботи, високими швидкостями:

- підйому вантажу – 0,3 м/с
- пересування крана – 1 м/с
- пересування візка – 1,2 м/с

що забезпечує більше високу продуктивність, чим у монтажних кранів.

Кран може поставлятися в райони з помірним кліматом з діапазоном температур від -45 °С до $+45$ °С, де швидкість вітру на висоті до 10 м. від поверхні землі не перевищує 30 м/с.

Кран козлової складається з наступних вузлів: металоконструкції, механізмів і електроустаткування.

Металоконструкція виконана, як правило, у вигляді мосту, що опирається на дві опори. Міст виконаний у вигляді коробчастої балки з листового прокату.

Даний кран складається з механізмів до яких ставляться:

- механізм головного підйому
- механізм пересування вантажного візка
- механізм пересування крана

Також є й допоміжні механізми, запобіжні пристрої, протиугінні захвати та ін.

Електроустаткування складається із двигунів, пуско-регулюючої апаратури, силових ланцюгів, керування й сигналізації, освітлення й опалення.

Недоліками крана є те що кран був виготовлений з розрахунку на вантажопідйомність 40/12 т, що при все більш зростаючих обсягах

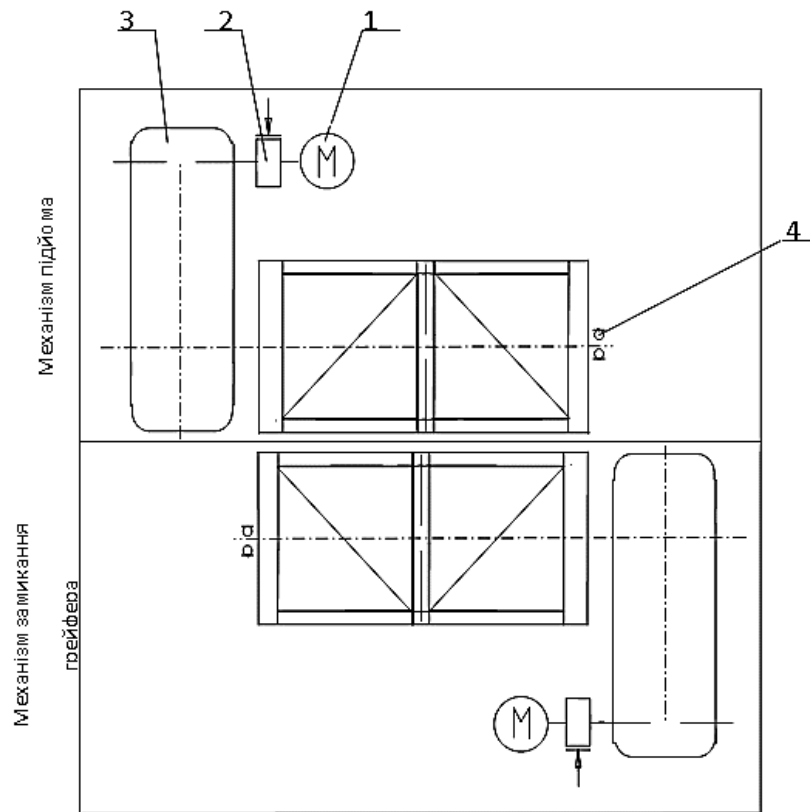
навантажувально-розвантажувальних робіт вже не задовольняє поставленим вимогам до цього крану.

Для того, щоб створити механізм який задовольнив всім вимогам, які були позначені нижче потрібно було спроектувати новий механізм підйому вантажу з використанням складових, що виробляються вітчизняною промисловістю. Також в процесі модернізації крану для спрощення його обслуговування потрібно використати в механізмах пересування крану та вантажного візка вітчизняні складові.

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ КРАНА

2.1 Розрахунок механізму підйому вантажу

2.1.1 Вихідні данні



1-Електродвигун МТН 412 У1 3-Редуктор Ц2-650-25-22М-У2

2-Гальмо ТКГ-300-СУ-У2

4-Підшипникова опора барабану

Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму підйому і замикання грейфера

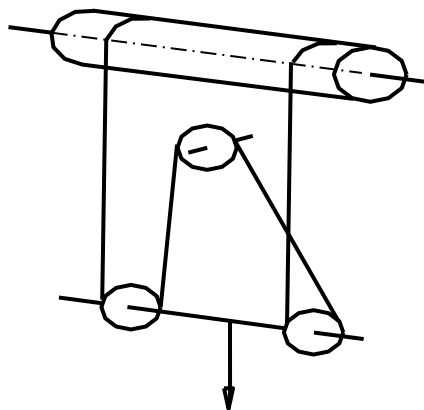


Рисунок 2.2 - Схема запасовки каната механізму підйому та механізму замикання грейфера

$Q = 10000$ - вантажопідйомність, кгс;

$V = 18 (0,3)$ – швидкість підйому вантажу, м/хв (м/с);

$H = 50$ - висота підйому, м;

$m = 1$ - кратність поліспада механізму підйому.

2.1.2 Вибір каната

Найбільше зусилля у вітці підтримуючого канату канату, кгс (Н):

$$S = \frac{0,5 \cdot Q}{n} \quad (2.1)$$

де $n = 4$ – число віток підтримуючих канатів.

$$S = \frac{0,5 \cdot 10000}{4} = 1250 \text{ кгс} = 12258 \text{ Н}$$

Мінімальний допустимий коефіцієнт використання каната грейфер:

$$Z_{min} = 7,1$$

Тип канату 13,5-Г-В-Н-1764 ДСТУ 7668-80 подвійної звивки конструкції 6х36 з органічним сердечником.

Маркіровочна група канату, МПа -1764.

$S_p = 101500$ Н – розривне зусилля каната у цілому.

Фактичний коефіцієнт використання канату визначається за формулою:

$$Z_{\phi} = \frac{S_p}{S_k} \geq Z_{min} \quad (2.2)$$

$$Z_{\phi} = \frac{101500}{12258} = 8,28 \geq 7,1$$

2.1.3 Барабан канатний

Мінімально допустимий діаметр по дну канавки визначається за формулою:

$$D_6^{min} = h_1 \cdot d, \text{ м} \quad (2.3)$$

де $h_1 = 22,4$ – мінімальний коефіцієнт вибору діаметра барабану;

$d = 0,0135$ м – діаметр каната.

$$D_6^{min} = 22,4 \cdot 0,0135 = 0,3024 \text{ м}$$

Діаметри барабана:

$D_6 = 0,387$ м – по дну канавки;

$D_{cp} = 0,4$ м – по середній лінії канату;

$D_{вн} = 0,372$ м – внутрішній діаметр;

$t = 14$ мм – крок нарізки, мм;

$L_n = 230$ мм – довжина нарізної частини однієї секції барабану;

$Z_0 = 12$ – загальна кількість витків навивки

2.1.4 Вибір електродвигуна

Кількість приводів підйому підтримуючого канату

ККД механізму підйому:

$$\eta_o = \eta_p \cdot \eta_z \cdot \eta_6 \quad (2.4)$$

де $\eta_p = 0,98$ – ККД редуктора Ц2-650;

$\eta_z = 0,99$ – ККД зубчатої муфти;

$\eta_6 = 0,98$ – ККД барабана.

$$\eta_o = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,95$$

Розрахункова статична потужність двигуна визначається за формулою:

$$P_{ст} = \frac{0,5 \cdot Q \cdot V}{6120 \cdot \eta_o}, \text{кВт} \quad (2.5)$$

$$P_{ст} = \frac{0,5 \cdot 10000 \cdot 18}{6120 \cdot 0,95} = 15,5 \text{ кВт}$$

Встановлений електродвигун МТН 412 У1

$N_H = 22$ - номінальна потужність електродвигуна, кВт

$n_H = 715$ - частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$M_{max} = 883$ – максимальний момент, Н·м;

$I_{дв} = 0,63$ Нм - момент інерції ротора, кг м²

2.1.5 Вибір механічної передачі механізму підйому

Необхідне передаточне число механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_{ср} \cdot n_H}{m \cdot V} \quad (2.6)$$

$$i_H = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 715}{2 \cdot 18} = 24,95$$

Встановлений редуктор Ц2-650-25-22М-У2, де i_o - передаточне число редуктора, $i_o = 25$.

Фактична швидкість підйому вантажа з формули (2.6) має вигляд м/хв:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{ср} \cdot n_H}{m \cdot i_o}, \text{м/хв} \quad (2.7)$$

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 715}{2 \cdot 25} = 18,0 \text{ м/хв}$$

2.1.6 Крутні моменти на валах механізму підйому

Крутний момент на барабані визначається за формулою:

$$M_6 = \frac{S \cdot D_{cp}}{2 \cdot \eta_6} \cdot a_k, \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (2.8)$$

де a_k – число віток, що набігають на барабан, $a_k = 2$.

$$M_6 = \frac{12258 \cdot 0,4}{2 \cdot 0,98} \cdot 2 = 5003,3 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора Ц2-650 визначається за формулою:

$$M_1 = \frac{M_6}{i_0 \cdot \eta_p}, \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (2.9)$$

$$M_1 = \frac{5003,3}{25 \cdot 0,98} = 204,2 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Крутний момент на валу електродвигуна визначається за формулою:

$$M_2 = \frac{M_1}{\eta_3} < M_{max} \quad (2.10)$$

$$M_2 = \frac{204,2}{0,99} = 206,3 \text{ Н} \cdot \text{ м} < 883 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

2.1.7 Перевірка редукторів та вибір муфт

Коефіцієнт запасу міцності муфти визначається за формулою:

$$K = K_1 \cdot K_2 \quad (2.11)$$

$$K = 1,44$$

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ-5000 (МЗ-6) с допускним крутним моментом $[M]_M = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Коефіцієнт запаса міцності муфти визначається за формулою:

$$K_M = \frac{[M]_M}{M_2} > K \quad (2.12)$$

$$K_M = \frac{5000}{206,3} = 24,2 > 1,44$$

2.1.8 Вибір гальм

Необхідний момент визначається за формулою:

$$M_T = k_T \cdot \frac{9,81 \cdot (0,5 \cdot Q) \cdot D_{cp}}{2 \cdot m \cdot i_0}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.13)$$

де $k_T = 2$ – коефіцієнт гальмування.

$$M_T = 2 \cdot \frac{9,81 \cdot (0,5 \cdot 10000) \cdot 0,4}{2 \cdot 2 \cdot 25} = 392,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Максимальний ККД при гальмуванні визначається за формулою:

$$\eta_{max} = \frac{1 + \eta_0}{2} \quad (2.14)$$

$$\eta_{max} = \frac{1 + 0,95}{2} = 0,975$$

Встановлені гальма: ТКГ-300-СУ-У2

Максимальний гальмовий момент, Н·м:

$$[M]_T > M_T \quad (2.15)$$

$$[M]_T = 800 \text{ Н} \cdot \text{м} > M_T = 392,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Фактичний коефіцієнт запасу гальмування визначається за формулою:

$$k_{\text{тф}} = \frac{[M]_T \cdot 2 \cdot m \cdot i_0}{9,81 \cdot (0,5 \cdot Q) \cdot D_{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{max}}} \quad (2.16)$$

$$k_{\text{тф}} = \frac{800 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 25}{9,81 \cdot (0,5 \cdot 10000) \cdot 0,4 \cdot 0,975} = 4,2$$

2.1.9 Розрахунок барабана на міцність

Матеріал барабана - Сталь 30Л.

Межа плинності матеріалу барабана $\sigma_T = 255$ МПа.

Напруга стиску, яка виникає у тілі барабана визначається за формулою:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{S}{\delta \cdot t} < [\sigma]_{\text{ст}} \quad (2.17)$$

де δ – товщина стінки барабана, м, визначається за формулою:

$$\delta = \frac{(D_{\text{б}} - D_{\text{вн}}) \cdot 1000}{2} \quad (2.18)$$

$$\delta = \frac{(0,387 - 0,372) \cdot 1000}{2} = 7,5 \text{ мм}$$

$[\sigma]_{\text{ст}}$ – допустимі напруження, МПа, визначається за формулою:

$$[\sigma]_{\text{ст}} = \frac{\sigma_T \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n}, \text{ МПа} \quad (2.19)$$

де $\gamma_c = 1$ – коефіцієнт умов роботи;

$\gamma_m = 1,15$ – коефіцієнт надійності за матеріалом;

$\gamma_n = 1,75$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$$[\sigma]_{\text{ст}} = \frac{255 \cdot 1}{1,15 \cdot 1,75} = 126,7 \text{ МПа}$$

За формулою (2.17):

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{12258}{7,5 \cdot 14} = 116,7 \text{ МПа} < 126,7 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

2.1.10 Кріплення каната до барабана прижимними планками

Розрахункова напруга каната у місці кріплення визначається за формулою:

$$S' = \frac{S}{e^{f \cdot \beta}}, \text{ Н} \quad (2.20)$$

де $f = 0,1$ – мінімальний коефіцієнт тертя між канатом та поверхнею барабана;

β – кут обхвату барабана запасними вітками, рад, $\beta = 3\pi$.

$$S' = \frac{12258}{2,57} = 4770 \text{ Н}$$

Необхідний натиск всіх болтів кріплення визначається за формулою:

$$P = \frac{0,65 \cdot K_1 \cdot S'}{W}, \text{ Н} \quad (2.21)$$

де 0,65 - коефіцієнт, що враховує розгрузочну дію від тертя кріпінних витків каната о барабан;

$K_1 = 1,25$ – коефіцієнт надійності кріплення;

$W = 0,35$ – коефіцієнт опору руху каната при затисканні планками.

$$P = \frac{0,65 \cdot 1,25 \cdot 4770}{0,35} = 11073 \text{ Н}$$

Виходячи з умов міцності приймаємо болти М12 ДСТУ 7798:2008, в яких $d_{\text{BH}} = 1,016$ см. Кількість закріплюючих болтів визначається за формулою:

$$Z = \frac{4 \cdot 10 \cdot P}{1000 \cdot \pi \cdot d_{\text{BH}}^2 \cdot [\sigma]_p} \quad (2.22)$$

Допустимі напруження розтягу для сталі 20 ДСТУ 7809:2015 з $\sigma_T = 255$ МПа.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} \quad (2.23)$$

де $\gamma_c = 0,4$ – коефіцієнт умов роботи;

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

$\gamma_n = 1,5$ – коефіцієнт надійності за призначенням;

$$[\sigma]_p = \frac{255 \cdot 0,4}{1,05 \cdot 1,5} = 64,8 \text{ МПа}$$

$$Z = \frac{4 \cdot 10 \cdot 11073}{1000 \cdot 3,14 \cdot 1,016^2 \cdot 64,8} = 2,1$$

Приймаємо $Z = 3$.

2.1.11 Розрахунок гайкової підвіски

Виходячи з специфіки експлуатації крану та типу поліпасти, обираємо гакову підвіску скороченого типу.

Гак обираємо за номінальною вантажопідйомністю $Q = 10$ т та групою режиму роботи – важкий. Обираємо заготовку кованого однорогого гака №17 тип Б (табл. 2.1) з умовним позначенням: заготовка гака 17Б -1 ДСТУ 6627:2015

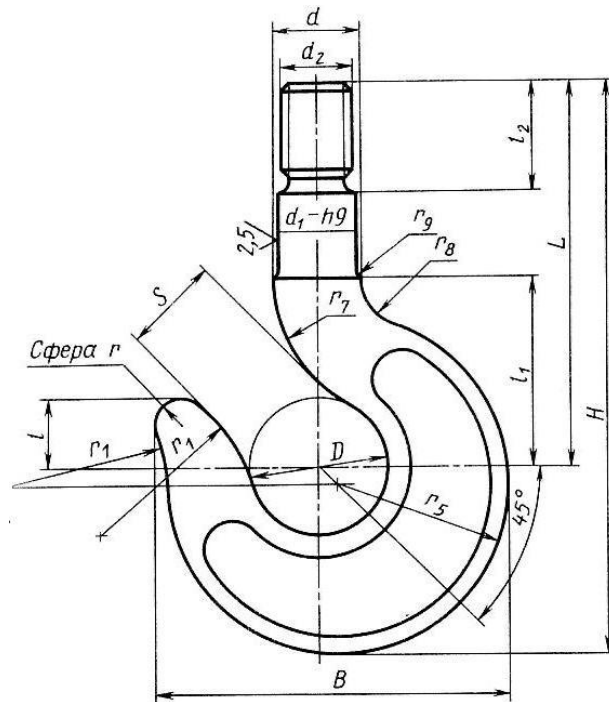


Рисунок 2.3 – Заготовка кованого однорогого гака №17 тип Б.

Таблиця 2.1 – Основні розміри гака

Параметр	D, мм	S, мм	L, мм	d, мм	l ₁ , мм
Значення	120	90	600	80	165

Висота гайки гака повинна приблизно бути рівною довжині різьби хвостовика гака, зовнішній діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру упорного підшипника.

Упорний підшипник гака вибирають за статичною вантажопідйомністю і діаметром шийки гака. На динамічну вантажопідйомність підшипник не перевіряють оскільки гак здійснює незначний коливальний рух.

Визначимо статичну вантажопідйомність підшипника, Н:

$$C_0 = 1,2 \cdot 10^4 \cdot (Q + G_H) \quad (2.24)$$

$$C_0 = 1,2 \cdot 10^4 \cdot (10 + 0,5) = 126000 \text{ Н}$$

Обираємо підшипник кульковий однорядний упорний легкої серії №8120 з такими технічними характеристиками (табл. 2.2):

Таблиця 2.2 – Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C ₀ Н	маса кг
8120	100	135	25	2,0	290000	0,97

Визначаємо діаметр вантажного блока за формулою:

$$D_{min} = e \cdot d_k \quad (2.25)$$

$$D_{min} = 25 \cdot 13,5 = 337,5 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_{\text{бл}} = 340 \text{ мм}$.

Траверсу розраховують на згин з припущенням, що сили, які діють на неї зосереджені, крім того, вважають, що перерізуючі сили незначним чином впливають на момент згину. Матеріал для виготовлення траверси – сталь 40 з такими характеристиками:

- межа міцності $\sigma_B = 580 \text{ МПа}$;
- межа текучості $\sigma_T = 410 \text{ МПа}$;
- межа витривалості $\sigma_{-1} = 240 \text{ МПа}$.

Визначимо розрахункову відстань між опорами блоків та поперечини за формулою:

$$A = B' + \sqrt{D_{\text{бл}}} \cdot a \cdot i_{\text{п}}, \text{ мм} \quad (2.26)$$

де B' – довжина траверси з урахуванням можливості розміщення, монтажу упорного підшипника №8120 та загвинчування гакової гайки:

$$B' = (1,2 \dots 1,4) \cdot B, \text{ мм} \quad (2.27)$$

де B – ширина траверси, необхідна з умови розміщення кулькового однорядного упорного підшипника легкої серії №8120, мм;

$$B = D + (10 \dots 20) \quad (2.28)$$

де D – зовнішній діаметр упорного підшипника (табл. 2.2) $D = 135$ мм;

$$B = 135 + (10 \dots 20) = 145 \dots 155 \text{ мм}$$

Приймаємо ширину траверси $B = 150$ мм.

$$B' = (1,2 \dots 1,4) \cdot 150 = 180 \dots 210 \text{ мм}$$

Приймаємо $B' = 200$ мм.

$$A = 210 + \sqrt{340} \cdot 4 = 284 \text{ мм}$$

Приймаємо відстань між опорами блоків та поперечини $A = 290$ мм.

Визначимо діаметр отвору у траверсі для проходу шийки гайки, мм:

$$d_0 = d_1 + (2 \dots 5) \quad (2.29)$$

де d_1 – ширина шийки гака, $d_1=90$ мм (табл. 2.1);

$$d_0 = 90 + (2 \dots 5) = 93 \text{ мм}$$

Визначимо згинаючий момент у середньому перерізі траверси:

$$M = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n) \cdot A}{4} \quad (2.30)$$

$$M = \frac{10^4 \cdot (10 + 0,5) \cdot 0,29}{4} = 7612,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначимо мінімальну висоту траверси:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_0) \cdot [\sigma]_{зг}}} \quad (2.31)$$

де $[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження згину, для гвинтів зі сталі 40 $[\sigma]_{зг} = 100$ МПа;

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot 7612,5 \cdot 10^3}{(150 - 93) \cdot 100}} = 89,5 \text{ мм}$$

Приймаємо $H=90$ мм, $H_0=100$ мм.

Визначимо діаметр цапфи під підшипники блоків:

$$d_{ц} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{ц}}{0,1 \cdot [\sigma]_{зг}}}, \text{ мм} \quad (2.32)$$

де $M_{ц}$ – згинаючий момент цапфи, Нм;

$$M_{ц} = S \cdot 10^{-3} \cdot B_{бл} \quad (2.33)$$

де $B_{бл}$ – ширина блока, мм;

$$B_{бл} = 4 \cdot \sqrt{D} \quad (2.34)$$

$$B_{бл} = 4 \cdot \sqrt{340} = 73,8 \text{ мм}$$

Приймаємо $B_{бл} = 75 \text{ мм}$.

$$M_{ц} = 12258 \cdot 10^{-3} \cdot 0,075 = 919,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_{ц} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{919,4}{0,1 \cdot 100}} = 45,1 \text{ мм}$$

Діаметр цапфи округлюємо до числа кратного 5 для того, щоб потім підібрати підшипники $d_{ц}=45 \text{ мм}$.

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

$$C = P_E \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{10H} \cdot W_{бл}}{1745}} \quad (2.35)$$

де P_E – еквівалентне навантаження на підшипник, Н;

$$P_E = 0,6 \cdot 2 \cdot S \cdot K_Q \cdot K_v \cdot K_d \quad (2.36)$$

де K_Q – коефіцієнт навантаження, для важкого режиму роботи, $K_Q = 0,79$;

K_v – коефіцієнт кільця, при зовнішньому кільці, яке обертається $K_v = 1,35$;

K_d – коефіцієнт динамічності, для механізму підйому $K_d = 1,2$;

$$P_E = 0,6 \cdot 2 \cdot 12258 \cdot 0,79 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 18825 \text{ Н}$$

L_{10H} – ресурс роботи підшипника, для важкого режиму роботи, $L_{10H} = 10000$ год;

$W_{\text{бл}}$ – кутова швидкість обертання блока, хв^{-1} ;

$$W_{\text{бл}} = \frac{2 \cdot V_{\text{п}} \cdot (i_{\text{п}} - 1)}{D_{\text{бл}}} \quad (2.37)$$

де $V_{\text{п}}$ – швидкість підйому вантажу, $V_{\text{п}} = 0,3$ м/с;

$$W_{\text{бл}} = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot (2 - 1)}{0,34} = 1,765 \text{ хв}^{-1}$$

$$C = 18825 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot 1,765}{1745}} = 40712 \text{ Н}$$

Обираємо підшипники кулькові радіальні однорядні №6216 з такими технічними характеристиками (табл. 2.3):

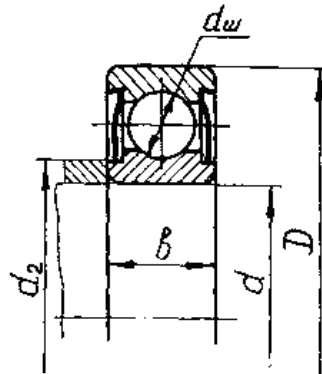


Рисунок 2.4 – Ескіз радіального підшипника

Таблиця 2.3 – Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, Мм	r, мм	C Н	C ₀ Н	Маса, кг
6216	80	140	26	2	72700	53000	1,4

2.2 Механізм пересування візка

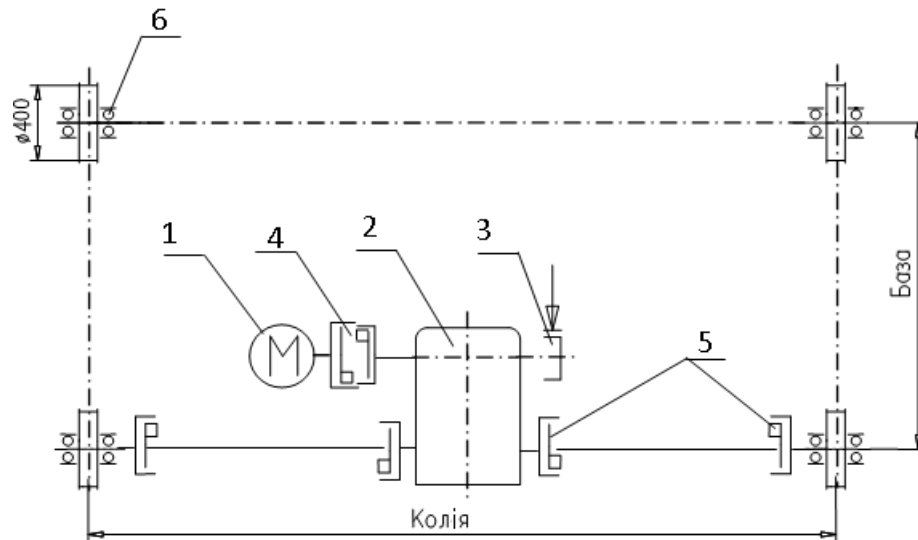


Рисунок 2.5 – Схема механізму пересування візка

- 1 – Електродвигун МТН 411-6У1 $N_H=22$ кВт; $n_H=965$ об/хв.
- 2 – Редуктор ВКУ-750М-20-33У1
- 3 – Гальмо ТКГ-200М У2
- 4 – Муфта зубчата 1600
- 5 – Муфта зубчата 10000
- 6 – Колесо ходове

2.2.1 Вихідні данні

Вага візка, т	$G_{\text{тел}}=32$
Вага грейфера з вантажем, т	$G_{\text{гр}}=40$
Вага грейфера, т	$G_{\text{грф}}=9,4$
Швидкість пересування візка, м/хв (м/с)	$V = 72 (1,2)$
Кількість ходових коліс	$n=4$
Кількість приводних коліс	$n_{\text{пр}}=2$
Тип привода	центральний

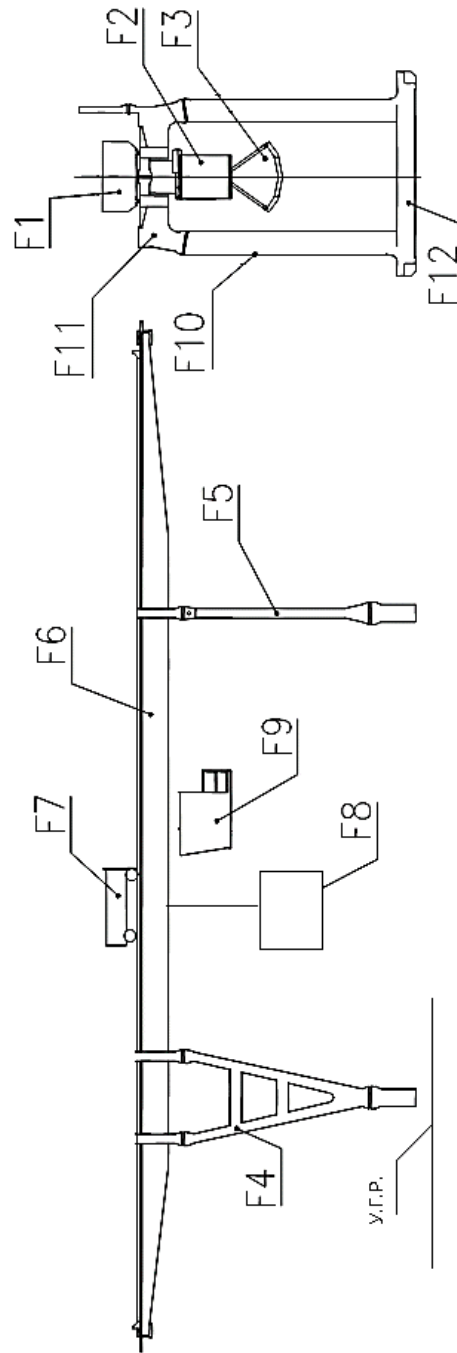


Рисунок 2.6 - Підвітрові площі крана

$F_1 = 26,35 \text{ м}^2$; $F_2 = 6,18 \text{ м}^2$; $F_3 = 2,24 \text{ м}^2$; $F_4 = 19,9 \text{ м}^2$; $F_5 = 11,2 \text{ м}^2$;
 $F_6 = 176,2 \text{ м}^2$; $F_7 = 13,3 \text{ м}^2$; $F_8 = 8 \text{ м}^2$; $F_9 = 5 \text{ м}^2$; $F_{10} = 14,3 \text{ м}^2$;
 $F_{11} = 19 \text{ м}^2$; $F_{12} = 7,9 \text{ м}^2$;

2.2.2 Визначення максимальних та мінімальних навантажень на підвізкові рейки

Визначення максимального тиску ходового колеса на рейки, тс(кН)

$$P_{max} = \frac{G_{тел} + G_{гр}}{n}, \text{ Т (кН)} \quad (2.38)$$

$$P_{max} = \frac{32 + 40}{4} = 18 \text{ Т (176,52 кН)}$$

За отриманим тиском обираємо литі ходові колеса діаметром, $D_k = 400$ мм.

Тип підвізкової рейки - КР70А.

Визначення мінімального тиску ходового колеса на рейки, тс(кН)

$$P_{min} = \frac{G_{тел} + G_{грф}}{n}, \text{ Т (кН)} \quad (2.39)$$

$$P_{min} = \frac{32 + 9,4}{4} = 10,35 \text{ Т (101,5 кН)}$$

2.2.3 Визначення опорів пересування візка

Повний статичний опір пересуванню візка з вантажем, кН

$$W = W_T + W_{ук} + W_B, \text{ кН} \quad (2.40)$$

де W_T – опір від тертя під візкових рейок, кН

$W_{ук}$ – опір від ухилу підвізкових рейок, кН

W_B – опір від дії вітрового навантаження робочого стану, кгс (кН)

Повний статичний опір пересуванню візка з вантажем при розрахунку потужності електродвигуна визначається за формулою:

$$W_e = W_T + W_{ук} + 0,7 \cdot W_B, \text{кН} \quad (2.40)$$

Опір від тертя під візкових рейок визначається за формулою:

$$W_T = g(G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}}) \cdot \frac{2\mu + df}{D_k} \cdot k_p, \text{кН} \quad (2.41)$$

де d – діаметр підшипників коліс, см: $d = 9,5$ см;

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

k_p – коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд, $k_p = 2$;

μ – плече тертя кочення, $\mu = 0,6$ мм.

$$W_T = 9,81 \cdot (32 + 40) \cdot \frac{2 \cdot 0,06 + 9,5 \cdot 0,015}{40} \cdot 2 = 9,27 \text{ кН}$$

Опір від тертя під візкових рейок без врахування вантажа визначається за формулою:

$$W_T' = g(G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}) \cdot \frac{2\mu + df}{D_k} \cdot k_p, \text{кН} \quad (2.42)$$

$$W_T' = 9,81 \cdot (32 + 9,4) \cdot \frac{2 \cdot 0,06 + 9,5 \cdot 0,015}{40} \cdot 2 = 5,33 \text{ кН}$$

Опір від ухилу підвізкових рейок визначається за формулою:

$$W_{ук} = g \cdot \alpha (G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}}), \text{кН} \quad (2.43)$$

де α – ухил рейок, $\alpha = 0,002$;

$$W_{ук} = 9,81 \cdot 0,002 \cdot (32 + 40) = 1,41 \text{ кН}$$

без врахування вантажа

$$W_{\text{ук}}' = g \cdot \alpha (G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}), \text{кН} \quad (2.44)$$

$$W_{\text{ук}}' = 9,8 \cdot 0,002(32 + 9,4) = 0,81 \text{ кН}$$

Опір від дії вітрового навантаження робочого стану визначається за формулою:

$$W_{\text{в}} = W_{\text{вт}} + W_{\text{вгр}}, \text{кгс (кН)} \quad (2.45)$$

де $W_{\text{вт}}$ – опір від дії вітрового навантаження на візок по колії візка, кгс (кН).

$W_{\text{вгр}}$ – опір від дії вітрового навантаження на вантаж, що перевозиться, кгс (кН)

Опір від дії вітрового навантаження на візок по колії візка визначається за формулою:

$$W_{\text{вт}} = q_p \cdot C \cdot n \cdot (k \cdot F_1 + k \cdot F_2), \text{кгс (кН)} \quad (2.46)$$

де $q_p = 12,74 \text{ кг (125 Па)}$ – динамічний тиск вітра робочого стану;

$C = 1,2$ – коефіцієнт аеродинамічної сили;

$n = 1$ – коефіцієнт перевантаження;

k – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску за висотою, ($>10 \text{ м}$)

$k=1,19, (<10 \text{ м}) \quad k_1=1;$

$$W_{\text{вт}} = 12,74 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (1,19 \cdot 26,35 + 1,19 \cdot 6,18) = 591,81 \text{ кгс (5,8 кН)}$$

Опір від дії вітрового навантаження на вантаж, що перевозиться, визначається за формулою:

$$W_{\text{вгр}} = q_p \cdot C \cdot n \cdot k \cdot F_3, \text{кгс (кН)} \quad (2.47)$$

$$W_{\text{Вгр}} = 12,74 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,19 \cdot 2,24 = 40,75 \text{ кгс (0,40 кН)}$$

Опір від дії вітрового навантаження неробочого стану на візок визначається за формулою:

$$W_{\text{Вг}} = q_{\text{нр}} \cdot C \cdot n \cdot (k \cdot F_1 + k \cdot F_2), \text{ кгс (кН)} \quad (2.48)$$

де $q_{\text{нр}}$ – динамічний тиск вітра неробочого стану, $q_{\text{нр}} = 45,87 \text{ кгс/м}^2$ (450 Па)

$$W_{\text{Вг}} = 45,87 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (1,19 \cdot 26,35 + 1,19 \cdot 6,18) = 2130,8 \text{ кгс (20,9 кН)}$$

$$W_{\text{В}} = 591,81 + 40,75 = 632,6 \text{ кгс (6,2 кН)}$$

$$W_{\text{е}} = 9,27 + 1,41 + 0,7 \cdot 6,2 = 15,02 \text{ кН}$$

$$W = 9,27 + 1,41 + 6,2 = 16,88 \text{ кН}$$

2.2.4 Вибір електродвигуна

Кількість приводів переміщення $Z=1$.

Коефіцієнт корисної дії механізму переміщення:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \quad (2.49)$$

де $\eta_1 = 0,97$ – К.К.Д редуктора ВКУ-750М;

$\eta_2 = 0,99$ – К.К.Д. зубчатої муфти;

$\eta_3 = 0,98$ – К.К.Д. ходового колеса.

$$\eta_0 = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,932$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна , кВт

$$N = \frac{W_e \cdot V}{60 \cdot \eta_0}, \text{кВт} \quad (2.50)$$

$$N = \frac{15,02 \cdot 72}{60 \cdot 0,932} = 19,3 \text{ кВт}$$

Встановлений електродвигун МТФ 411-6 У1

Номинальна потужність електродвигуна при ПВ40%, кВт $N_H=22$

Частота обертання вала електродвигуна, об/хв $n_H=960$

Максимальний момент електродвигуна, Н·м $M_{\max}=614$

Маховий момент ротора, кг·м² $GD_p^2=0,52$

2.2.5 Вибір механічної передачі механізму пересування візка

Необхідне передаточне число механізму:

$$i_H = \frac{\pi \cdot D_K \cdot n_H}{V} \quad (2.60)$$

$$i_H = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 960}{60} = 20,1$$

Встановлений редуктор ВКУ-750М-20-33 У1.

Передаточне число редуктора $i_1=20$.

Загальне передаточне відношення механізму $i_0 = i_1=20$.

Фактична швидкість переміщення, м/мин (м/с).

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_K \cdot n_H}{i_0} \quad (2.61)$$

$$V_\phi = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 960}{20} = 60,3 \text{ м/хв (1,01 м/с)}$$

2.2.6 Крутні моменти. Перевірка редукторів і електродвигуна

Статичний момент від опору пересування візка з вантажем, який приходить на ходові колеса визначається за формулою:

$$M_{ст} = \frac{W \cdot 1000 \cdot D_k}{2 \cdot \eta_3}, \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (2.62)$$

$$M_{ст} = \frac{16,88 \cdot 1000 \cdot 0,4}{2 \cdot 0,98} = 3444,9 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора ВКУ-750М-20-33У1 (за каталогом):

$$M_{н1} = 14900 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{ст} < M_{н1}$$

$$3444,9 \text{ Н} \cdot \text{ м} < 14900 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Крутні моменти на валу електродвигуна визначається за формулою, Н·м

$$M_{дв} = \frac{M_{ст}}{i_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2^2}, \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (2.63)$$

$$M_{дв} = \frac{3444,9}{20 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2} = 181,2 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_{дв} = 181,2 \text{ Н} \cdot \text{ м} < M_{max} = 650 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

2.2.7 Вибір муфт

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ - 1600 з допустимим крутним моментом:

$$[M]_{M1} = 1600 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Коефіцієнт запасу міцності полу муфти:

$$K_{M1} = \frac{[M]_{M1}}{M_{дв}} \quad (2.64)$$

$$K_{M1} = \frac{1600}{181,2} = 8,83 > K = 1,44$$

На тихохідном валу редуктора ВКУ-610М конструктивно встановлена зубчата півмуфта МЗП-10000 з допускаємим крутним моментом, Н·м

$$[M]_{M2}=10000$$

Коефіцієнт запасу міцності пів муфти:

$$K_{M2} = \frac{[M]_{M2}}{M_{дв}} \quad (2.65)$$

$$K_{M2} = \frac{10000}{3444,2} = 2,9 > K = 1,44$$

2.2.8 Вибір і перевірка гальм

Гальмовий момент механізму переміщення візка ,працюючого на відкритому повітрі без вантажа та не маючого протиугіного пристрою визначається за формулою:

$$M_T = K \cdot \frac{D_K \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} \cdot (W_B + W_{ук} - W_T), \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (2.66)$$

$$M_T = 1,2 \cdot \frac{0,4 \cdot 0,932}{2 \cdot 20} \cdot (6200 + 1410 - 9270) = 18,6 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Перевірка гальм на втримання візка при дії вітру неробочого стану, Н·м

$$M_T' = K \cdot \frac{D_K \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} \cdot (W_B' + W_{ук}' - W_T'), \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (2.66)$$

$$M_T' = 1,2 \cdot \frac{0,4 \cdot 0,932}{2 \cdot 20} \cdot (6200 + 810 - 5330) = 18,8 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

$$M_T' = 18,8 \text{ Н} \cdot \text{ м} < [M]_T = 300 \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

Встановлені гальма ТКГ-200М У2

Максимальний гальмовий момент, $[M]_{T=300} \text{ Н}\cdot\text{м}$.

2.2.9 Час розгону електродвигуна

Час пуску визначається за формулою:

$$t_n = \frac{GD^2 \cdot n_H}{375 \cdot M_H} \cdot t_{по}, \text{ с} \quad (2.67)$$

де $t_{по}$ – відносний час пуску в залежності від завантаженості двигуна, $t_{по} = 3$.

GD^2 – приведений до валу електродвигуна маховий момент частин механізму і вантажу, що обертаються і рухаються, визначається за формулою:

$$GD^2 = K \cdot GD_d^2 + \frac{365 \cdot Q \cdot V^2}{60^2 \cdot n_H^2 \cdot \eta_0}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (2.68)$$

де $K = 1,15$;

GD_d^2 – маховий момент всіх частин механізму, що знаходяться на одному валу з двигуном, визначається за формулою:

$$GD_d^2 = GD_{дв}^2 + GD_M^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (2.69)$$

де $GD_{дв}^2 = 0,52 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $GD_M^2 = 1,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

$$GD_d^2 = 0,52 + 1,5 = 2,02 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$Q = G_{тел} + G_{гр} = 32000 + 40000 = 72000 \text{ кгс}$$

$$GD^2 = 1,15 \cdot 2,02 + \frac{365 \cdot 72000 \cdot 72^2}{60^2 \cdot 960^2 \cdot 0,93} = 4,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$t_n = \frac{4,7 \cdot 960}{375 \cdot 14,9} \cdot 3 = 2,42 \text{ с}$$

2.2.10 Перевірка запасу зачеплення

Перевірка запасу зачеплення проводиться для випадку роботи візка без вантажу:

$$K_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot f_1}{W'_T + 1000 \cdot G_{\text{тел}} \cdot \left(\frac{j}{9,81} - \frac{n - n_{\text{пр}}}{n} \cdot f \cdot \frac{d}{D_{\text{к}}} \right)} > 1,2 \quad (2.70)$$

де $G_{\text{сц}}$ – зцепна вага візка, кгс

$$G_{\text{сц}} = n_{\text{пр}} \cdot P_{\text{min}} \cdot 1000, \text{ кгс} \quad (2.71)$$

$$G_{\text{сц}} = 2 \cdot 10,35 \cdot 1000 = 20700 \text{ кгс}$$

$f_1 = 0,12$ – коефіцієнт зчеплення ходового колеса з рейкою;

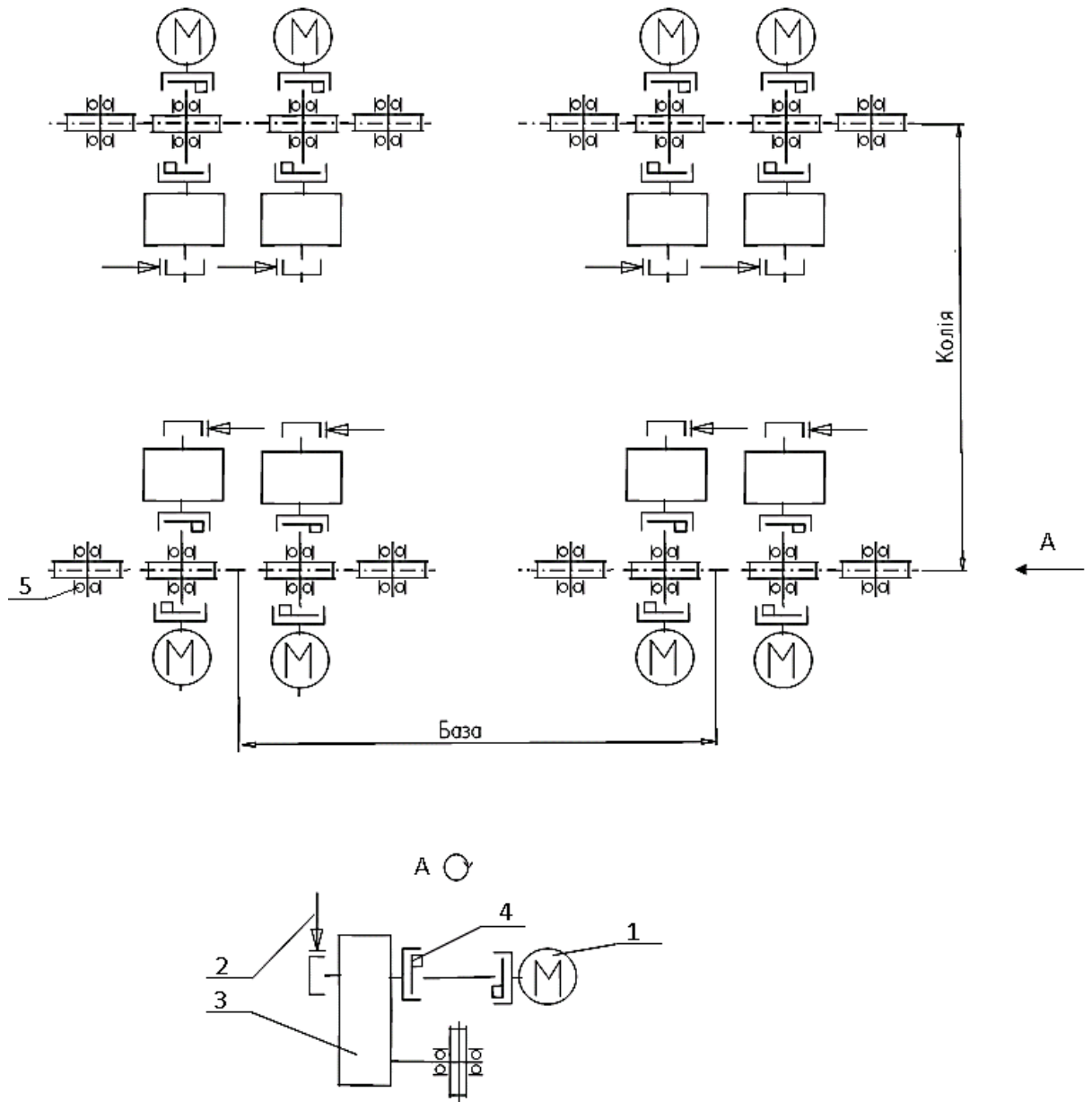
$j = 0,2$ – середнє прискорення при розгоні візка, м/с²;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках букс ходових коліс;

$d = 0,095$ м – діаметр вісі ходового колеса.

$$K_{\text{сц}} = \frac{20700 \cdot 0,12}{533 + 1000 \cdot 32 \cdot \left(\frac{0,2}{9,81} - \frac{4 - 2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,095}{0,4} \right)} = 2,2 > 1,2$$

2.3 Механізм пересування крана



1 – Електродвигун МТФ 311-6 У1 $N_H= 11$ кВт; $n_H=950$ об/хв.

2 – Гальма ТКГ-160М У2

3 – Редуктор ЦЗВК-250-25У1

4 – Півмуфта зубчата 1600

5 – Підшипник

2.3.1 Вихідні данні

$G_{кр} = 194$ тс – вага крана без візка з вантажем, тс;

Вага металоконструкції крана, тс

$$G_{мет} = G_{M1,2} + G_{M3,4,5} + G_{M6,4,5-1} \quad (2.72)$$

$G_{M1,2} = 129$ тс – вага моста;

$G_{M3,4,5} = 15$ тс – вага жорстких опор;

$G_{M6,4,5-1} = 10$ тс – вага гнучких опор;

$$G_{мет} = 129 + 15 + 10 = 154 \text{ тс}$$

$G_{тел} = 32$ тс – вага візка;

$G_{грф} = 9,4$ тс – вага грейфера;

$G_{гр} = 40$ тс – вага грейфера з вантажем;

$G_{пер} = 5$ тс – вага механізму переміщення крана;

$V = 60$ - швидкість пересування крана, м/хв

$N = 16$ - кількість ходових коліс

$n_{пр} = 8$ – кількість привідних коліс

Тип привода – розподілений

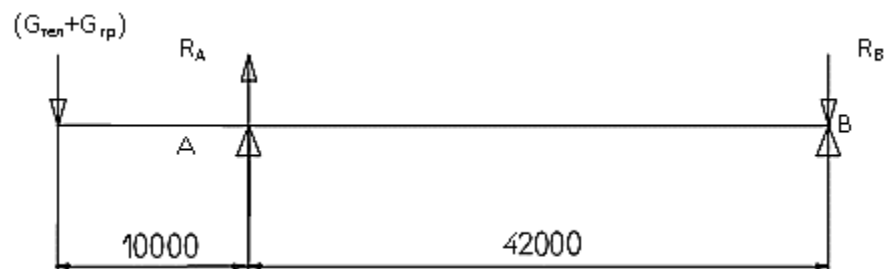


Рисунок 2.7 – Реакції опор крана від візка з вантажем

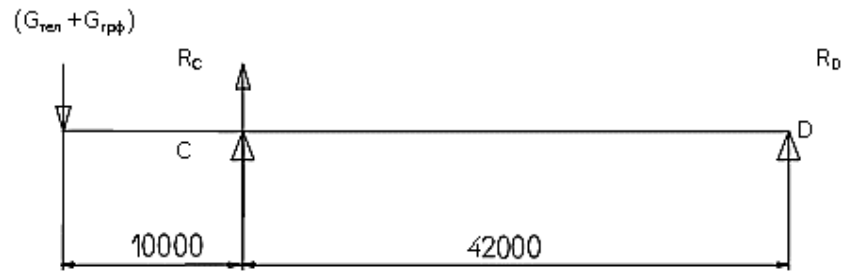


Рисунок 2.8 – Реакції опор крана від візка без вантажу

2.3.2 Визначення максимальних та мінімальних навантажень на підкранові рейки

Тиск від ваги металоконструкції крана та механізму переміщення менш навантаженої сторони крана визначається за формулою:

$$P_1 = \frac{G_{M1,2}}{2} + 4 \cdot G_{пер} + G_{M6,4,5-1}, \text{ тс} \quad (2.73)$$

$$P_1 = \frac{129}{2} + 4 \cdot 5 + 10 = 955 \text{ тс}$$

Тиск від ваги металоконструкції крана та механізму переміщення більш навантаженої сторони крана, тс

$$P_2 = \frac{G_{M1,2}}{2} + 4 \cdot G_{пер} + G_{M3,4,5}, \text{ тс} \quad (2.73)$$

$$P_2 = \frac{129}{2} + 4 \cdot 5 + 15 = 100 \text{ тс}$$

Реакції опор крана від візка з вантажем (рис. 2.7) визначається за формулою:

$$R_A = \frac{(G_{тел} + G_{гр}) \cdot (10000 + 42000)}{42000}, \text{ тс} \quad (2.74)$$

$$R_A = \frac{(32 + 40) \cdot (10000 + 42000)}{42000} = 89 \text{ тс}$$

$$R_B = \frac{(G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}}) \cdot 10000}{42000}, \text{ тс} \quad (2.75)$$

$$R_B = \frac{(32 + 40) \cdot 10000}{42000} = 17 \text{ тс}$$

Реакції опор крана від візка без вантажу (рисунок 2.8) визначається за формулою:

$$R_C = \frac{(G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}) \cdot (10000 + 42000)}{42000}, \text{ тс} \quad (2.76)$$

$$R_C = \frac{(32 + 9,4) \cdot (10000 + 42000)}{42000} = 51,3 \text{ тс}$$

$$R_D = \frac{(G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}) \cdot 10000}{42000}, \text{ тс} \quad (2.76)$$

$$R_D = \frac{(32 + 9,4) \cdot 10000}{42000} = 9,9 \text{ тс}$$

Максимальний тиск ходового колеса на підкранову рейку, тс (кН)

$$P_{\text{max}} = \frac{(P_2 + R_A)}{n}, \text{ тс (кН)} \quad (2.77)$$

$$P_{\text{max}} = \frac{(100 + 89)}{8} = 23,6 \text{ тс (231,4 кН)}$$

$D_K = 50$ см - діаметр ходових коліс.

Тип підкранової рейки - Р65

Мінімальний тиск ходового колеса на рейку, тс (кН)

$$P_{\text{min}} = \frac{(P_1 + R_D)}{n}, \text{ тс (кН)} \quad (2.78)$$

$$P_{min} = \frac{(95 + 9,9)}{8} = 13,1 \text{ тс (128,5 кН)}$$

2.3.3 Визначення опору переміщенню крана

Повний статичний опір переміщенню визначається за формулою:

$$W = W_T + W_{ук} + W_B, \text{ кН} \quad (2.79)$$

Повний статичний опір переміщенню крана з вантажем при розрахунку потужності електродвигуна визначається за формулою:

$$W_e = W_T + W_{ук} + 0,7 \cdot W_B, \text{ кН} \quad (2.80)$$

Опір від тертя при переміщенні крана визначається за формулою:

$$W_T = g \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{гр}) \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_k} \cdot K_p, \text{ кН} \quad (2.81)$$

де $d = 12$ мм – діаметр підшипників коліс, см

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса,

$\mu = 0,08$ – плече тертя кочення для сталевих коліс, см

$K_p = 1,5$ – коефіцієнт, що враховує додатковий опір відтертя реборд ходових коліс о рейки.

$$W_T = 9,81 \cdot (194 + 32 + 40) \frac{2 \cdot 0,08 + 12 \cdot 0,015}{50} \cdot 1,5 = 26,6 \text{ кН}$$

Опір від тертя при переміщенні крана без врахування вантажу, визначається за формулою:

$$W_T' = g \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{грф}) \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_k} \cdot K_p, \text{ кН} \quad (2.82)$$

$$W_T' = 9,81 \cdot (194 + 32 + 9,4) \frac{2 \cdot 0,08 + 12 \cdot 0,015}{50} \cdot 1,5 = 23,6 \text{ кН}$$

Опір від нахилу підкранових шляхів визначається за формулою:

$$W_{ук} = g \cdot \alpha \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{гр}), \text{ кН} \quad (2.83)$$

де $\alpha = 0,003$ - нахил шляхів для козлових кранів;

$$W_{ук} = 9,81 \cdot 0,003 \cdot (194 + 32 + 40) = 7,8 \text{ кН}$$

Опір від нахилу підкранових шляхів без врахування вантажу визначається за формулою:

$$W_{ук}' = g \cdot \alpha \cdot (G_{кр} + G_{тел} + G_{грф}), \text{ кН} \quad (2.84)$$

$$W_{ук}' = 9,81 \cdot 0,003 \cdot (194 + 32 + 9,4) = 6,9 \text{ кН}$$

Опір від дії повітряного навантаження робочого стану визначається за формулою:

$$W_B = W_{вт} + W_{вгр}, \text{ кН} \quad (2.85)$$

Опір від дії повітряного навантаження робочого стану без вантажу визначається за формулою:

$$W_{\text{BT}} = q_p \cdot C \cdot n \cdot (k_1 \cdot (F_4 + F_5) + k \cdot (F_7 + F_9)) + q_p \cdot C_1 \cdot n \cdot F_6, \text{ кН} \quad (2.86)$$

де $F_4=19,9 \text{ м}^2$; $F_5=11,2\text{м}^2$; $F_6=176,2 \text{ м}^2$; $F_7=13,3 \text{ м}^2$; $F_8=8 \text{ м}^2$; $F_9=5 \text{ м}^2$; $F_{10}=14,3\text{м}^2$;
 $F_{11}=19 \text{ м}^2$; $F_{12}=7,9 \text{ м}^2$

$q_p = 125$ - Динамічний тиск вітру робочого стану, Па

$k = 1,19$ — коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску за висотою, $>10 \text{ м}$

$k_1 = 1$ — коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску за висотою, $<10 \text{ м}$

$n = 1$ — коефіцієнт перевантаження,

$C = 1,2$ — коефіцієнт аеродинамічної сили ,

$C_1 = 1,85$ — коефіцієнт аеродинамічної сили на портал,

$$W_{\text{BT}} = 125 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (1 \cdot (19,9 + 11,2) + 1,19 \cdot (13,3 + 5)) + 125 \cdot 1,85 \cdot 1 \cdot 176,2$$

$$W_{\text{BT}} = 48,7 \text{ кН}$$

Опір від дії повітряного навантаження на вантаж ,який перевозиться, визначається за формулою:

$$W_{\text{вгр}} = q_p \cdot C \cdot n \cdot k \cdot F_8, \text{ кН} \quad (2.87)$$

$$W_{\text{вгр}} = 125 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,19 \cdot 8 = 1,4 \text{ кН}$$

$$W_{\text{в}} = 48,7 + 1,4 = 50,1 \text{ кН}$$

Опір від дії вітру неробочого стану на кран без вантажу вздовж колії, визначається за формулою:

$$W_{\text{в}}' = q_{\text{нр}} \cdot C \cdot n \cdot (k_1 \cdot (F_4 + F_5) + k \cdot (F_7 + F_9)) + q_{\text{нр}} \cdot C_1 \cdot n \cdot F_6, \text{ кН} \quad (2.88)$$

де $q_{\text{нр}} = 450$ — динамічний тиск вітру неробочого стану, Па;

$$W_{\text{в}}' = 450 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (1 \cdot (19,9 + 11,2) + 1,19 \cdot (13,3 + 5)) + 450 \cdot 1,85 \cdot 1 \cdot 176,2$$

$$W'_b = 174,8 \text{ кН}$$

$$W_e = 26,6 + 7,8 + 0,7 \cdot 50,1 = 69,5 \text{ кН}$$

$$W = 26,6 + 7,8 + 50,1 = 84,6 \text{ кН}$$

2.3.4 Вибір електродвигуна

$Z_d = 8$ – кількість приводів.

ККД механізму пересування визначається за формулою:

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \quad (2.89)$$

де $\eta_1 = 0,99$ – ККД зубчатої полумуфти;

$\eta_2 = 0,97$ – ККД редуктора ЗЦЗВК-250-31,5;

$\eta_3 = 0,98$ – ККД ходового колеса;

$$\eta_0 = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,94$$

Розрахункова статична потужність електродвигуна визначається за формулою:

$$N = \frac{W_e \cdot V}{60 \cdot \eta_0 \cdot Z_d}, \text{ кВт} \quad (2.90)$$

$$N = \frac{69,5 \cdot 60}{60 \cdot 0,94 \cdot 8} = 9,2 \text{ кВт}$$

Встановлений електродвигун – МТФ 311-6 У1

$N_H = 11$ - номінальна потужність електродвигуна, кВт

$n_H = 950$ - частота обертання вала електродвигуна, об/хв

Номінальний момент електродвигуна визначається за формулою:

$$M_{\text{НОМ}} = 9550 \cdot \frac{N_{\text{H}}}{n_{\text{H}}}, \text{ Н} \cdot \text{ м (кгс} \cdot \text{ м)} \quad (2.91)$$

$$M_{\text{НОМ}} = 9550 \cdot \frac{11}{950} = 110,6 \text{ Н} \cdot \text{ м (11,3 кгс} \cdot \text{ м)}$$

$GD_p^2 = 0,304$ – маховий момент ротора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

$M_{\text{max}} = 310$ (31,6) - максимальний момент (за каталогом), $\text{Н} \cdot \text{м}$ (кгс м)

2.3.5 Вибір механічної передачі механізму переміщенню крана

Необхідне передаточне число механізму визначається за формулою:

$$i_{\text{H}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{H}}}{V} \quad (2.92)$$

$$i_{\text{H}} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 950}{60} = 24,9$$

Встановлений редуктор - ЦЗВК-250-25, $i_0 = 25$ – передаточне число редуктора.

Фактична швидкість переміщення визначається за формулою

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{H}}}{i_0}, \text{ м/хв (м/с)} \quad (2.93)$$

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 950}{25} = 59,7 \text{ м/хв (0,99 м/с)}$$

2.3.6 Крутні моменти. Перевірка редукторів і електродвигуна та вибір муфт

Статичний момент від опору переміщення крана з вантажем, який приходить на приводне ходове колесо, визначається за формулою:

$$M_{\text{ст}} = \frac{W \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot \eta_3 \cdot Z_d} < M_{\text{н кр}}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.94)$$

$$M_{\text{ст}} = \frac{84560 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,94 \cdot 8} = 2811,2 \text{ Н} \cdot \text{м} < 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $M_{\text{н кр}} = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний крутний момент на тихохідному валу редуктора ЦЗВК-250-25 (по каталогу);

Крутний момент на валу електродвигуна визначається за формулою:

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{ст}}}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot i_0} < M_{\text{max}}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.95)$$

$$M_{\text{дв}} = \frac{2811,2}{0,97 \cdot 0,99 \cdot 25} = 117,1 \text{ Н} \cdot \text{м} < 310 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата напівмуфта, МЗП-1600, з допустимим крутним моментом, Н·м, $[M]_{\text{М}} = 1600$

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти визначається за формулою:

$$K_{\text{М}} = \frac{[M]_{\text{М}}}{M_{\text{дв}}} > K = 1,44 \quad (2.96)$$

$$K_{\text{М}} = \frac{1600}{117,1} = 13,7 > K = 1,44$$

2.3.7 Визначення величини та гальмового моменту

Гальмівний момент одного гальма визначається за формулою:

$$M_{\text{Т}} = \frac{D_{\text{к}} \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0 \cdot Z_1} \left[(G_{\text{кр}} + G_{\text{тел}} + G_{\text{гр}}) \cdot j_{\text{гр}} - \frac{W_{\text{Т}}}{K_p \cdot \eta_0^2} \right] + \frac{GD_{\text{вр}}^2 \cdot n_{\text{н}}}{375 \cdot V_{\text{ф}} \cdot Z_1} \cdot j_{\text{гр}} \quad (2.97)$$

де $j_{\text{Гр}} = 0,1$ – загальмування, яке виникає при гальмуванні крана з вантажем, м/с²;

$Z_1 = 8$ – кількість гальм;

Маховий момент обертання обертаючихся мас всього крана, приведений до гальмового валу, визначається за формулою, кг·м²

$$GD_{\text{вр}}^2 = 1,2 \cdot (GD_p^2 + 0,45 \cdot G_M \cdot d_M^2 \cdot z_2) \cdot Z_d, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.98)$$

де $G_M = 14$ кг – маса муфти, встановленої на гальмовому валу;

$d_M = 0,185$ м – габаритний діаметр муфти;

$z_2 = 1$ – кількість муфт на гальмовому валу.

$$GD_{\text{вр}}^2 = 1,2 \cdot (0,304 + 0,45 \cdot 14 \cdot 0,185^2 \cdot 1) \cdot 8 = 5,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Встановлені гальма - ТКГ-160М У2

$$M_T = \frac{50 \cdot 0,94}{2 \cdot 25 \cdot 8} \left[(194 + 32 + 40) \cdot 0,1 - \frac{26,6}{1,5 \cdot 0,94^2} \right] + \frac{5 \cdot 950}{375 \cdot 59,7 \cdot 8} \cdot 0,1$$

$$M_T = 7,699 \text{ кгс} \cdot \text{см} (75,5 \text{ Н} \cdot \text{м})$$

Максимальний гальмовий момент (по каталогу), Н·м

$$[M]_T > K \cdot M_T \quad (2.99)$$

$$100 > 1,2 \cdot 75,5 = 90,6$$

Умова виконується.

2.3.8 Перевірка запасу зачеплення

Перевірка запасу зачеплення проводиться для випадку роботи крана без вантажу

$$K_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot f_1}{W_T' + 1000 \cdot (G_{\text{кр}} + G_{\text{тел}} + G_{\text{грф}}) \cdot \left(\frac{j}{9,81} - \frac{n - n_{\text{пр}}}{n} \cdot f \cdot \frac{d}{D_{\text{к}}} \right)} > 1,2 \quad (2.100)$$

де $G_{\text{сц}}$ – зцепна вага крана, кгс

$f_1 = 0,12$ – коефіцієнт зчеплення ходового колеса з рейкою;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках букс ходових коліс;

$d = 0,095$ м – діаметр вісі ходового колеса.

$$G_{\text{сц}} = n_{\text{пр}} \cdot P_{\text{min}} \cdot 1000 \quad (2.101)$$

$$G_{\text{сц}} = 8 \cdot 13,1 \cdot 1000 = 104800 \text{ кгс}$$

$$K_{\text{сц}} = \frac{104800 \cdot 0,12}{2360 + 1000 \cdot (194 + 32 + 9,4) \cdot \left(\frac{0,1}{9,81} - \frac{16 - 8}{16} \cdot 0,015 \cdot \frac{0,12}{0,5} \right)} = 2,9 > 1,2$$

2.3.9 Час розгону електродвигуна

Час пуску визначається за формулою:, с

$$t_n = \frac{GD^2 \cdot n_{\text{н}}}{375 \cdot M_{\text{н}}} \cdot t_{\text{по}}, \text{ с} \quad (2.102)$$

де GD^2 – приведений до вала електродвигуна маховий момент обертаючихся та поступово рухаючихся частин механізму та вантажу, кг·м²

$$GD^2 = K \cdot GD_d^2 + \frac{365 \cdot Q \cdot V^2}{n_H^2 \cdot \eta_0}, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2 \quad (2.103)$$

де GD_d^2 – маховий момент усіх обертаючих ся частин механізму, які знаходяться на одному валу с двигуном, $\text{ кг} \cdot \text{ м}^2$

$$GD_d^2 = GD_{дв}^2 + GD_M^2, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2 \quad (2.104)$$

де $GD_{дв}^2 = 0,304 \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$;

$$GD_M^2 = G_M \cdot d_M^2 \quad (2.105)$$

$$GD_M^2 = 14 \cdot 0,185 = 0,265 \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$$

$$GD_d^2 = 0,304 + 0,265 = 0,569 \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$$

$$K = 1,15;$$

$$Q = (G_{кр} + G_{тел} + G_{гр}) \cdot 1000 \quad (2.106)$$

$$Q = (194 + 32 + 40) \cdot 1000 = 266000 \text{ кгс}$$

$$GD^2 = 1,15 \cdot 0,569 + \frac{365 \cdot 266000 \cdot 0,99^2}{950^2 \cdot 0,94} = 112,8 \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$$

$t_{по} = 1,6 \text{ с}$ – Відносний час пуску в залежності від навантаження двигуна

$$t_n = \frac{112,8 \cdot 950}{375 \cdot 110,6} \cdot 1,6 = 4,1 \text{ с}$$

$$[t]_п < (2 \div 10) \text{ с}$$

3 РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОЇ БАЛКИ

Визначимо навантаження на металоконструкцію.

Вага вантажу $G_Q = 300$ кН;

Вага металоконструкції крана $G_{мет} = 1510$ кН;

Вага вантажного візка $G_B = 314$ кН;

1) Постійне розподілене навантаження:

$$q = G_{мет}/L_B \quad (3.1)$$

$$q = 1510/70 = 21,6 \text{ кН/м}$$

2) Вертикальні навантаження від ходових коліс візка:

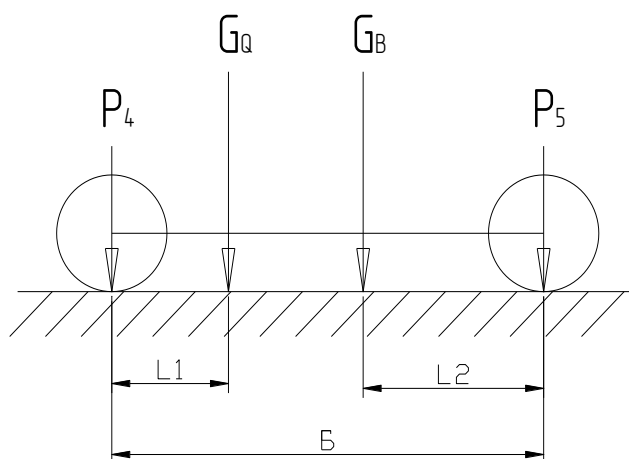


Рисунок 3.1 - Схема розрахунку вертикального тиску коліс візка.

$B=3,86$ м-база візка

$L_2=1,935$ м

Так як механізми підйому та замикання грейфера виконані, як дзеркальне відображення один одного. Визначаємо, що сила ваги візка проходить через центр його бази. Враховуючи, що сила ваги грейфера з вантажем проходить також через центр бази візка, приймаємо тиск на колеса рівний.

$$P_4 = \frac{G_B + G_Q}{2} \quad (3.2)$$

$$P_4 = P_5 = \frac{314 + 300}{2} = 307 \text{ кН}$$

Але приводні колеса також сприймають вагу приводів пересування візка тому тиск на приводні колеса дорівнює:

$$P_4 = P_5 + Q_{\text{п}} \quad (3.3)$$

$$P_4 = 307 + 7,3 = 314,3 \text{ кН}$$

3) Небезпечний переріз головної балки

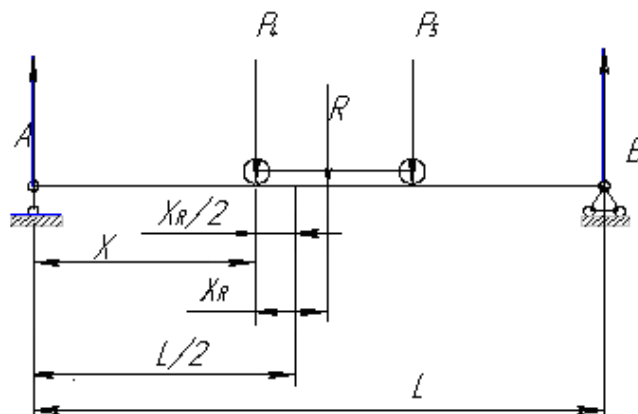


Рисунок 3.2 – Схема визначення критичного перерізу балки

Відстань від опори балки до небезпечного перетину:

$$X = \frac{L}{2} - \frac{X_R}{2} = \frac{42}{2} - \frac{1,91}{2} = 21 - 0,955 = 20,005 \text{ м}$$

$$X_R = \frac{P_5 \cdot B}{R} = \frac{307 \cdot 3,86}{621,3} = 1,91 \text{ м}$$

$$R = P_4 + P_5 = 314,3 + 307 = 621,3 \text{ кН}$$

4) Лінії впливу від усіх навантажень

При побудові ліній впливу враховуємо тільки навантаження від маси металоконструкції, та маси візка з вантажем.

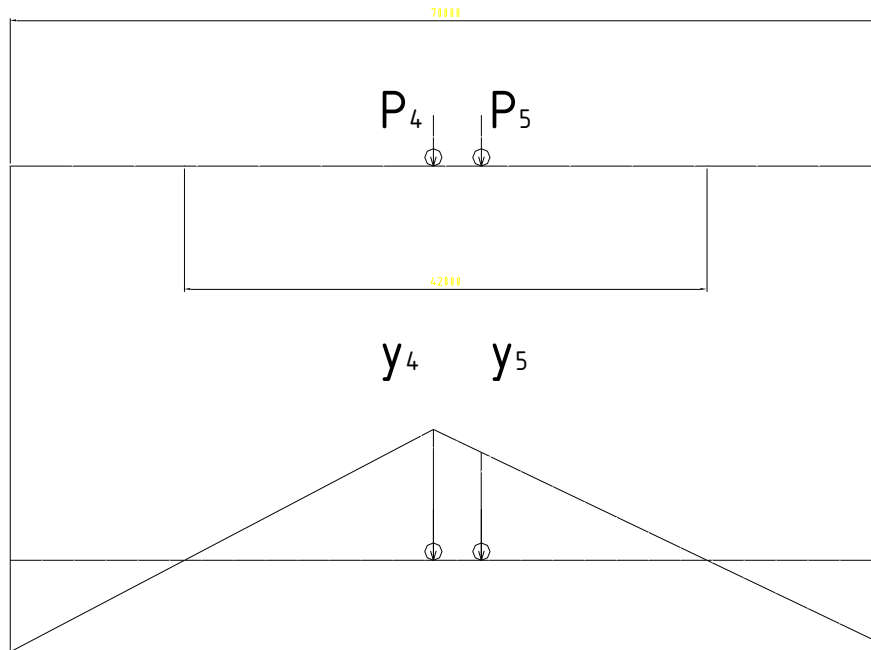


Рисунок 3.3 – Лінії впливу головної балки

5) Максимальний згинаючий момент:

$$M = P_4 \cdot y_4 + P_5 \cdot y_5 + q \cdot \omega \quad (3.4)$$

$$M = 314,3 \cdot 10,4 + 307 \cdot 8,6 + 21,6 \cdot 121,1 = 8525 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

6) Момент інерції перерізу балки:

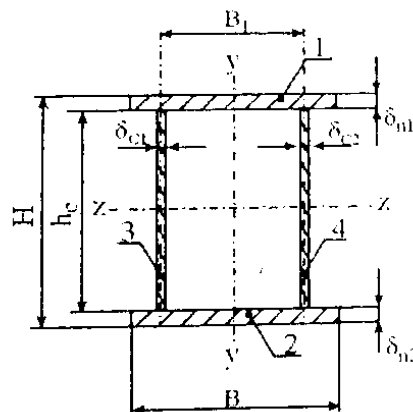


Рисунок 3.4 – Поперечний переріз головної балки

В данному крані використовується балка з наступними геометричними характеристиками:

Висота (H), м	2,525
Ширина (B), м	1,07
Товщина поясу, м δ_{n1}	0,02
δ_{n2}	0,025
Товщина стінки (δ_c), м	0,008

Момент інерції перерізу балки:

$$I_{xx} = 2 \cdot I_c + F_{n1} \left(\frac{H - \delta_{n1}}{2} \right)^2 + F_{n2} \left(\frac{H - \delta_{n2}}{2} \right)^2$$

Момент інерції вертикальної стінки:

$$I_c = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0,008 \cdot 2,48^3}{12} = 10,17 \cdot 10^{-3}$$

Площа перетину пояса:

$$F_{n1} = B \cdot \delta_n$$

$$F_{n1} = 1,07 \cdot 0,02 = 0,0214$$

$$F_{n2} = 1,07 \cdot 0,025 = 0,0268$$

$$I_{xx} = 2 \cdot 10,17 \cdot 10^{-3} + 0,0214 \left(\frac{2,525 - 0,02}{2} \right)^2 + 0,0268 \left(\frac{2,525 - 0,025}{2} \right)^2$$

$$I_{xx} = 95,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

7) Момент опору перерізу балки:

$$W_3 = \frac{2 \cdot I_3}{H} = \frac{2 \cdot 95,6 \cdot 10^{-3}}{2,525} = 75,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

8) Визначаємо розрахункове напруження згину:

$$[\sigma_{зг}] = \frac{M}{W_3} = \frac{8525 \cdot 10^3}{75,7 \cdot 10^{-3}} = 112,6 \text{ МПа}$$

Так як розрахунок вівся для двох балок одночасно, то розділивши розрахункове напруження згину на 2 отримаємо:

$$[\sigma_{зг}] = 56,3 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження згину

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1,4} = 250 \text{ МПа}$$

$$56,3 \text{ МПа} < 250 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СПРОЕКТОВАНОГО КОЗЛОВОГО КРАНА

Таблиця 4.1 Вихідні дані

Показник	Позначення	Одиниці	Величина показника	
			Базовий кран	Реконструйований кран
Вантажопідйомність	Q	т	2x8	2x10
Проліт	L	м	42	42
Конструктивна маса	G	т	279	279
Швидкість підйому	V	м/с	0,25	0,3
Строк служби	T	років	12	12
Група режиму роботи крана	A	-	A7	A7
Кількість циклів за зміну	n	-	160	180
Величина робочих циклів	t	хв	2,96	2,71

Як критерій обґрунтування використаємо порівняльну економічну ефективність згідно методичним вказівкам.

В даному дипломному проекті визначається економічний ефект від впровадження в роботу козлового крана вантажопідйомністю 50/10т.

Внаслідок того, що металоконструкція крана виконана з великим запасом міцності, модернізація металоконструкції не потрібна і її ціна не змінюється. Тому розрахунок економічного ефекту буде вестись тільки на основі механізмів.

Економічний ефект визначається за формулою:

$$E = \left[C_1 \frac{B_2}{B_1} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (4.1)$$

$$E = [253988 \cdot 1,1 - 197619] \cdot 1 = 81768 \text{ грн}$$

де C_1 – ціна механізмів базового крану, визначається за формулою:

$$Ц_1 = Ц_{м1} \cdot m_1 + Ц_{м2} \cdot m_2 + Ц_{м3} \cdot m_3 \quad (4.2)$$

де $Ц_{м1}$ – вартість 1т механізму підйому козлового крана виготовленого за базовим проектом, $Ц_{м1} = 25000$ грн;

m_1 – маса механізму підйому крана виготовленого за базовим проектом, $m_1 = 10,2$ т;

$Ц_{м2}$ – вартість 1т механізму пересування козлового крана виготовленого за базовим проектом, $Ц_{м2} = 18000$ грн;

m_2 – маса механізму пересування крана виготовленого за базовим проектом, $m_2 = 6,1$ т;

$Ц_{м3}$ – вартість 1т механізму пересування візка козлового крана виготовленого за базовим проектом, $Ц_{м3} = 15000$ грн;

m_3 – маса механізму пересування візка крана виготовленого за базовим проектом, $m_3 = 2,0$ т.

$$Ц_1 = 25000 \cdot 10,2 + 18000 \cdot 6,1 + 12000 \cdot 2 = 388800 \text{ грн}$$

$$Ц_2 = Ц_{м1} \cdot m_1 + Ц_{м2} \cdot m_2 + Ц_{м3} \cdot m_3 \quad (4.3)$$

$$Ц_2 = 22000 \cdot 10,2 + 16500 \cdot 6,1 + 13500 \cdot 2 = 352050 \text{ грн}$$

B_2/B_1 – коефіцієнт обліку зросту продуктивності реконструйованого крана порівняно з базовим краном;

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

$$B = Q \cdot K_B \cdot K_{ч} \cdot \frac{\Phi_E}{T_{ц}} \quad (4.4)$$

Так як не змінились: коефіцієнт використання по вантажопідйомності ($K_{B1} = K_{B2} = 0,75$), коефіцієнт використання за часом ($K_{ч1} = K_{ч2} = 1$) та річний

фонд роботи устаткування ($\Phi_{E1} = \Phi_{E2}$), тому коефіцієнт обліку зросту продуктивності дорівнює:

$$\alpha = \frac{B_2}{B_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{180}{160} = 1,13$$

де n_1 – число циклів базового крана;

n_2 – число циклів реконструйованого крана;

A_2 – річний об'єм виробництва в розрахунковому році. Так як об'єм виробництва не змінюється внаслідок того що, кран реконструюється для відповідності його ритму виробництва, тому річний об'єм виробництва в розрахунковому році дорівнює $A_2 = 1$.

$$E = [388800 \cdot 1,13 - 352050] \cdot 1 = 87294 \text{ грн}$$

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз потенційних небезпек

Основні небезпечні і шкідливі виробничі чинники, характерні для професії машиніста козлового крану перераховані нижче:

- небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі. На крані існує небезпека поразки електричним струмом, оскільки тут експлуатується устаткування, що використовує електричний струм високої промислової частоти напругою до 380 В,

- небезпека падіння з великої висоти, висота підйому крану складає 16 м

- небезпека отримати захворювання органів дихання, внаслідок того, що кран може використовуватись для перевантаження насипних матеріалів, що можуть утворювати хмари пилу

- небезпека для здоров'я внаслідок монотонної сидячої роботи, що може призвести до захворювання опорно-рухового апарату.

- небезпека персоналу отримати травму при раптовому падінні вантажу (магніту або грейфера) з висоти.

5.2 Заходи по забезпеченню безпеки

5.2.1 Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт

Загальні вимоги безпеки при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у всіх галузях народного господарства встановлені ДСТУ 12.3.009:2015. Згідно з цим стандартом навантажувально-розвантажувальні роботи слід виконувати механізованим способом за допомогою підйомно-транспортного обладнання згідно з проектами проведення робіт, або іншими нормативно-технічними документами.

Місця проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні бути забезпечені знаками безпеки згідно з ДСТУ 12.4.026:2015. В місцях

проведення навантажувально-розвантажувальних робіт зміст шкідливих газів, парів, пилу в повітрі робочої зони не повинен перевищувати ГДК за ДСТУ 12.1.005:2015.

При переміщенні вантажу підйомно-транспортним обладнанням персоналу забороняється знаходитись на вантажі (на магніті або грейфері), чи в зоні його можливого падіння. Після закінчення роботи, або в перерві між роботами грейфер не повинен залишатись в підвішеному стані. Переміщення вантажу над приміщеннями чи транспортними засобами де знаходяться люди забороняється.

У випадку розвантаження в штабелі, штабелі насипних вантажів повинні мати відкоси крутизною, що відповідає куту природного відкосу для вантажів даного виду, або повинні бути огорожені підпорними стінками.

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

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

Майданчики проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні відповідати вимогам пожежної безпеки за ДСТУ 12.1.004:2015, а також СНіП.

Не допускається робота на крані, якщо швидкість вітру перевищує допустиме значення, що вказано в паспорті крану, а також при снігопаді, дощі, що знижують видимість в межах робочої зони. Не допускається робота на крані, якщо температура навколишнього повітря нижче за значення, що вказано в паспорті крану. Проходи та робочі місця вирівнюють, ліквідуючи ями. Взимку проходи очищають від снігу, а в випадку ожеледі посипають піском, або іншим проти ковзним матеріалом.

Підйомно-транспортне обладнання повинно відповідати вимогам ДСТУ 12.2.003:2015, а також Правилам устрою та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

До керування підйомно-транспортним обладнанням допускаються особи не молодші 18 років, що пройшли медогляд та мають дозвіл на проведення даного виду робіт.

При наявності небезпеки падіння предметів згори персонал, що працює в місцях проведення навантажувально-розвантажувальних робіт повинні носити захисні каски встановлених зразків.

5.2.2 Вимоги щодо оснащення крана

Кабіна

Кабіна крану повинна бути обладнана суцільним огородженням з усіх боків і суцільним верхнім перекриттям. Внутрішні розміри кабіни повинні бути не менш як: висота-2м, ширина-0.9м, довжина-1.3м, об'єм-не менш 3м².

У кабіні повинен бути забезпечений вільний доступ до всього розташованого в ній обладнання.

Світлові отвори кабіни виконуються з без уламкового скла.

Засклення кабіни виконується так, щоб забезпечувалась можливість очищення скла, як з середини так і з зовні. Або повинні бути передбачені пристрої для очищення скла.

У кабіни крана, що розглядається повинні бути передбачені сонцезахисні щитки.

Двері для входу до кабіни обладнуються засовом з внутрішнього боку. А також двері повинні замикатися з середини.

Кабіна обладнується стаціонарним сидінням для машиніста, що встановлюється так, щоб була можливість сидячи керувати краном та вести спостереження за вантажем. Повинна бути забезпечена можливість регулювання положення сидіння за висотою, та в горизонтальній площині.

Кабіни повинні відповідати вимогам “Санитарных правил по устройству и оборудованию кабин управления кранов”, затверджених зам Міністра охорони здоров’я СРСР від 08.12.74 №1204-74.

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

Параметри мікроклімату в кабіні повинні відповідати вимогам санітарних норм мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99, що затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.99 №42.

Вміст хімічних речовин в повітрі кабіні не повинен перевищувати гранично допустимих концентрацій згідно з вимогами діючих НД.

Рівні напруженості електромагнітного поля в кабіні машиніста повинні перевищувати гранично допустимих рівнів згідно Державним санітарним нормам та правилам при роботі з джерелами електромагнітних полів, що затверджені наказом Міністерства охорони здоров’я України від 18.12.2002 №476.

Рівні напруженості електростатичного поля на поверхні матеріалів, котрими оброблена кабінка, та рівні напруженості електростатичного поля у кабіні повинні відповідати “Санитарным правилам и нормам по применению полимерных материалов в строительстве. Гигиеническиэ требования.” що затверджені міністерством охорони здоров’я України від 12.08.91, та діючими НД.

Матеріали, котрі використовуються для обробки кабінки, повинні мати дозвіл на використання Міністерства охорони здоров’я України.

Опалювальні прилади в кабіні встановлюються виробником і повинні відповідати вимогам ПУЭЭПУ.

Огородження.

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

Огородженню підлягають:

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

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

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

Все електрообладнання повинно відповідати вимогам ПУЕ.

Все електрообладнання, що розташоване на крані повинно бути заземлене.

5.3 Заходи з виробничої санітарії та гігієни праці

5.3.1 Оздоровлення повітряного середовища

Враховуючи, що кран може використовуватись для розвантаження насипних матеріалів, котрі можуть спричиняти виділення великої кількості пилу, у кабіні машиніста крану потрібно забезпечити чистоту повітря, що відповідала ДСТУ 12.1.005:2015 “Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны”. Для забезпечення цих параметрів слід використати наступні технічні рішення.

а) Герметизувати приміщення кабіни шляхом встановлення ущільнень з резини на роз'ємні елементи кабіни.

б) Встановити фільтро-ветиляційну установку, що забезпечує ефективне очищення повітря, що подається в кабіну.

в) Встановити у кабіні кондиціонер.

5.3.2 Виробниче освітлення

Для забезпечення виробничого освітлення майданчика на котрому проводиться розвантаження рухомого складу, потрібно:

а) Встановити на рамі вантажного візка прожектор, забезпечує достатнє освітлення місця опускання вантажозахоплюючого органу.

б) Встановити по периметру майданчика на висоті 10 м, лампи прожекторного типу у кількості 24 штуки для рівномірного освітлення майданчика.

Таблиця 5.1 - Норми освітлюваності робочих місць СНиП II-4-79 «Естественное и искусственное освещение»

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

5.4 Пожежна безпека

Із засобів пожежогасіння на ділянці передбачено:

а) Протипожежне водопостачання; у проєкті майданчика розвантаження передбачено пожежне водопостачання. Протипожежний водопровід об'єднується з господарсько-питним або виробничим водопроводом. Вільний натиск в мережі протипожежного водопроводу низького тиску при пожежогасінні складає не менше 10 м. Норма витрати води на внутрішню пожежогасінню приймається з розрахунку двох пожежних струменів продуктивністю не менше 2,5 л/сек кожна. В цеху встановлено 5 пожежних кранів з рукавами та брансбойтами.

б) На кожні 600 м² для майданчика розвантаження прийнято:

- вогнегасник ОУ-5 – 1 шт;
- ящик з піском 0,5 м – 1 шт;

- сталеві лопати - 2 шт.

Вуглекислотні вогнегасники пристосовані для гасіння тільки електроустаткування.

Для захисту від блискавок передбачено пристрій блискавковідводів.

5.5 Заходи з цивільної оборони

«Інженерно-технічні заходи по підвищенню стійкості систем електрозабезпечення у надзвичайних ситуаціях».

Система електропостачання є визначною на промисловому підприємстві. Підвищення стійкості цієї системи досягається проведенням як загальноміських, так і об'єктивних інженерно-технічних заходів.

При живленні підприємства від районної енергосистеми лінії електропередач підводяться з двох напрямків. На випадок виходу одного зі строю передбачено автономне (аварійне) джерело, в якості якого використовуються рухомі електростанції. Потужність такої станції розрахована на обмежену групу споживачів електроенергії. Перехід на живлення від аварійних електростанцій здійснюється автоматично без припинення подачі енергії споживачам. Електроенергія на промислове підприємство передається по підземним електролініям.

Для передбачення виходу зі строю електричних мереж встановлені засоби автоматичного відмикання їх при виникненні перенапруг, які можуть бути створені електромагнітними полями, що з'являються при ядерному вибуху.

ВИСНОВКИ

Під час роботи над дипломним проектом був виконаний великий обсяг розрахунково-графічних робіт. Дані роботи включали в себе розрахунки:

- механізму підйому вантажу;
- механізму переміщення вантажного візка;
- механізму переміщення крана;
- перевірочний розрахунок металоконструкції;
- економічного ефекту від впровадження нового крану.

Також, на завершальному етапі роботи над проектом, були визначені:

- основні заходи, щодо охорони праці,

Після проведення розрахунків отримали, що річний економічний ефект від встановлення нового крану складає 87294 грн.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1 Мартовицький Л. М., Глушко В. І. Курсове проектування металоконструкцій: Навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. Запоріжжя: Кругозір, 2016. – 418 с.: іл., табл.

2 ДСТУ 6627:2008. Гаки однорогі. Заготівлі. Типи. Конструкція та розміри.

3 ДСТУ EN 12385-10:2018 Канати сталеві. Безпека. Частина 10. Канати одинарного звивання для загального застосування в будівництві (EN 12385-10:2003+A1:2008, IDT)

5 Методичні вказівки до курсового проекту "Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка для студентів спеціальності 8.090214 "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини та обладнання" / Укл.: О.І.Вільчек, О.М.Руднєв, В.І.Глушко. – Запоріжжя: ЗДТУ, 2001. – 69 с.

6 ДСТУ ГОСТ 520:2014 Підшипники кочення.

7 Атлас конструкцій підйомно-транспортних машин / В. О. Білостоцький, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тіщенко та ін. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Ч. І. Крани і кранові механізми. – 2008. – 100 с. - Ч. II. Транспортуючі машини. – 2009. – 98 с.

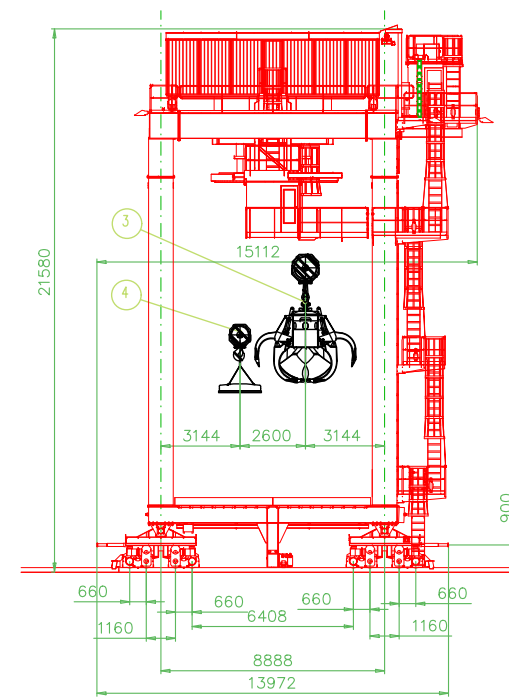
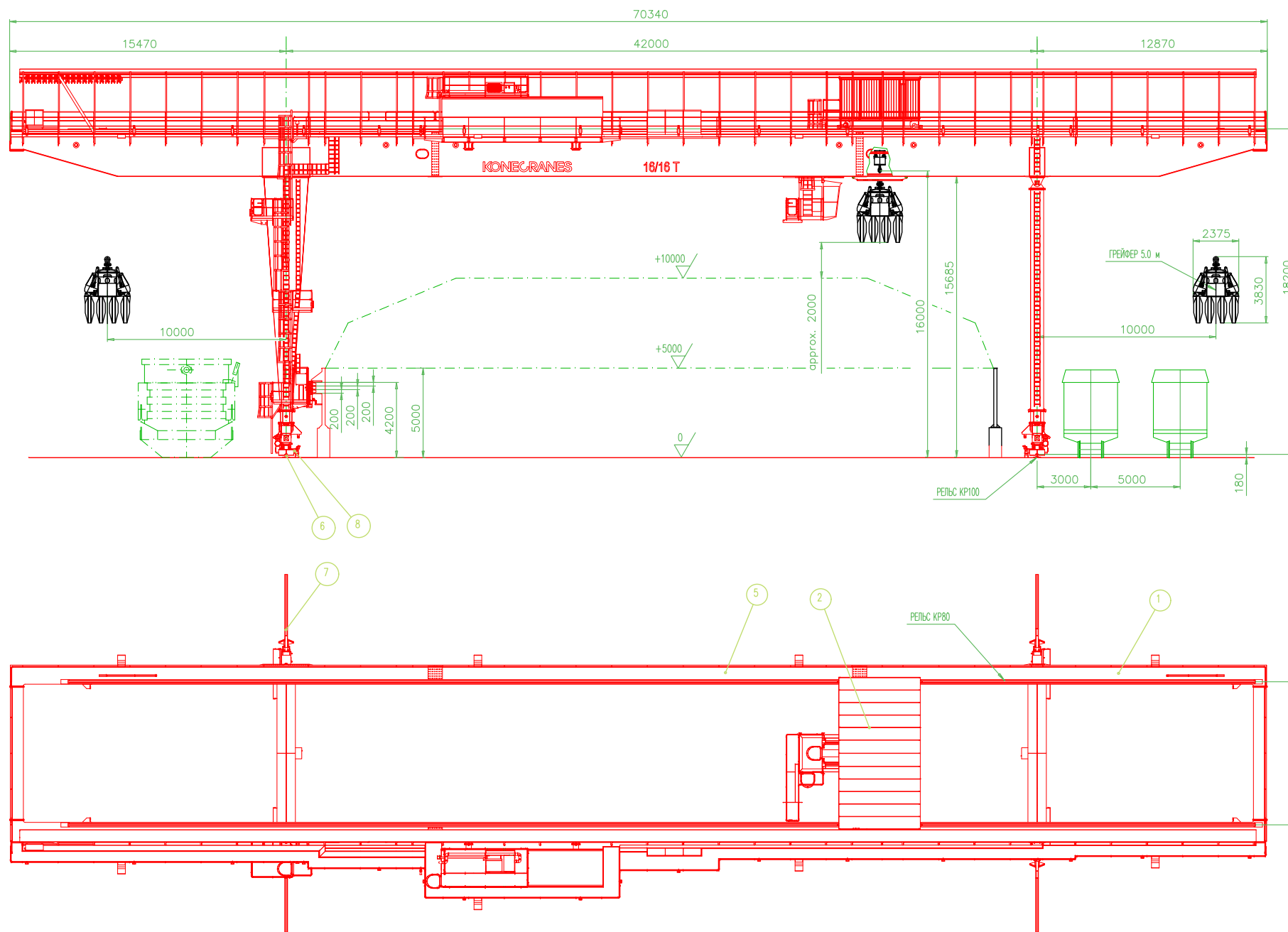
8 Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.

9 Методичні вказівки до виконання курсового проекту "Приклади розрахунків механізмів спеціальних вантажопідйомних кранів" (для студентів спеціальності 1504 денної та вечірньої форм навчання) / Упоряд. В.А. Єршов. – Запоріжжя: ЗМІ, 1990. – 20 с.

10 Методичні вказівки щодо економічного обґрунтування розробки підйомно-транспортних машин у дипломних проектах для студентів спеціальності 0510 / Упоряд. Л.К. Фатюха, І.А. Федеракін. – Запоріжжя: ЗМІ, 1986. – 48 с.

11 Методичні вказівки до дипломного проектування розділу "Охорона праці" / Укл.: ГЛ. Дудник, В.П. Порохненко, О.О. Потуремець, О.О. Писарський, О.В. Коваленко, О.М. Савчук. Запоріжжя: ЗДТУ, 2000. – 60 с.

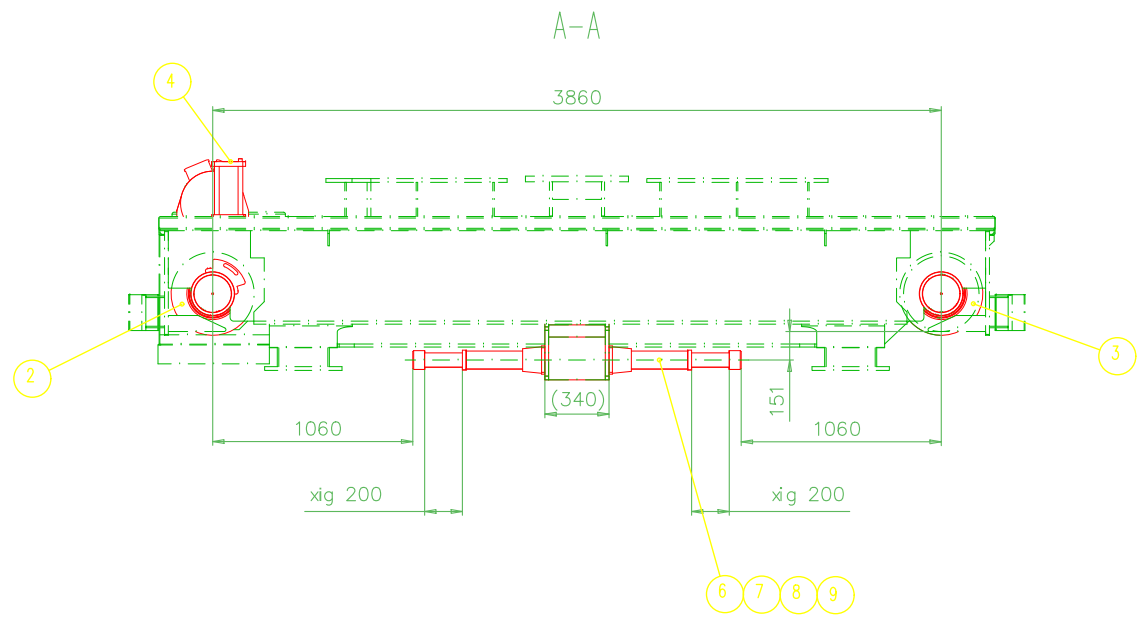
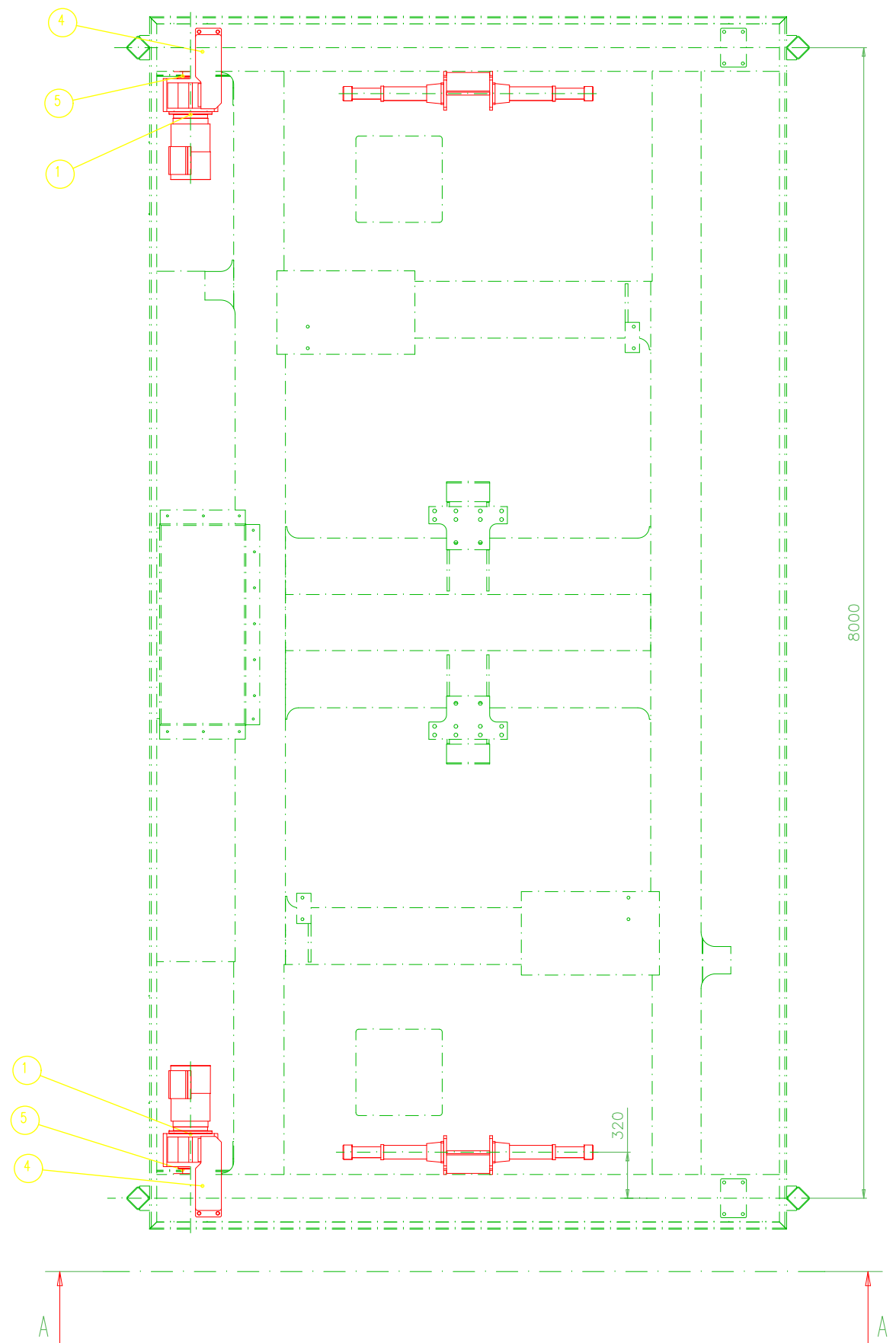
12 Методичні вказівки для розрахунку циліндричних передач редукторів з дисципліни "Деталі машин та основи конструювання машин" для студентів спеціальностей 8.090202; 8.090203; 8.090205; 8.090206; 8.090211; 8.090214; 8.092301; 8.092303 всіх форм навчання. Видання другові. Перероблена та доповнена. / Укл. О.І.Вільчек.- Запоріжжя: ЗНТУ, 2002 – 30 с.



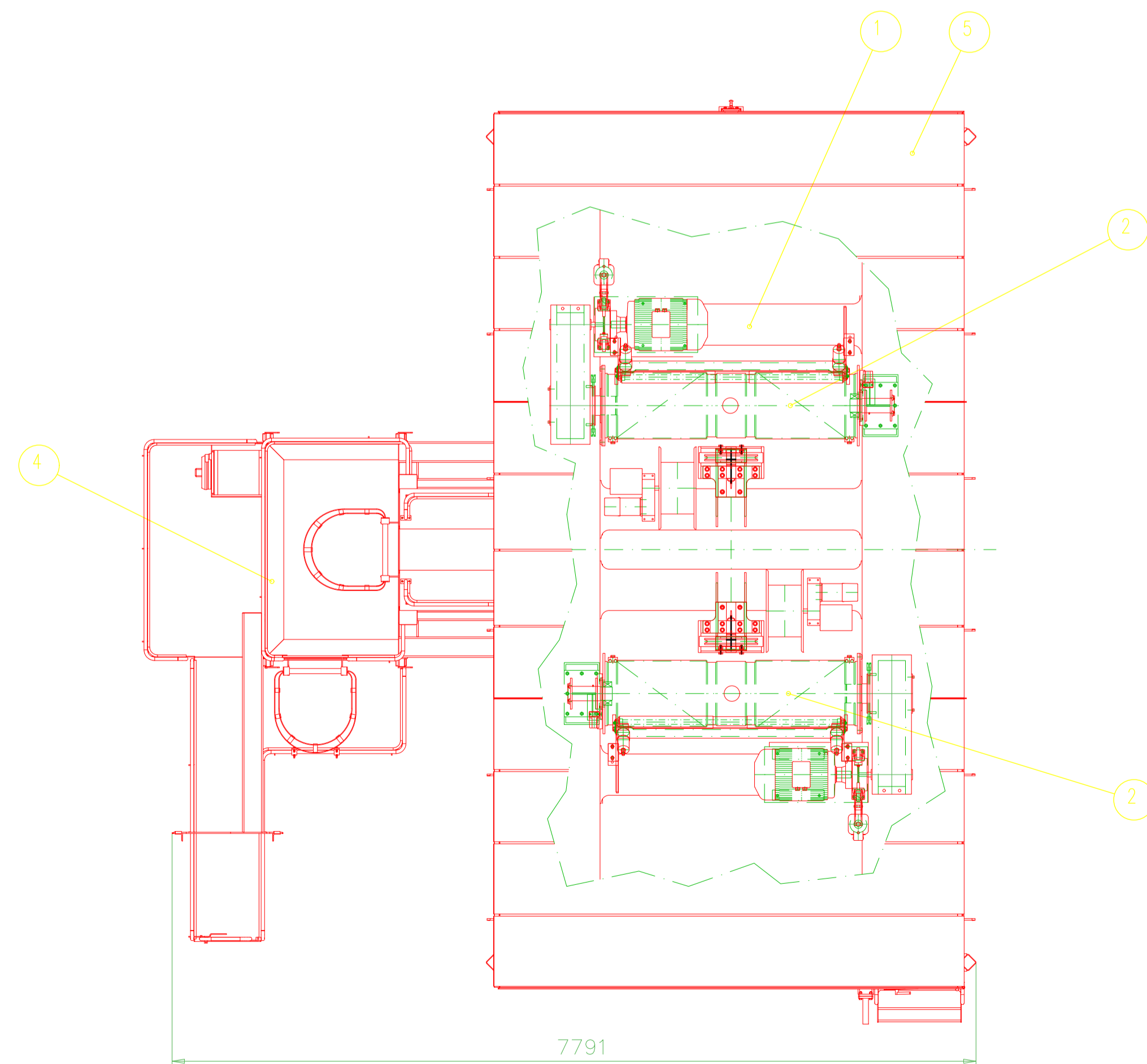
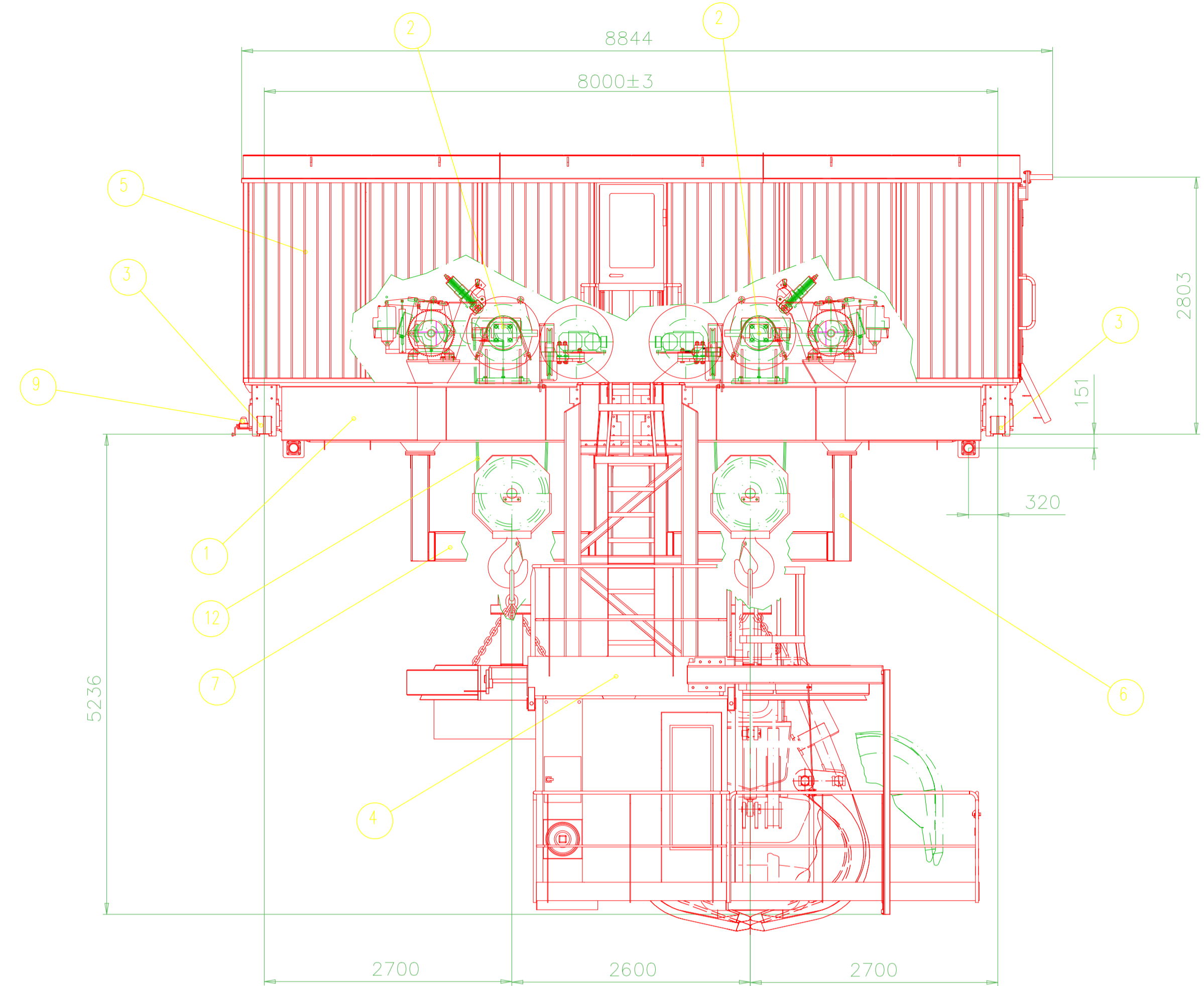
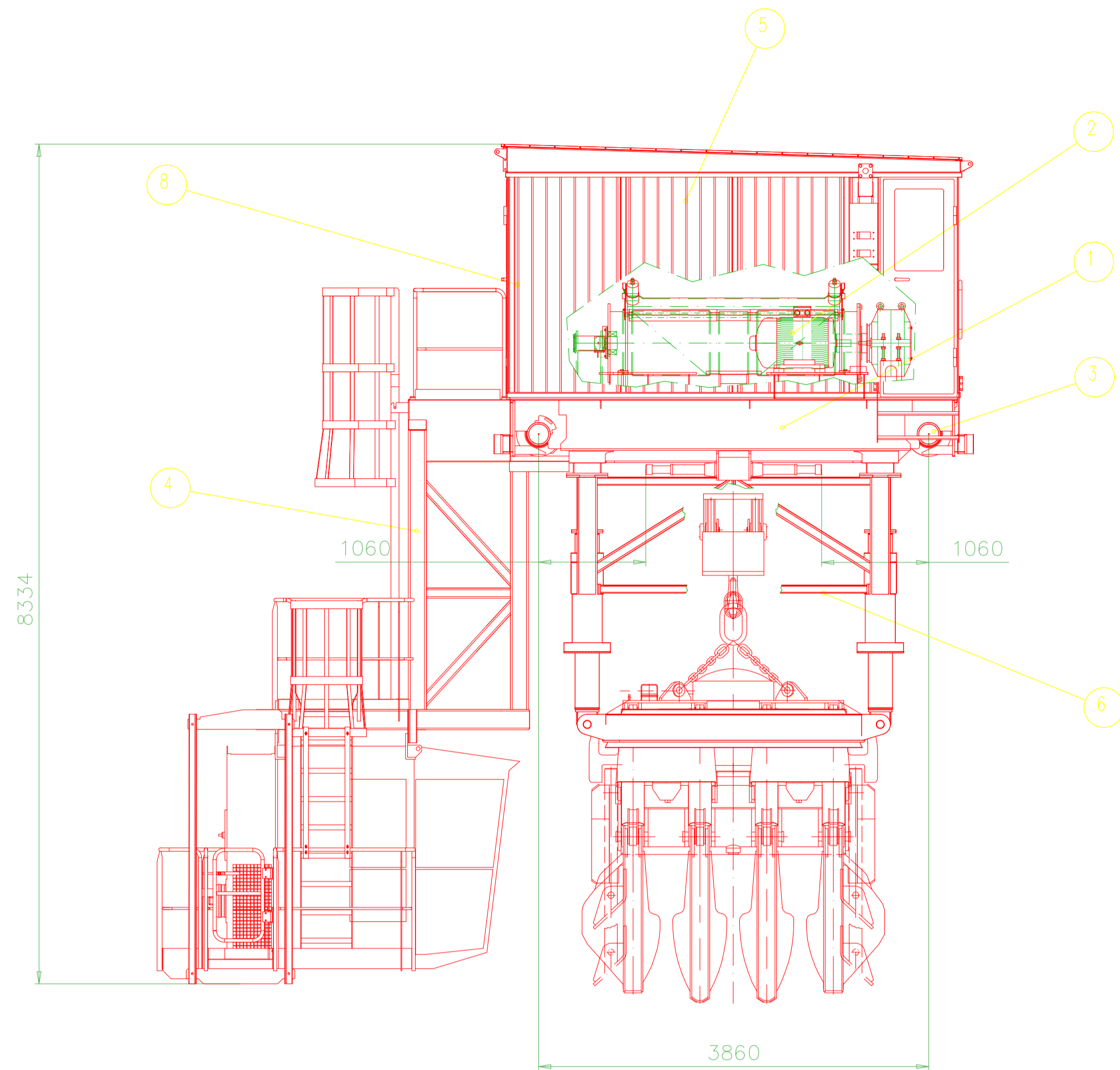
- ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА**
- ПРОТ 42м
 - ВАНТАЖОПДІЙНОСТЬ 50/10т
 - ВИСОТА ПІДЙОМУ 50 м
 - ШВИДКІСТЬ ПЕРЕСОВАННЯ КРАНУ 60 м/хв
 - ШВИДКІСТЬ ПІДЙОМУ 20 м/хв
 - ШВИДКІСТЬ ПЕРЕСОВАННЯ ВІЗКА 73 м/хв
 - РОБОЧА ТЕМПЕРАТУРА -40...+40С
 - РЕЖИМИ РОБОТИ МЕХАНІЗМІВ ТА МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ
 - МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ А7
 - МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ М7
 - МЕХАНІЗМ ПЕРЕСОВАННЯ КРАНУ М7
 - МЕХАНІЗМ ПЕРЕСОВАННЯ ВІЗКА М7
 - МАСА КРАНУ БЕЗ ВІЗКА 226 Т
 - МАСА ГРЕЙФЕРУ 9.4 Т
 - МАСА ЕЛЕКТРОМАНІПУ 6.5 Т
 - МАСА ВІЗКА 32 Т

- ПОТІЖНІСТЬ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ**
- МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ 2х60 кВт
 - МЕХАНІЗМ ПЕРЕСОВАННЯ КРАНУ 8х11 кВт
 - МЕХАНІЗМ ПЕРЕСОВАННЯ ВІЗКА 22 кВт

№	Лист	№Видан	Підп.	Дата	Кран козловий 50/10т	Лист	Маса	Листов
1	1				Складальне креслення	1	32т	1:100
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								
25								
26								
27								
28								
29								
30								
31								
32								
33								
34								
35								
36								
37								
38								
39								
40								
41								
42								
43								
44								
45								
46								
47								
48								
49								
50								



Зміст	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Механізм пересування візка Складальне креслення	Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.		Мороз С.А.				Лист	1690	1:20
Перев.		Козак Д.С.				Листів	1	
Т. контр.						НУ "ЗП" зр.Мз-312сп		
Зав. сект.					Формат А1			
Н. контр.								
Затв.								



ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ	50/10т
ВИСОТА ПІДЙОМУ	50 м
ШВИДІСТЬ ПІДЙОМУ	20 м/хв
ШВИДІСТЬ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА	73 м/хв
РОБОЧІ ТЕМПЕРАТУРИ	-40...+40°С
МАСА ГРЕЙФЕРУ	9.4 Т
МАСА ЕЛЕКТРОМАГНІТУ	6.5 Т
МАСА ВІЗКА	34 Т

ПОТУЖНІСТЬ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ

МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ	2х60 кВт
МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА	22 кВт

Змін	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Лім.	Маса	Масштаб
						34000	1:40
Разроб.	Мороз С.А.				Лист		Листів 1
Перев.	Козак Д.С.						НУ "ЗП"
Т. конпр.							зр.Мз-312сн
Зав. сект.							
Н. конпр.							
Замб.							

Візок вантажний
Складальне кресленняЛім.
Маса
Масштаб
Лист
Листів 1
НУ "ЗП"
зр.Мз-312сн

