

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

МАШИНОБУДІВНИЙ

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі МАШИНИ та ПТМ

(повне найменування кафедри)

**Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

БАКАЛАВР

(ступінь вищої освіти)

на тему КРАН МОСТОВИЙ 2200т 32Т.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-311

Спеціальності 133 ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДІВН.  
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Технічне управління, управління, Суд. керівництво  
на машинах і обладданні; Судовий Р.К.  
(прізвище та ініціали)

Керівник ФРОЛОВ Р.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

2025

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

Інститут, факультет МАШИНОБУДІВНИЙ  
 Кафедра Ремонт машин та ПТМ  
 Ступінь вищої освіти БАКАЛАВР  
 Спеціальність 132 ГАЛУЗЬ ВЕДІ МАШИНОБУДУВАННЯ  
(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Технік-машинист-ремонтник-експлуататор машин і обладнання  
(назва освітньої програми (спеціалізації))

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

« 5 » 06 2025 року

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

Свободяк Роман Костянтинович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) КРАК МОСТОВИХ А 200+32Т.

керівник проєкту (роботи) Фролов Р.О. канд. тех. наук  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 25 » квітня 2025 року № 202

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 10.06.2025

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) механізм мостового крана А 200+32Т. Робочий механізм методикою проектування ПМ-приводів

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок механізму зловного підйому

2. Розрахунок механізму довідного підйому

3. Розрахунок привода механізму крана

4. Розрахунок привода механізму візка

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

Лист 1 Балка головна

Лист 2 Задатний вид крану

Лист 3 Візок

Лист 4 Протяжний візок

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	ФРОЛОВ Р.О.	25.04.2025	30.04.2025
2	ФРОЛОВ Р.О.	25.04.2025	15.05.2025
3	ФРОЛОВ Р.О.	25.04.2025	01.06.2025
4	ФРОЛОВ Р.О.	25.04.2025	10.06.2025

7. Дата видачі завдання « 25 » № М/В 2025 року.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Визначення місця з'їзду автомобілів	31.04.2025	
2	Визначення місця з'їзду автомобілів	20.05.2025	
3	Визначення місця з'їзду автомобілів	05.06.2025	
4	Визначення місця з'їзду автомобілів	10.06.2025	

Студент

  
(підпис)

  
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

  
(підпис)

  
(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ .....	6
1.1 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	6
1.2 Вибір вантажного каната .....	7
1.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	9
1.4 Вибір гака.....	10
1.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана .....	10
1.6 Розрахунок гакової підвіски .....	20
1.6.1 Розрахунок параметрів траверси .....	20
1.7 Вибір електродвигуна .....	25
1.8 Вибір редуктора.....	26
Відхилення від заданої швидкості: .....	27
1.9 Перевірка двигуна за часом пуску.....	28
1.10 Вибір гальм та муфти .....	29
2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ .....	31
2.1 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	31
2.2 Вибір вантажного каната .....	32
2.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	34
2.4 Вибір гака.....	35
2.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана .....	35
2.7 Вибір електродвигуна .....	45
2.8 Вибір редуктора.....	46
2.9 Перевірка двигуна за часом пуску.....	47
2.10 Вибір гальм та муфти .....	49
3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ .....	50
КРАНА.....	50
3.1 Вибір схеми механізму пересування крана.....	50
3.2 Вибір ходових колес.....	51
3.3 Визначення опору пересуванню крану .....	52

3.4 Вибір електродвигуна .....	53
3.5 Вибір редуктора.....	54
3.6 Вибір муфти.....	55
3.7 Вибір гальма .....	55
4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ .....	59
ВІЗКА.....	59
4.1 Вибір схеми механізму пересування візка .....	59
4.2 Вибір ходових коліс .....	60
4.3 Опір пересуванню візка.....	61
4.4 Вибір електродвигуна .....	62
4.5 Вибір редуктора.....	62
4.6 Вибір гальма .....	63
4.7 Вибір муфти.....	66
ВИСНОВОК .....	69
ЛІТЕРАТУРА .....	70

# 1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

## 1.1 Вибір схеми та кратності поліспасти

Спираючись на рекомендації фахової літератури та аналізуючи конструктивні рішення аналогічних мостових кранів, обираємо здвоєний поліспаст із кратністю  $in = 4$ . Така конфігурація забезпечує впевнене вертикальне переміщення вантажу, а також рівномірний розподіл зусиль на опори барабана і ходові колеса під час підйому. Як-то кажуть, «рівновага — запорука надійності».

Кратність поліспасти, як правило, визначається так, щоб натяг в одній вітці каната не перевищував 50 кН. Це критично важливо, адже надмірне зусилля — ворог довговічності. До того ж, збільшення кратності часто дозволяє зменшити габарити й масу приводу механізму підйому, а отже — оптимізувати конструкцію загалом. Тут спрацьовує принцип: «Менше — краще, якщо це більше ефективно».

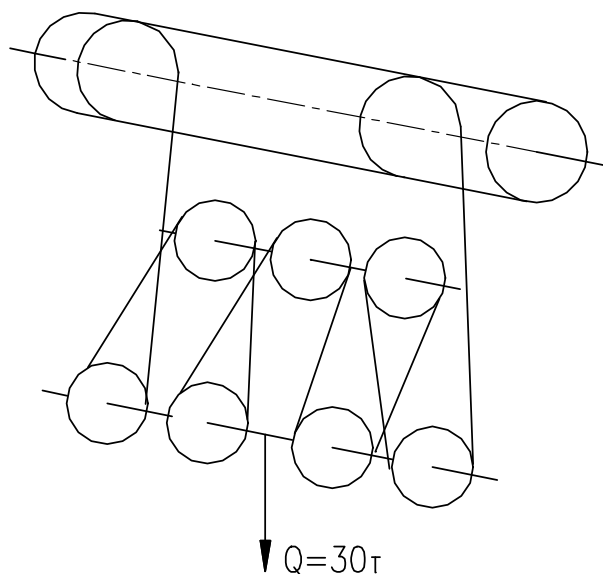


Рисунок 1.1 - Схема поліспасти

Визначаємо кількість рухомих, нерухомих, направляючих блоків і ККД поліспасти:

$$\eta = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} \quad (1.1)$$

де  $\eta = 0,98$  - ККД блока, встановленого на підшипниках кочення;

$i_n = 4$  - кратність поліспасти.

$$\eta = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,97$$

## 1.2 Вибір вантажного каната

Вибір сталевих канатів — відповідальний етап, що виконується з урахуванням їх призначення: вантажні, стрілові, вантові, несучі чи тягові. Усі вони повинні відповідати вимогам ДНАОП 0.00-1.03-02 та чинним нормативним документам. Розрахунок несучої здатності каната проводиться за визначеною формулою, що дозволяє гарантувати безпеку та надійність системи.

Сталеві канати перевіряємо розрахунком за формулою:

$$F_{розр} = Z_P \cdot F_{max} \leq [F]_{розр}, \quad (1.2)$$

де  $F_{розр}$  – розривне зусилля каната в цілому (Н), що приймається за документом виробника про якість каната або документом про їх випробування, а під час проектування – за даними стандарту;

$F_{max}$  – найбільший розрахунковий натяг вітки каната.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{\alpha \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m}, \quad (1.3)$$

де  $G_n = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q = (0,02 \dots 0,03) \cdot 10 = 0,2 \dots 0,3 \text{ т}$  - маса підвіски,

$Q$  - маса вантажу, т;

$a = 2$  - кількість віток каната, які намотуються на барабан;

$m = 1$  - кількість відхиляючих блоків.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (30 + 0.8)}{2 \cdot 4 \cdot 0.99 \cdot 0.97^2} = 38,94 \text{ кН},$$

Для подальших розрахунків приймаємо значення  $F_{max} = 38,9 \text{ кН}$ .

$Z_p$  – коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), визначаємо за табл. 1.1 в залежності від групи режиму класифікації механізму підймання М7 (ISO 4301/1-86);

$$F_{POZF} = 4,5 \cdot 38,9 = 175 \text{ кН}$$

Таблица 1.1 – Коефіцієнт вибору канатів

Режими роботи, групи режиму роботи, класифікації механізмів відповідно			Рухомі канати	Нерухомі канати
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 25835-83	за ISO 4301/1-86	$Z_p$	
Легкий (Л)	1М	M1	3, 15	2,50
		M2	3, 35	2,50
		M3	3, 55	3,00
	2М	M4	4, 00	3,50
	3М	M5	4, 50	4,00

Середній (С)	4М	М6	5, 60	4,50
Важкий (В)	5М	М7	7, 10	5,00
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	9, 00	5,00

Приймаємо канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6×36 20-Г-В-Н-Р-1670 ГОСТ 7668-80 [3]:

- діаметр  $d_k = 20$  мм;
- маркувальна група – 1670 МПа;
- маса каната (1000 м) – 1405 кг;
- розривне зусилля  $F_{розр} = 210$  кН.

Позначення вибраного канату діаметром 20 мм:

*20-Г-В-Н-Р-1670 ГОСТ 7668-80*

### 1.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (1.4)$$

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

$f = 0,16$  - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3 \cdot \pi$  (1,5 витка) - кут обхвату барабана не змотуваними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

$$F_{кр} = \frac{38900}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 13864 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} \quad (1.5)$$

де  $d_1 = 20\text{мм}$  - внутрішній діаметр різьби гвинта (шпильки), [1, с. 427].

$[\sigma]_p = 50 \dots 60 \text{МПа}$  - допустиме напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

Кількість гвинтів  $Z$  приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 13864}{20^2 \cdot 50} = 2 \text{ приймаємо } Z=3.$$

#### 1.4 Вибір гака

Щодо гака — він підбирається за номінальною вантажопідйомністю механізму та режимною групою роботи. Приймається гак №22, тип Б, маса — 170 кг [2]. Його умовне позначення, відповідно до ГОСТ 6627-74, виглядає як:

Заготовка гака 22Б – 2, де «2» — виконання з приливом (довгий гак).

Не забуваймо про безпеку — запобіжні замки для однорогих гаків, що використовуються у вантажопідіймальних механізмах загального призначення, повинні відповідати ГОСТ 12840-80. Це не просто формальність — це бар'єр між людиною й катастрофою.

#### 1.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Розміри мінімальних діаметрів барабанів, блоків і зрівняльних елементів, що контактують зі сталевими канатами, визначаються за відповідними інженерними формулами. Тут не можна покладатися на інтуїцію — лише на розрахунок.

$$D_1 \geq h_1 \cdot d ; D_2 \geq h_2 \cdot d ; D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (1.6)$$

де  $d$  – діаметр каната, мм

$D_1, D_2, D_3$  – діаметри відповідно барабана, блока, зрівняльного блока по середній лінії навитого каната, мм

$h_1, h_2, h_3$  – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блока, зрівняльного блока, [табл. 1.2],

$$D_1 \geq h_1 \cdot d = 18 \cdot 20 = 360 \text{ мм, приймаємо } D_1 = 720 \text{ мм}$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d = 20 \cdot 20 = 400 \text{ мм, приймаємо } D_2 = 400 \text{ мм}$$

$$D_3 \geq h_3 \cdot d = 14 \cdot 20 = 280 \text{ мм, приймаємо } D_3 = 280 \text{ мм}$$

Таблиця 1.2 – Коефіцієнти вибору діаметрів барабана ( $h_1$ ), блока ( $h_2$ ), зрівняльного блока ( $h_3$ )

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно			Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 2583 5-83	за ISO 4301/1-86	$h_1$	$h_2$	$h_3$
Легкий (Л)	1М	М1	11 ,2	12 ,5	11 ,2
		М2	12 ,5	14 ,0	12 ,5
		М3	14 ,0	16 ,0	12 ,5
	2М	М4	16 ,0	18 ,0	14 ,0
	3М	М5	18 ,0	20 ,0	14 ,0
Середній (С)	4М	М6	20 ,0	22 ,4	16 ,0
Важкий (В)	5М	М7	22 ,4	25 ,0	16 ,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	25 ,0	28 ,0	18 ,0

### Розрахунок барабана

Довжина однієї гілки каната, намотуваного на барабан при підйомі вантажу на задану

висоту  $H = 20$  м при прийнятій схемі запасовки:

$$L_k = H \cdot m = 80 \quad (1.7)$$

Кількість робочих витків нарізки барабана:

$$Z_p = \frac{L_k}{\pi \cdot D_m} = 36 \quad (1.8)$$

Повна кількість витків нарізки:

$$Z = Z_p + Z_1 + Z_2 = 39 \quad (1.9)$$

кількість додаткових (розвантажуючих) витків нарізки барабана, на яких повинен залишатися канат після опускання підвіски в крайнє нижнє положення  $Z_1 = 2$ ;

кількість запасних витків нарізки, які повинні залишатися порожніми після підйому підвіски в крайнє верхнє положення (на випадок витяжки каната)  $Z_1 = 1$

Довжина нарізки барабана для однієї гілки каната, мм:

$$L_p = Z \cdot t = 936 \quad (1.10)$$

крок нарізки барабана  $t = 24$ мм, загальна довжина барабана  $L = 2480$ мм.

Заготівля для барабана - центробежно-литая товстостінна труба (730x660x2480

ТУ14-3-1747-90. Матеріал труби 25Л ГОСТ 977-88

Границя текучості матеріалу барабана  $\sigma_T = 235$ МПа.

Напруга стиску, що допускає, стінки для сталєвого

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_T}{2} = 117,5 \text{ барабана МПа}$$

Прийнята товщина стінки барабана  $\delta = 15$  мм

Напруга стиску стінки барабана  $\sigma_T = 235$

Найменший внутрішній діаметр обічайки барабана  $D_{in} = 660$  мм

## Кути відхилення каната на барабані

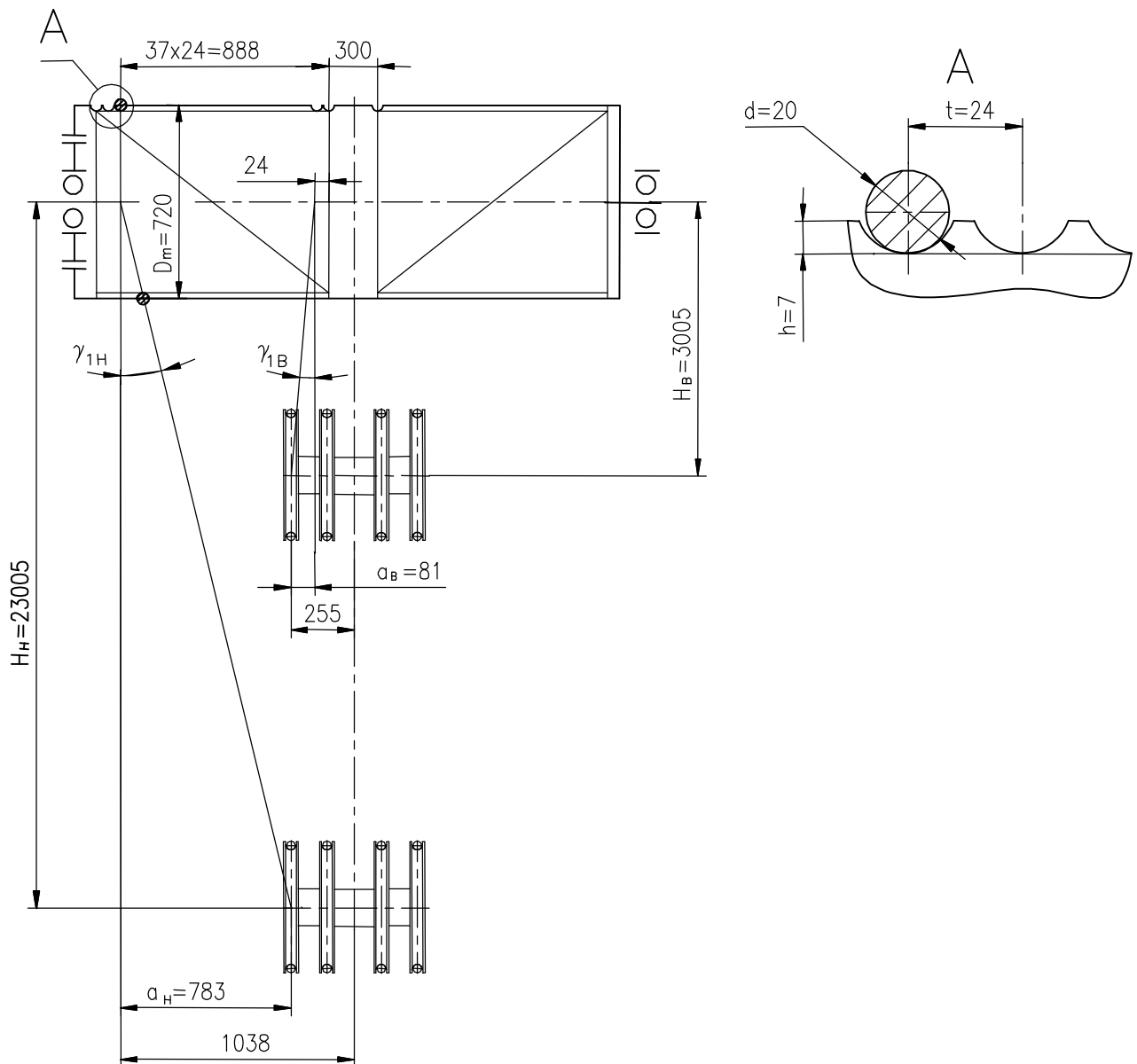


Рисунок 1.2 демонструє розрахункову схему, що використовується для визначення кутів відхилення каната на барабані.

Допустимий кут відхилення каната від нормалі до осі барабана (у бік сусідніх витків) встановлюється згідно з вимогами експлуатаційної безпеки. «Канат, що гнеться поза нормою — привід для тривоги».

$$\operatorname{tg}[\gamma_1] = 2k \cdot \operatorname{tg}\beta_1 \frac{d}{D_m} - \frac{t}{\pi \cdot D_m} \quad (1.11)$$

$$\operatorname{tg}[\gamma_1] = 0,0522142; [\gamma_1] = 3^\circ$$

Коефіцієнт, що залежить від згинаючої жорсткості каната (канат типу ЛК-РО хрестової звивки),  $k = 2$ . Половина кута профілю канавки барабана:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{t^2 - 4h^2}{4h \cdot t} \quad (1.12)$$

$$\operatorname{tg}[\beta_1] = 0,565476$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до вісі барабана:

$$\text{у верхнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1E} = \frac{\alpha_E}{H_{1E}} = 0,02695$$

$$\gamma_{1E} < [\gamma_1] = 1,54^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1H} = \frac{\alpha_H}{H_{1H}} = 0,03404$$

$$\gamma_{1H} < [\gamma_1] = 1,95^\circ$$

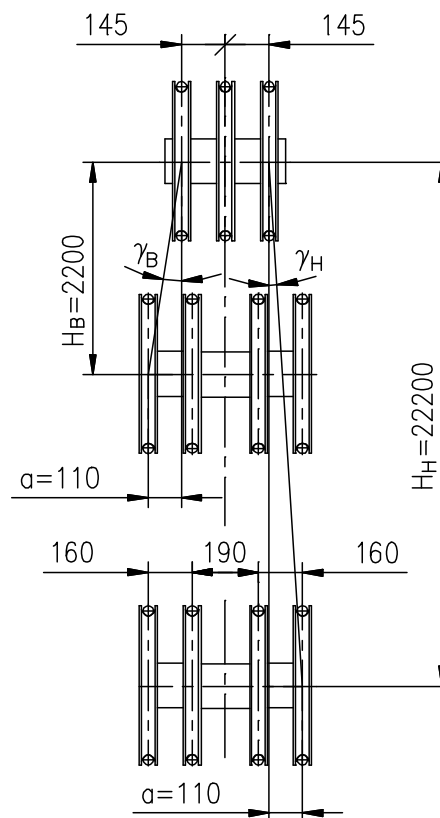


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема для визначення кутів відхилення каната на крайньому блоці верхнього ярусу.

"Механіка не терпить приблизності – тут важливий кожен градус."

Максимально допустимий кут відхилення каната на крайньому блоці верхніх блоків визначається як критичне значення, що не повинно перевищуватись в умовах експлуатації.

$$\operatorname{tg}\gamma_2 = 2k \cdot \operatorname{tg}\beta_2 \frac{d}{D_{\text{оп}}} \quad (1.13)$$

$$\operatorname{tg}[\gamma_2] = 0,056, \gamma_2 = 3,2^\circ$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \operatorname{tg}20^\circ$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до осі крайнього блоку верхніх блоків:

$$\text{у верхнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{2E} = \frac{\sigma_E}{H_{2E}} = 0,05$$

$$\gamma_{2E} < [\gamma_2] = 2,68^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{2H} = \frac{\sigma_H}{H_{2H}} = 0,04955$$

$$\gamma_{2H} < [\gamma_2] = 0,288^\circ$$

## Розрахунок навантаження на опори барабана.

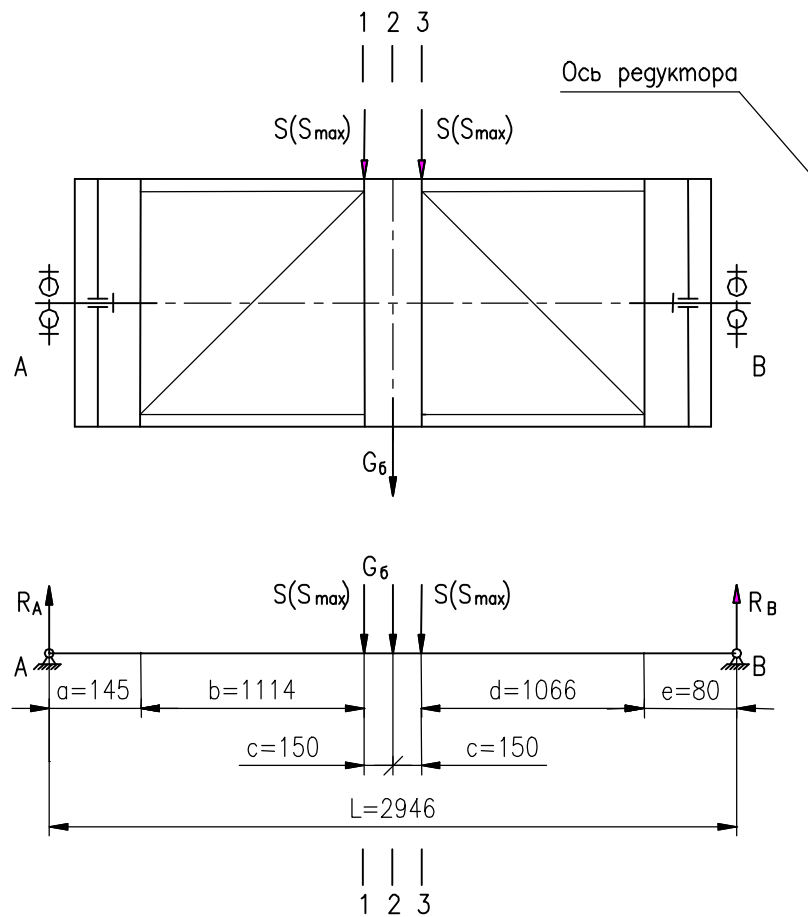


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема барабана.

Розрахунок провадимо для двох випадків навантаження:

1 - натяг каната від номінального навантаження  $S = 38940 \text{ Н}$ .

2 – максимальний натяг каната  $S_{\text{max}} = k_s \cdot S = 1.25 \cdot 38940 = 48675 \text{ Н}$ .

Реакція опор барабана для 1-го случаю навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника} \quad R_A = \frac{2S(d+e+c) + G_B(d+e+c)}{L}$$

$$(1.14)$$

$$R_A = 40400 \text{ Н}$$

Вага барабана -  $G_B = 13900 \text{ Н}$

$$\text{Реакція опори В підшипника} \quad R_B = \frac{2S(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (1.15)$$

$$R_B = 44000 \text{ Н}$$

Реакція опор барабана для 2-го случаючи навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника } R_A^{\max} = \frac{2S^{\max}(d+e+c) + G_B(d+e+c)}{L} \quad (1.16)$$

$$\text{Реакція опори В підшипника } R_B^{\max} = \frac{2S^{\max}(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (1.17)$$

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го випадку навантаження

Перетин 1-1: $M_1 = R_A(a+b)$ , Нмм	$M_1$	5086 3600
Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a+b+c) - S \cdot c$ , Нмм	$M_2$	5108 2600
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d+e)$ , Нмм	$M_3$	5042 4000

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го випадку навантаження

Перетин 1-1: $M_1^{\max} = R_A^{\max}(a+b)$ , Нмм	$M_1$	5086 3600
Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a+b+c) - S \cdot c$ , Нмм	$M_2$	5108 2600
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d+e)$ , Нмм	$M_3$	5042 4000

Розрахунок барабана на спільну дію вигину, стискання й кручення в січ.2-2

Результуюча напруга для сталевого барабана:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_{\text{б}}] \quad (1.18)$$

$$\sigma_{\text{сум}} = 117 \text{ МПа}$$

Напруга вигину в найбільш навантаженому перетині:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_2^{\text{max}} \cdot D_{\text{д}}}{0.1(D_{\text{д}}^4 - D_{\text{ин}}^4)} \quad (1.19)$$

$$\sigma_{\text{и}} = 9 \text{ МПа}$$

Напруга стиску стінки барабана,  $\sigma_{\text{сж}} = 108 \text{ МПа}$

Напруга крутіння барабана

$$\tau_{\text{и}} = \frac{M_{\text{д}} \cdot D_{\text{д}}}{0.2(D_{\text{д}}^4 - D_{\text{ин}}^4)} \quad (1.20)$$

$$\tau_{\text{кр}} = 3 \text{ МПа}$$

Напруга матеріалу, що допускає, барабана:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{n_{\text{II}}} \quad (1.21)$$

$$[\sigma] = 147 \text{ Мпа}$$

границя текучості матеріалу барабана,  $\sigma_{\text{T}} = 265 \text{ МПа}$

Під час розгляду другого випадку навантаження (максимального), опору В піддаємо перевірці на статичне навантаження, оскільки саме в цьому режимі вона зазнає найбільшого впливу.

У свою чергу, у першому (номінальному) режимі навантаження підшипник опори В перевіряється на довговічність за показниками еквівалентного динамічного навантаження.

"Міцність – це не лише про силу, а й про витривалість у часі.

Таблиця 1.3 - Перевірка підшипника опори В установки барабана (див. мал. 6.5)

Параметри	Позначення	Величина
Опора підшипника (опора В). Підшипник 3618 ГОСТ 5721-75. $X_0 = 1, X=1,$ Статична вантажопідйомність, Н Динамічна вантажопідйомність, Н	$Z_0$ С	30000 0 40000 0
Параметри	Позначення	Величина
Осьове навантаження на підшипник відсутній.		
Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н	$P_0$	5320 0
$P_0 = X_0 \cdot R_B^{\max} = R_B^{\max}$		$P_0 < Z_0$
Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н	$P$	5280 0
$P = X \cdot R_B \cdot k_6 = R_B \cdot k_6$		
Динамічний коефіцієнт [Л. 2,табл. 123]	$k_6$	1.2
Довговічність підшипника, година	$L_h$	1697 000
$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$		$L_h > L$
швидкість обертання барабана, про/хв	$n$	15.4

$n = \frac{n_m}{i_o}$		
показник ступеня для роликів підшипників	p	$\frac{10}{3}$
Довговічність підшипників, що рекомендує, для середнього режиму роботи, година [Л.4, стор.234]	L	7000

## 1.6 Розрахунок гакової підвіски

### 1.6.1 Розрахунок параметрів траверси

Таблиця 1.4 - Розрахунок траверси підвіски

Параметри	Позначення	Величина
Матеріал траверси	Гр.IV КП 245 ГОСТ 8479-70 Сталь 45-2ГП ГОСТ 1050-88	
Границя текучості сталі, МПа	$\sigma_{T.P}$	245
Реакції опор, Н		
$R_A = R_B = \frac{1.25Q}{2}$	$R_A = R_B$	183940
Згинальні моменти в перетинах, Нмм		
Перетин 1-1 $M_1 = R_A \cdot 0.5L$	$M_1$	31637680
Перетин 2-2 $M_2 = R_A \cdot 0.5 \cdot l$	$M_2$	2943040
Моменти опору перетинів, мм <sup>3</sup>		

Перетин 1-1	$W_1 = \frac{(B - d_0)H^2}{6}$	$W_1$	23408 3
Перетин 2-2	$W_2 = 0.1d_2^3$	$W_2$	10000 0
Напруги вигину, у перетинах, МПа			
Перетин 1-1	$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} < [\sigma_{И}]$	$\sigma_1$	135
Перетин 2-2	$\sigma_2 = \frac{M_2}{W_2} < [\sigma_{И}]$	$\sigma_2$	29
Напруги зрізу, у перетині 2-2, МПа			
	$\tau_2 = \frac{4 \cdot 4 \cdot R_A}{3 \cdot \pi \cdot d_2^2} < [\tau_{сп}]$	$\tau_2$	31

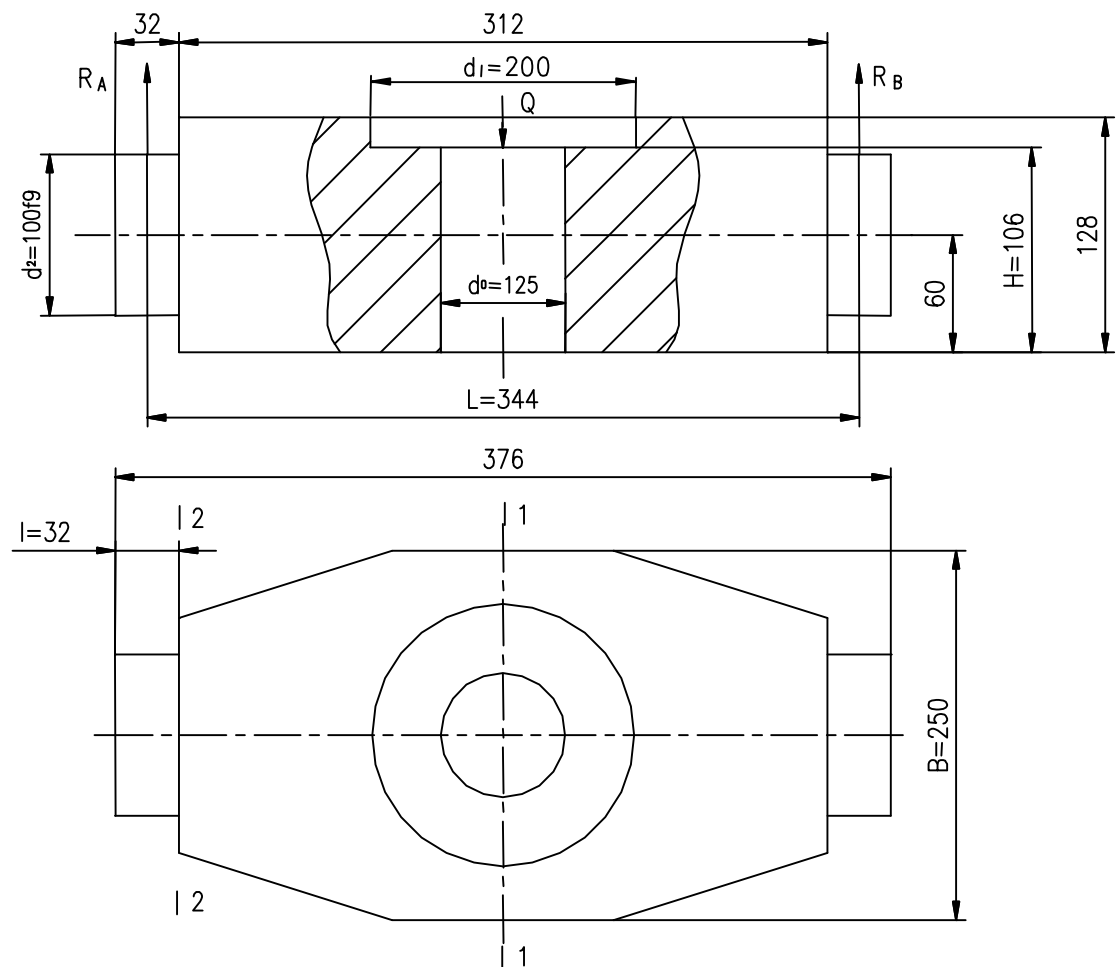


Рисунок 1.5 – Ескіз траверси підвіски.

Продовження таблиці 1.4

Параметри	Позначення	Величина
Наведені напруги, у перетині 2-2, МПа		
$\sigma_{\text{пр2}} = \sqrt{(\sigma_2)^2 + 3(\tau_2)^2} < [\sigma_I]$	$\sigma_{\text{пр2}}$	61
Напруги вигину, що допускають, Мпа $[\sigma_{\text{И}}] = 1.2\sigma_{\text{Т.Р.}} \cdot \frac{1}{n}$ [Л. 4,табл. V.1.58]	$[\sigma_I]$	184
Запас міцності для кування механізму підйому [Л.4,табл. V.1.63]	n	1.6
Напруги зрізу, що допускають, Мпа $[\tau] = \frac{\sigma_{\text{Т.Р.}} \cdot k}{n}$ [Л. 3,стор. 179]	$[\tau]$	89
Коефіцієнт переходу до похідним припуска напруженням, що, на зріз	k	0.58

## Серга підвіски

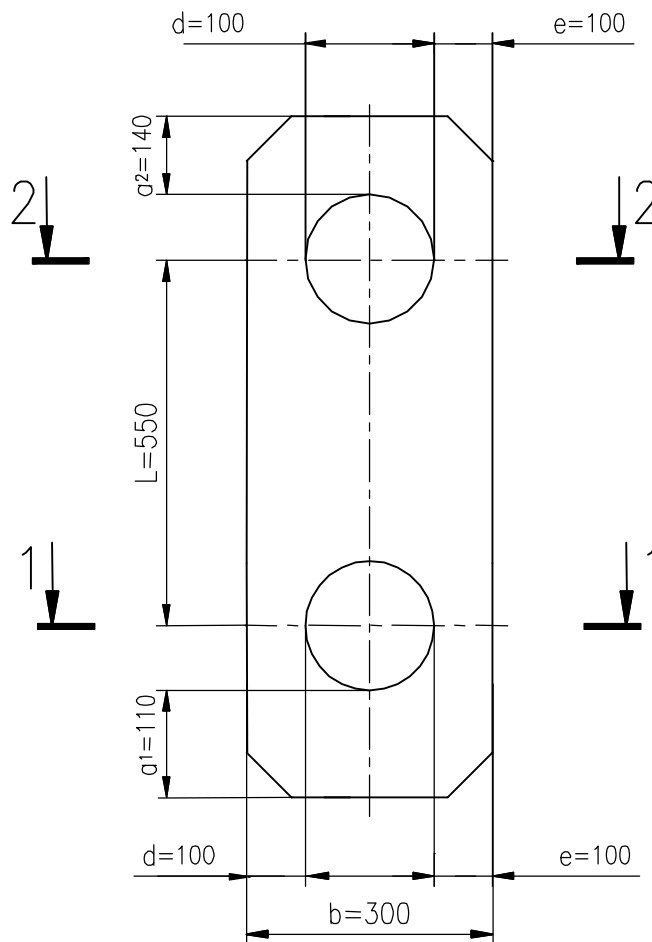


Рисунок 1.6 – Ескіз щоки підвіски

Таблиця 1.5 – Розрахунок сергї підвіски

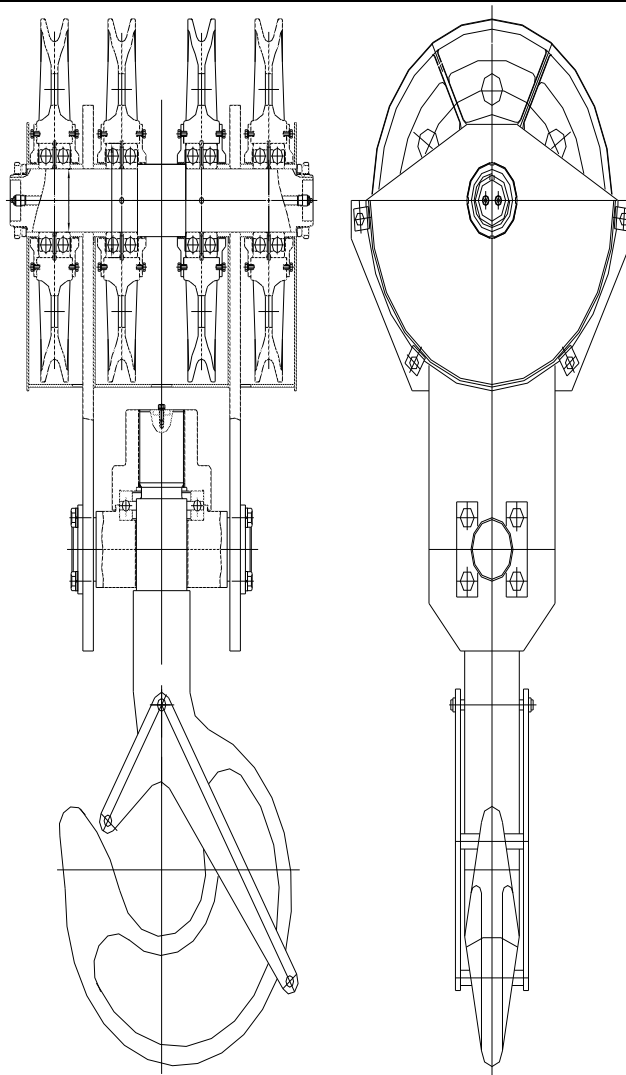
Параметри	Позначення	Величина
Матеріал серги	Лист	25ГОСТ19903 – 74 295 – 09Г2С – 12ГОСТ192
Границя текучості сталі, МПа	$\sigma_T$	295
Товщина одиночного вушка, мм	$\delta$	25
Розміри щоки повинні задовольняти наступним умовам:		
$d \leq 0,6 \cdot b$		100 < 180

$b \leq 20 \cdot \delta$	$300 < 500$
$L \geq 3 \cdot d$	$550 > 300$

Продовження таблиці 1.4

Параметри	Позначення	Величина
Напруги розтягання у вушку в перетинах, МПа		
Перетин 1-1 $\sigma_{p1} = \alpha_1 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot \delta(b-d)} < [\sigma_p]$	$\sigma_{p1}$	114
Перетин 2-2 $\sigma_{p2} = \alpha_2 \cdot \frac{1.25Q}{2 \cdot \delta(b-d)} < [\sigma_p]$	$\sigma_{p2}$	94
Коефіцієнт, прийнятий залежно від відносного діаметрального зазору $\Delta_{про}$ й відносини $a/e$	$\alpha_1$	3.1
	$\alpha_2$	3.2
Відносний діаметральний зазор $\Delta_o = 0.7 \frac{d_{max} - d_{min}}{d_{nom}}$	$\Delta_{про1}$	0.0034
	$\Delta_{о2}$	3 0.0016 94
Найбільший діаметр отвору, мм	$d_{max}$	100.22
Найменший діаметр траверси й осі, мм	$d_{min1}$	99.877
	$d_{min2}$	99.978
Номінальний діаметр траверси й осі, мм	$d_{nom}$	100
Напруги зминання по діаметральній площині, МПа		
$\sigma_{см} = \frac{1.25Q}{2 \cdot d \cdot \delta} < [\sigma_{див}]$	$\sigma_{см}$	74
Напруги розтягання, що допускають, Мпа	$[\sigma_p]$	184
$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{т.р}}{n}$		

Запас міцності для прокату механізму підйому	n	1.6
Напруги змінання, що допускають, Мпа	$[\sigma_{см}]$	138
$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_{т.р} \cdot k_{см}}{n}$		
Коефіцієнт переходу до похідним припуска напруженням, що, на місцеве змінання [Л. 3]	k	0.75



### 1.7 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибираємо з каталогу по необхідній потужності:

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_{п}}{\eta}, \quad (1.23)$$

де  $V_{п} = 0,18$  м/с - швидкість підйому вантажу,

$\eta$  - загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_p \cdot \eta_m \quad (1.24)$$

де  $\eta_n, \eta_b, \eta_p, \eta_m$  - ККД відповідно поліспасти, барабана, редуктора, муфти.

$$\eta = 0,85 \dots 0,9, \text{ приймаємо } \eta = 0,894.$$

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot 30,8 \cdot 0,133}{0,894} = 44,9 \text{ кВт}$$

K21R315M8NSLLHBTWSIL

Потужність –  $P_{дв} = 75$  кВт.

Частота обертання –  $n_{дв} = 738$  хв<sup>-1</sup>.

Максимальний момент –  $T = 1710$  Н·м.

Момент інерції –  $I_p = 3,33$  кг·м<sup>2</sup>.

Маса –  $m = 800$  кг, [рис. 1.7].

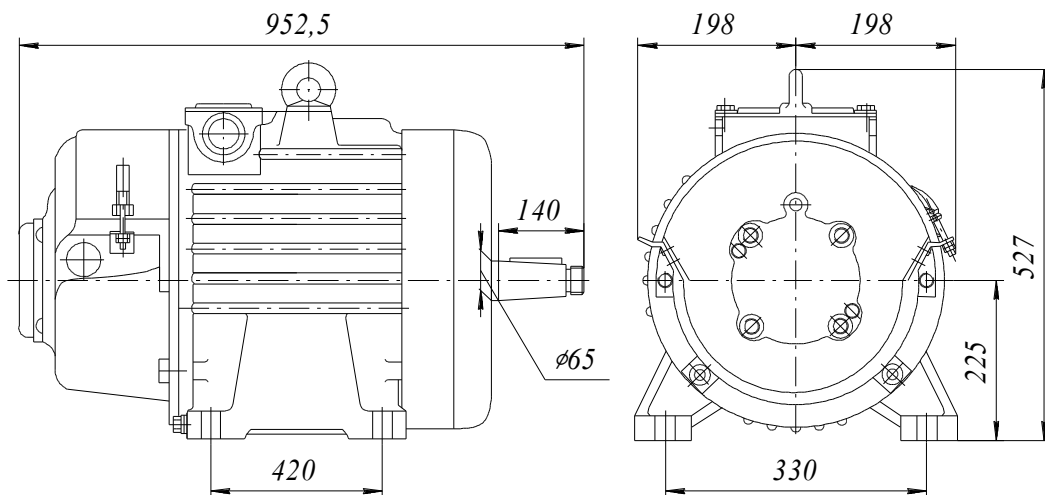


Рисунок 1.7 – Електродвигун K21R315M8NSLLHBTWSIL

## 1.8 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності  $P_{CT}$ :

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_b} = 52,3 \quad (1.25)$$

де  $n_{дв} = 720 \text{ хв}^{-1}$  - частота обертання вала двигуна;

$n_{б}$  - частота обертання барабана при підйомі вантажу,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$$n_{б} = \frac{60 \cdot V_{II} \cdot i_{II}}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 0,133 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,72} = 14,1 \text{ хв}^{-1}; \quad (1.26)$$

$V_{II} = 0,133 \text{ м/с}$  - швидкість підйому вантажу,

$D_1 = 0,720 \text{ м}$  - діаметр барабана по центрам витків.

Приймаємо: редуктор – РК-500-50-22М У2 [8].

Передаточне число –  $U = 48,57$ .

Частота обертання швидкохідного валу –  $738 \text{ хв}^{-1}$ .

Крутний момент на тихохідному валу максимальний –  $T_T = 28,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Перевіряємо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{дв}}{i_{II} \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,72 \cdot 738}{2 \cdot 52,3 \cdot 60} = 0,147 \text{ м/с} \quad (1.27)$$

де  $U_p$  - передаточне число редуктора.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_{II} - V_{\phi}}{V_{II}} \cdot 100\% = \frac{0,133 - 0,147}{0,133} \cdot 100\% = 10\% \quad (1.28)$$

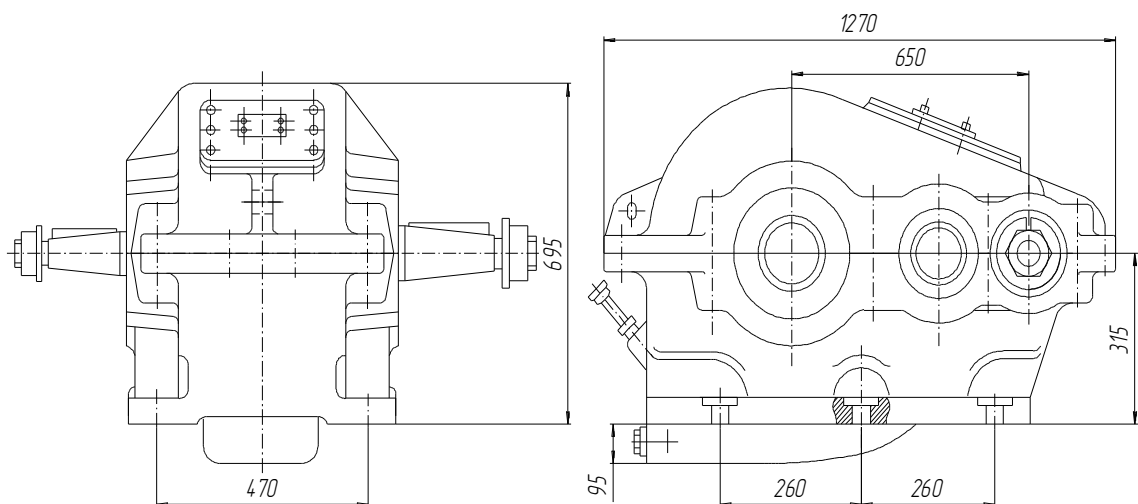


Рисунок 1.8 – Редуктор Ц2-650

## 1.9 Перевірка двигуна за часом пуску

Обраний електродвигун підлягає обов'язковій перевірці за двома ключовими параметрами: по тепловому навантаженню (нагріванню обмоток) та по динаміці розгону механізму.

Еквівалентна потужність двигуна повинна гарантувати, що температурне навантаження не спричинить перегріву – бо перегрітий двигун, як і перегрітий розум, швидко виходить з ладу.

"Кожен вузол механізму — це точка відповідальності. А двигун — його серце."

:

$$P_{ЕКВ} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{СТ} \leq P_{25}, \quad (1.29)$$

де  $K_{25} = 1$  - коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи.

$\gamma = 0,86$  – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

$$P_{ЕКВ} = 1 \cdot 0,86 \cdot 44,9 = 38,6 \leq 44,9 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{ЗВ} \cdot \omega_{\text{в}}}{T_n^{CF} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (1.30)$$

де  $I_{ЗВ}$  - приведений до валу двигуна момент інерції рухаючих мас,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$$I_{ЗВ} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3}, \quad (1.31)$$

$\delta = 1,2$  - коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, без валу двигуна;

$I_P, I_M$  - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шків (муфти),

$$I_P = 0,750 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_M = 0,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 10^3 \cdot 32,8 = 32800 \text{ кг}$  - маса вантажу, який піднімають,

$R_\delta$  - радіус барабана,

$$R_\delta = 0,72 \text{ м};$$

$U_p$  - передаточне число редуктора;

$$U_p = 52,3;$$

$T_n^{cp}$  - середній пусковий момент електродвигуна, Н·м;

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_H = 1,55 \cdot 968 = 1452 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (1.32)$$

де  $\psi = 1,5-1,6$  - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму с фазним ротором.  $T_H$  - номінальний момент електродвигуна;

$$T_H = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_B}{n_B} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 44,9}{738} = 968 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.30)$$

$$I_{зв} = 1,2 \cdot (0,75 + 0,8) + 32800 \cdot \frac{0,72^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 52,3^2 \cdot 0,88} = 1,97 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_1}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 30,8 \cdot 0,72}{2 \cdot 4 \cdot 52,3 \cdot 0,88} = 602 \text{ Н}\cdot\text{м} - \text{момент на валу двигуна від}$$

маси вантажу.

$$t_n = 1 \text{ с.}$$

## 1.10 Вибір гальм та муфти

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту  $T_G$ , Н·м:

$$T_G = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_1 \cdot \eta \cdot K_r}{2 \cdot i_n \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot 30,8 \cdot 0,72 \cdot 0,947 \cdot 1,5}{2 \cdot 4 \cdot 52,3} = 820 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.31)$$

де  $K_r = 1,5$  - коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму роботи.

Тип гальм – ТКГ-400 У2 [4].

Діаметр гальмівного шківа – 400 мм;

Найбільший гальмовий момент – 1500 Н·м;

Маса гальм – 100 кг.

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX}; \quad (1.32)$$

де  $T_H = 1710 \text{ Н}\cdot\text{м}$  - номінальний момент, який передає муфта;

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

$K_2 = 1,3$  - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

$$T_M = 1710 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Муфта зубчаста з проміжним валом та гальмівним шківом МЗП по ГОСТ 5006 [4].

Найбільший крутний момент - 1000 Н·м.

## 2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

### 2.1 Вибір схеми та кратності поліспасти

Відповідно до положень профільної технічної літератури та аналізу конструктивних рішень існуючих моделей кранів, приймається застосування зведеного поліспасти з кратністю  $i_n = 2$ . Таке конструктивне рішення гарантує реалізацію вертикального підйому вантажу, рівномірний розподіл навантаження на опори барабана та ходові колеса під час роботи. Вибір кратності поліспасти обумовлюється, зокрема, необхідністю обмежити натяг в одній гілці каната до 50 кН. Адже варто пам'ятати: що більше кратність — то компактніший та легший привод підйомного механізму. Розумна інженерія — це завжди баланс між силою та формою.

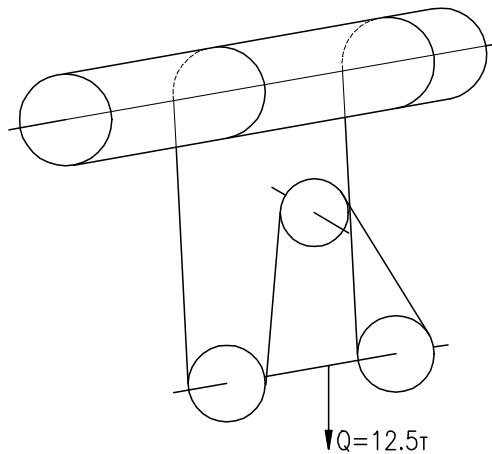


Рисунок 2.1 - Схема поліспасти

Визначаємо кількість рухомих, нерухомих, направляючих блоків і ККД поліспасти:

$$\eta = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} \quad (2.1)$$

де  $\eta = 0,98$  - ККД блока, встановленого на підшипниках кочення;

$i_n = 2$  - кратність поліспасти.

$$\eta = \frac{1 + 0,98}{2} = 0,99$$

## 2.2 Вибір вантажного каната

Вибір сталевих канатів — чи то вантажних, стрілових, вантових, несучих чи тягових — здійснюється на підставі вимог ДНАОП 0.00-1.03-02, а також згідно з чинними нормативними документами (НД). Інженер — не імпровізатор, а виконавець стандартів.

Сталеві канати перевіряємо розрахунком за формулою:

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

де  $F_{розр}$  — розривне зусилля каната в цілому (Н), що приймається за документом виробника про якість каната або документом про їх випробування, а під час розроблення — за даними стандарту;

$F_{max}$  — найбільший розрахунковий натяг вітки каната.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^{m^2}} \quad (2.3)$$

де  $G_n = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q = (0,02 \dots 0,03) \cdot 10 = 0,2 \dots 0,3 \text{ т}$  - маса підвіски,

$Q$  - маса вантажу, т;

$a = 2$  - кількість віток каната, які намотуються на барабан;

$m = 1$  - кількість відхиляючих блоків.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (12,5 + 0,5)}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 32,205 \text{ кН},$$

різниця складає 1 кН. Для подальших розрахунків приймаємо значення  $F_{max} = 32,2 \text{ кН}$ .

$Z_p$  — мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), визначаємо за табл. 1.1 в залежності від групи режиму класифікації механізму підймання М6 (ISO 4301/1-86);

$$F_{PO3P} = 5.6 \cdot 32,2 = 180 \text{кН}$$

Таблиця 2.1 – Коефіцієнт вибору канатів

Режими роботи, групи режиму роботи, класифікації механізмів відповідно			Р ухомі канати	Нер ухомі канати
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 25835 -83	за ISO 4301/1-86	$Z_p$	
Легкий (Л)	1М	M1	3, 15	2,50
		M2	3, 35	2,50
		M3	3, 55	3,00
	2М	M4	4, 00	3,50
	3М	M5	4, 50	4,00
Середній (С)	4М	M6	5, 60	4,50
Важкий (В)	5М	M7	7, 10	5,00
Дуже важкий (ДВ)	6М	M8	9, 00	5,00

Приймаємо канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6×36 20-Г-В-Н-Р-1670 ГОСТ 7668-80 [3]:

- діаметр  $d_k = 20$  мм;

- маркувальна група – 1670 МПа;
- маса каната (1000 м) – 1405 кг;
- розривне зусилля  $F_{\text{розр}} = 210$  кН.

Позначення обраного канату діаметром 20 мм:

*20-Г-В-Н-Р-1670 ГОСТ 7668-80*

### 2.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (2.4)$$

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

$f = 0,16$  - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 3 \cdot \pi$  (1,5 витка) - кут обхвату барабана не змотуваними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

$$F_{KP} = \frac{32.2}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 11466 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{KP}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_P} \quad (2.5)$$

де  $d_1 = 20 \text{ мм}$  - внутрішній діаметр різьби гвинта (шпильки), [1, с. 427].

$[\sigma]_P = 50 \dots 60 \text{ МПа}$  - допустиме напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст3.

Кількість гвинтів  $Z$  приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 11466}{20^2 \cdot 50} = 1.7 \text{ приймаємо } Z=4.$$

## 2.4 Вибір гака

Щодо вантажозахоплювального пристрою: гак підбирається відповідно до номінальної вантажопідйомності та групи режиму експлуатації машинного приводу. Згідно з цими умовами, обирається гак №17, типу Б, масою 44,5 кг [2].

Умовне позначення заготовки цього гака, відповідно до ГОСТ 6627-74: Заготовка гака 17Б – 2 (тип Б, виконання 2 — подовжений з приливом).

Запобіжні замки, що встановлюються на однорогих гаках, призначених для вантажопідіймальних механізмів загального призначення, повинні відповідати технічним вимогам ГОСТ 12840-80. Безпека — не компроміс, а безумовна вимога.

## 2.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімальні діаметри барабанів, блоків, зрівняльних блоків, що обгинаються сталевими канатами, визначають за формулами:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d ; D_2 \geq h_2 \cdot d ; D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (2.6)$$

де  $d$  – діаметр каната, мм

$D_1, D_2, D_3$  – діаметри відповідно барабана, блока, зрівняльного блока по середній лінії навитого каната, мм

$h_1, h_2, h_3$  – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блока, зрівняльного блока, [табл. 1.2],

$$D_1 \geq h_1 \cdot d = 20 \cdot 20 = 400 \text{ мм, приймаємо } D_1 = 580 \text{ мм}$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d = 22.4 \cdot 20 = 448 \text{ мм, приймаємо } D_2 = 500 \text{ мм}$$

$$D_3 \geq h_3 \cdot d = 16 \cdot 20 = 320 \text{ мм, приймаємо } D_3 = 400 \text{ мм}$$

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти вибору діаметрів барабана ( $h_1$ ), блока ( $h_2$ ), зрівняльного блока ( $h_3$ )

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно			Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 2583 5-83	за ISO 4301/1-86	$h_1$	$h_2$	$h_3$
Легкий (Л)	1М	М1	11 ,2	12 ,5	11 ,2
		М2	12 ,5	14 ,0	12 ,5
		М3	14 ,0	16 ,0	12 ,5
	2М	М4	16 ,0	18 ,0	14 ,0
	3М	М5	18 ,0	20 ,0	14 ,0
Середній (С)	4М	М6	20 ,0	22 ,4	16 ,0
Важкий (В)	5М	М7	22 ,4	25 ,0	16 ,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	25 ,0	28 ,0	18 ,0

#### Розрахунок барабана

Довжина однієї гілки каната, намотуваного на барабан при підйомі вантажу на задану

висоту  $H = 20$  м при прийнятій схемі запасовки:

$$L_k = H \cdot m = 48 \quad (2.7)$$

Кількість робочих витків нарізки барабана:

$$Z_p = \frac{L_k}{\pi \cdot D_m} = 27 \quad (2.8)$$

Повна кількість витків нарізки:

$$Z = Z_p + Z_1 + Z_2 = 30 \quad (2.9)$$

кількість додаткових (розвантажуючих) витків нарізки барабана, на яких повинен залишатися канат після опускання підвіски в крайнє нижнє положення  $Z_1 = 2$ ;

кількість запасних витків нарізки, які повинні залишатися порожніми після підйому підвіски в крайнє верхнє положення (на випадок витяжки каната)  $Z_1 = 1$

Довжина нарізки барабана для однієї гілки каната, мм:

$$L_p = Z \cdot t = 720 \quad (2.10)$$

крок нарізки барабана  $t = 24$ мм, загальна довжина барабана  $L = 2265$ мм.

Заготівля для барабана - центробежно-литая товстостінна труба  
590x520x2240

ТУ14-3-1747-90. Матеріал труби 25Л ГОСТ 977-88

Границя текучості матеріалу барабана  $\sigma_T = 235$ МПа.

Допустима напруга стиску стінки для сталевого барабана

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_T}{2} = 117,5 \text{ МПа}$$

Прийнята товщина стінки барабана  $\delta = 15$  мм

Напруга стискання стінки барабана  $\sigma_T = 235$

Найменший внутрішній діаметр обічайки барабана  $D_{in} = 520$  мм

## Кути відхилення каната на барабані

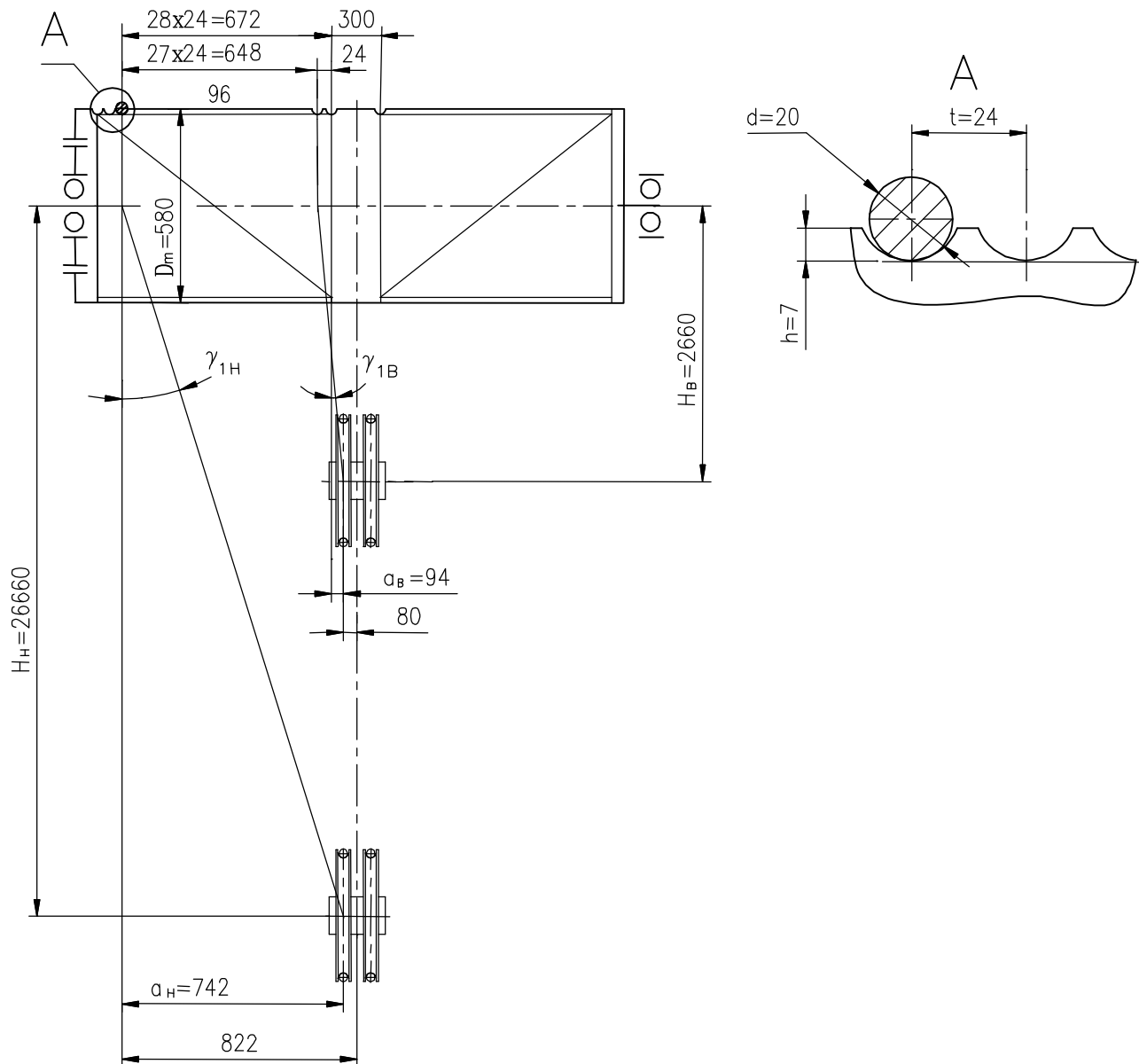


Рисунок 2.2 - Розрахункова схема для визначення кутів відхилення каната на барабані.

Припустимий кут відхилення каната від нормалі до осі барабана (канат відхиляється убік сусідніх витків):

$$\operatorname{tg}[\gamma_1] = 2k \cdot \operatorname{tg}\beta_1 \frac{d}{D_m} - \frac{t}{\pi \cdot D_m} \quad (2.11)$$

$$\operatorname{tg}[\gamma_1] = 0.06482; [\gamma_1] = 3.7^\circ$$

Коефіцієнт, що залежить від згинаючої жорсткості каната (канат типу ЛК-РО хрестової звивки),  $k = 2$ . Половина кута профілю канавки барабана:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{t^2 - 4h^2}{4h \cdot t} \quad (2.12)$$

$$\operatorname{tg}[\beta_1] = 0.565476$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до осі барабана:

$$\text{у верхнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1E} = \frac{\alpha_E}{H_{1E}} = 0.03534$$

$$\gamma_{1E} < [\gamma_1] = 2^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски} - \operatorname{tg}\gamma_{1H} = \frac{\alpha_H}{H_{1H}} = 0.02783$$

$$\gamma_{1H} < [\gamma_1] = 1,6^\circ$$

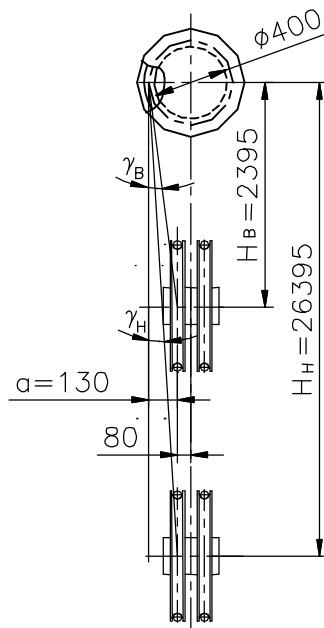


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема для визначення кутів відхилення каната на крайньому блоці верхніх блоків.

Кути відхилення каната на крайньому блоці верхніх блоків  
 Припустимий кут відхилення каната від нормалі до осі крайнього  
 блоку верхніх блоків:

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = 2k \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \frac{d}{D_{\text{ол}}^{\text{сп}}} \quad (2.13)$$

$$\operatorname{tg} [\gamma_2] = 0.06933, \gamma_2 = 4^\circ$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \operatorname{tg} 20^\circ$$

Розрахункові кути відхилення каната від нормалі до осі крайнього  
 блоку верхніх блоків:

$$\text{у верхнім положенні підвіски - } \operatorname{tg} \gamma_{2E} = \frac{\alpha_E}{H_{\sigma E}} = 0.05428$$

$$\gamma_{2E} < [\gamma_2] = 3.1^\circ$$

$$\text{у нижнім положенні підвіски - } \operatorname{tg} \gamma_{2H} = \frac{\alpha_H}{H_{\sigma H}} = 0.004546$$

$$\gamma_{2H} < [\gamma_2] = 0,26^\circ$$

## Розрахунок навантаження на опори барабана.

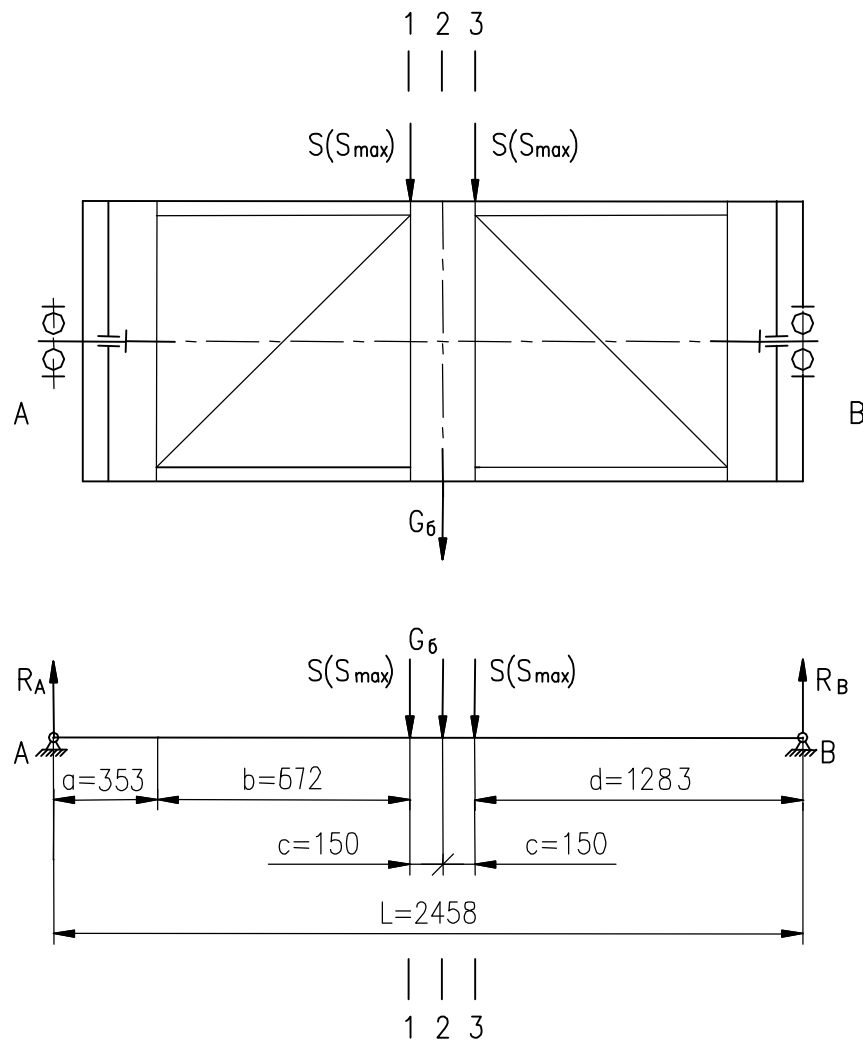


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема барабана.

. Розрахунок провадимо для двох випадків навантаження:

1 - натяг каната від номінального навантаження  $S = 32200 \text{ Н}$ .

2 – максимальний натяг каната  $S_{\text{max}} = k_s \cdot S = 1.25 \cdot 32200 = 40250 \text{ Н}$ .

Реакція опор барабана для 1-го случаю навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника} \quad R_A = \frac{2S(d + e + c) + G_B(d + e + c)}{L} \quad (2.14)$$

$$R_A = 43300 \text{ Н}$$

$$\text{Вага барабана - } G_B = 9800 \text{ Н}$$

$$\text{Реакція опори В підшипника } R_B = \frac{2S(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (2.15)$$

$$R_B = 35450 \text{ Н}$$

Реакція опор барабана для 2-го случаючи навантаження

$$\text{Реакція опори А підшипника } R_A^{\max} = \frac{2S^{\max}(d+e+c) + G_B(d+e+c)}{L} \quad (2.16)$$

$$R_A^{\max} = 52600$$

$$\text{Реакція опори В підшипника } R_B^{\max} = \frac{2S^{\max}(a+b+c) + G_B(a+b+c)}{L} \quad (2.17)$$

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го  
случаючи навантаження

Перетин 1-1: $M_1 = R_A(a+b)$ , Нмм	$M_1$	4438 2500
Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a+b+c) - S \cdot c$ , Нмм	$M_2$	4604 7500
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d+e)$ , Нмм	$M_3$	4548 2350

Згинальні моменти в небезпечних перерізах барабана для 1-го  
случаючи навантаження

Перетин 1-1: $M_1^{\max} = R_A^{\max}(a+b)$ , Нмм	$M_1$	5391 5000
Перетин 2-2: $M_2 = R_A(a+b+c) - S \cdot c$ , Нмм	$M_2$	5576 7500
Перетин 3-3: $M_2 = R_B(d+e)$ , Нмм	$M_3$	5536 1450

Розрахунок барабана на спільну дію вигину, стиски й крутіння в січ.2-2  
Результуюча напруга для сталевого барабана:

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_{\text{б}}] \quad (2.18)$$

$$\sigma_{\text{сум}} = 106 \text{ МПа}$$

Напруга вигину в найбільш навантаженому перетині:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_2^{\text{max}} \cdot D_{\text{д}}}{0.1(D_{\text{д}}^4 - D_{\text{ин}}^4)} \quad (2.19)$$

$$\sigma_{\text{и}} = 13 \text{ МПа}$$

Напруга стиску стінки барабана,  $\sigma_{\text{сж}} = 90 \text{ МПа}$

Напруга крутіння барабана

$$\tau_{\text{и}} = \frac{M_{\text{д}} \cdot D_{\text{д}}}{0.2(D_{\text{д}}^4 - D_{\text{ин}}^4)} \quad (2.20)$$

$$\tau_{\text{кр}} = 3 \text{ МПа}$$

Напруга матеріалу, що допускає, барабана:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{n_{\text{II}}} \quad (2.21)$$

$$[\sigma] = 147 \text{ МПа}$$

границя текучості матеріалу барабана,  $\sigma_{\text{T}} = 265 \text{ МПа}$

По навантаженнях другого випадку навантаження (максимальні навантаження) перевіряємо підшипник опори В, як більше навантажений на статичне навантаження, а по навантаженнях першого випадку навантаження (номінальні навантаження) перевіряємо підшипник опори В на довговічність по еквівалентному динамічному навантаженню.

Таблиця 2.3 - Перевірка підшипника опори В установки барабана (див. мал. 6.5)

Параметри	Позначення	Величина
Опора підшипника (опора В). Підшипник 3618 ГОСТ 5721-75. $X_0 = 1, X=1,$ Статична вантажопідйомність, Н Динамічна вантажопідйомність, Н	$Z_0$ С	30000 0 40000 0
Параметри	Позначення	Величина
Осьове навантаження на підшипник відсутній.		
Еквівалентне статичне навантаження на підшипник, Н	$P_0$	4715 0
$P_0 = X_0 \cdot R_B^{\max} = R_B^{\max}$		$P_0 < Z_0$
Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, Н	$P$	5196 0
$P = X \cdot R_B \cdot k_6 = R_B \cdot k_6$		
Динамічний коефіцієнт [Л. 2,табл. 123]	$k_6$	1.2
Довговічність підшипника, година	$L_h$	1697 000
$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$		$L_h > L$
швидкість обертання барабана, про/хв	$n$	15.2

$n = \frac{n_m}{i_o}$		
показник ступеня для роликів підшипників	p	$\frac{10}{3}$
Довговічність підшипників, що рекомендує, для середнього режиму роботи, година [Л.4, стор.234]	L	7000

## 2.7 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибираємо з каталогу по необхідній потужності:

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_{II}}{\eta}, \quad (2.23)$$

де  $V_{II} = 0,18$  м/с - швидкість підйому вантажу,

$\eta$  - загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_p \cdot \eta_m \quad (2.24)$$

де  $\eta_n, \eta_b, \eta_p, \eta_m$  - ККД відповідно поліспасти, барабана, редуктора, муфти.

$$\eta = 0,85 \dots 0,9, \text{ приймаємо } \eta = 0,913.$$

$$P_{ст} = \frac{10 \cdot 12,5 \cdot 0,133}{0,913} = 46,5 \text{ кВт}$$

K21R315M8NSLLHBTWSIL

Потужність –  $P_{дв} = 75$  кВт.

Частота обертання –  $n_{дв} = 738$  хв<sup>-1</sup>.

Максимальний момент –  $T = 1710$  Н·м.

Момент інерції –  $I_p = 3,33$  кг·м<sup>2</sup>.

Маса –  $m = 800$  кг, [рис. 1.7].

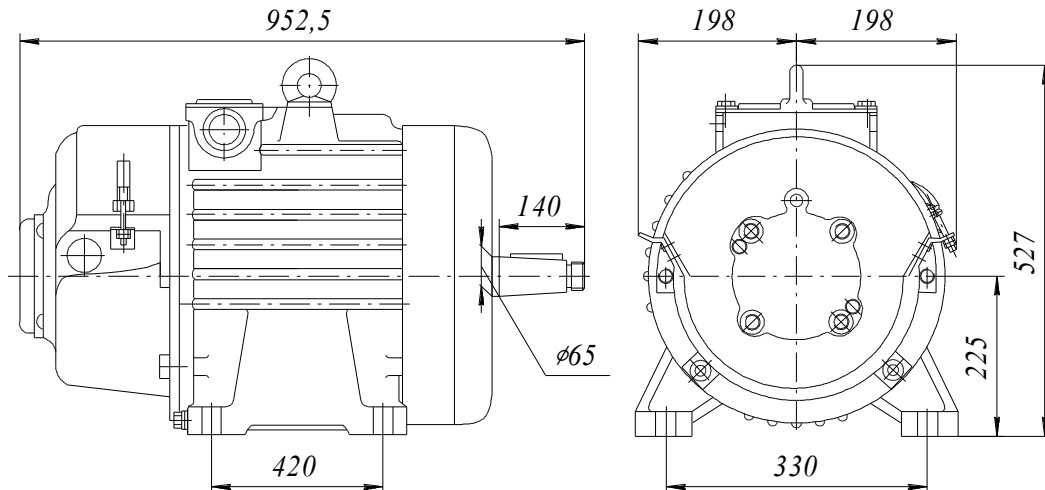


Рисунок 2.8 – Електродвигун K21R315M8NSLLHBTWSIL

## 2.8 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності  $P_{CT}$  :

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_{б}} = 52,3 \quad (2.25)$$

де  $n_{дв} = 720 \text{ хв}^{-1}$  - частота обертання вала двигуна;

$n_{б}$  - частота обертання барабана при підйомі вантажу,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$$n_{б} = \frac{60 \cdot V_{II} \cdot i_{II}}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 0,133 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,72} = 14,1 \text{ хв}^{-1}; \quad (2.26)$$

$V_{II} = 0,133 \text{ м/с}$  - швидкість підйому вантажу,

$D_1 = 0,720 \text{ м}$  - діаметр барабана по центрам витків.

Приймаємо: редуктор – **РК-500-50-22М У2** [8].

Передаточне число –  $U = 48,57$ .

Частота обертання швидкохідного вала –  $738 \text{ хв}^{-1}$ .

Крутний момент на тихохідному валу максимальний –  $T_T = 28,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Перевіряємо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{дв}}{i_{II} \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,72 \cdot 738}{2 \cdot 52,3 \cdot 60} = 0,147 \text{ м/с} \quad (2.27)$$

де  $U_p$  - передаточне число редуктора. Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_n - V_\phi}{V_n} \cdot 100\% = \frac{0,133 - 0,147}{0,133} \cdot 100\% = 10\% \quad (2.28)$$

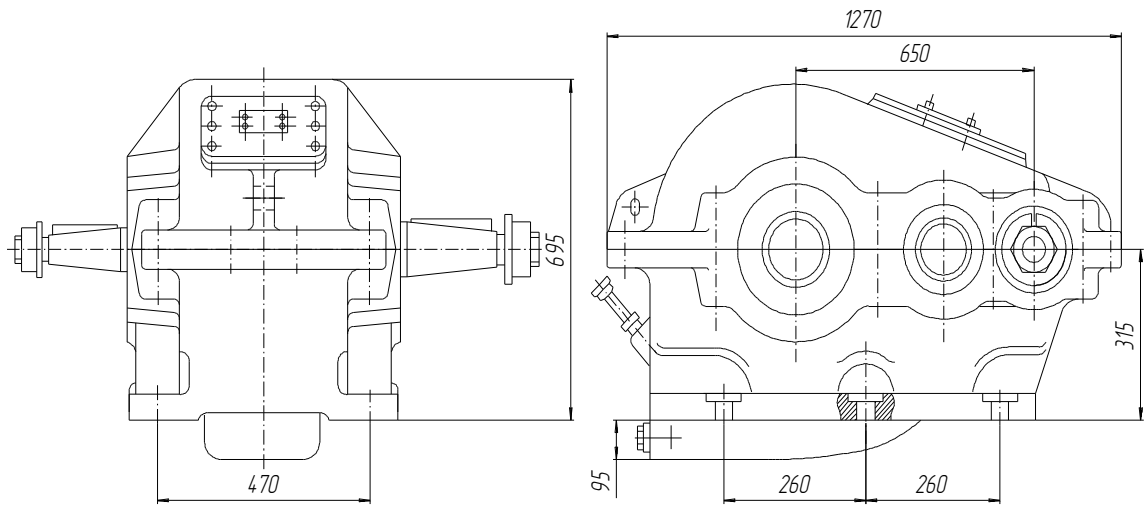


Рисунок 2.9 – Редуктор РК-500-50-22М У2

## 2.9 Перевірка двигуна за часом пуску

Вибраний електродвигун необхідно перевірити по нагріву та по часу розгону механізму.

Еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{ЕКВ} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{СТ} \leq P_{25} \quad (2.29)$$

де  $K_{25} = 1$  - коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи.

$\gamma = 0,86$  – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

$$P_{ЕКВ} = 1 \cdot 0,86 \cdot 44,9 = 38,6 \leq 44,9 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3Б} \cdot \omega_a}{I_n^{CP} \pm I_{CT}} \geq [t_n] = 1...2 \text{ с} \quad (2.30)$$

де  $I_{3B}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухаючих мас,  $кг \cdot м^2$ ;

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_p^2 \cdot \eta_3}, \quad (2.31)$$

$\delta = 1,2$  - коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, без валу двигуна;

$I_P, I_M$  - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шків (муфти),

$$I_P = 0,750 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_M = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 10^3 \cdot 32,8 = 32800 \text{ кг} - \text{ маса вантажу, який піднімають,}$$

$R_{\sigma}$  - радіус барабана,

$$R_{\sigma} = 0,72 \text{ м};$$

$U_p$  - передаточне число редуктора;

$$U_p = 52,3;$$

$T_n^{cp}$  - середній пусковий момент електродвигуна, Н·м;

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_H = 1,55 \cdot 968 = 1452 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2.32)$$

де  $\psi = 1,5-1,6$  - середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму с фазним ротором.  $T_H$  - номінальний момент електродвигуна;

$$T_H = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_d}{\eta_d} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 44,9}{738} = 968 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.33)$$

$$I_{3B} = 1,2 \cdot (0,75 + 0,8) + 32800 \cdot \frac{0,72^2}{4 \cdot 2^2 \cdot 52,3^2 \cdot 0,88} = 1,97 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_1}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 30,8 \cdot 0,72}{2 \cdot 4 \cdot 52,3 \cdot 0,88} = 602 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{ момент на валу двигуна від}$$

маси вантажу.

$$t_n = 1 \text{ с.}$$

## 2.10 Вибір гальм та муфти

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту  $T_G, Н\cdot м$ :

$$T_G = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot D_1 \cdot \eta \cdot K_r}{2 \cdot i_H \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot 30.9 \cdot 0.72 \cdot 0.947 \cdot 1.5}{2 \cdot 2 \cdot 52.3} = 820 Н \cdot м \quad (2.34)$$

де  $K_r = 1,5$  - коефіцієнт запасу гальмування для важкого режиму роботи.

Тип гальм – **ТКГ-400 У2** [4].

Діаметр гальмівного шківа – 400 мм;

Найбільший гальмовий момент – 1500 Н·м;

Маса гальм – 100 кг.

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX}; \quad (2.35)$$

де  $T_H = 1710 Н\cdot м$  - номінальний момент, який передає муфта;

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

$K_2 = 1,3$  - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

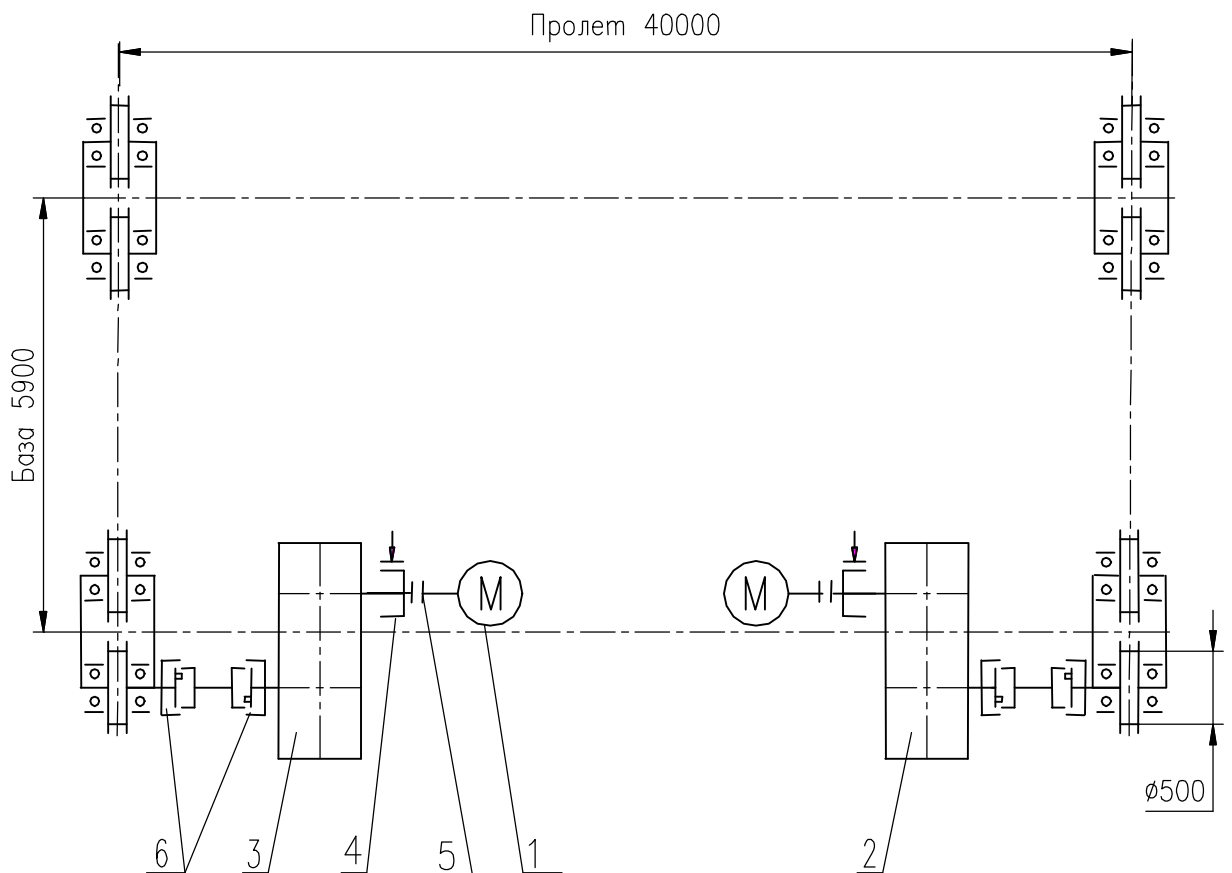
$$T_M = 1710 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 4000 Н \cdot м$$

Муфта зубчаста з проміжним валом та гальмівним шківом МЗП по ГОСТ 5006 [4].

Найбільший крутний момент - 1000 Н·м.

### 3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

#### 3.1 Вибір схеми механізму пересування крана

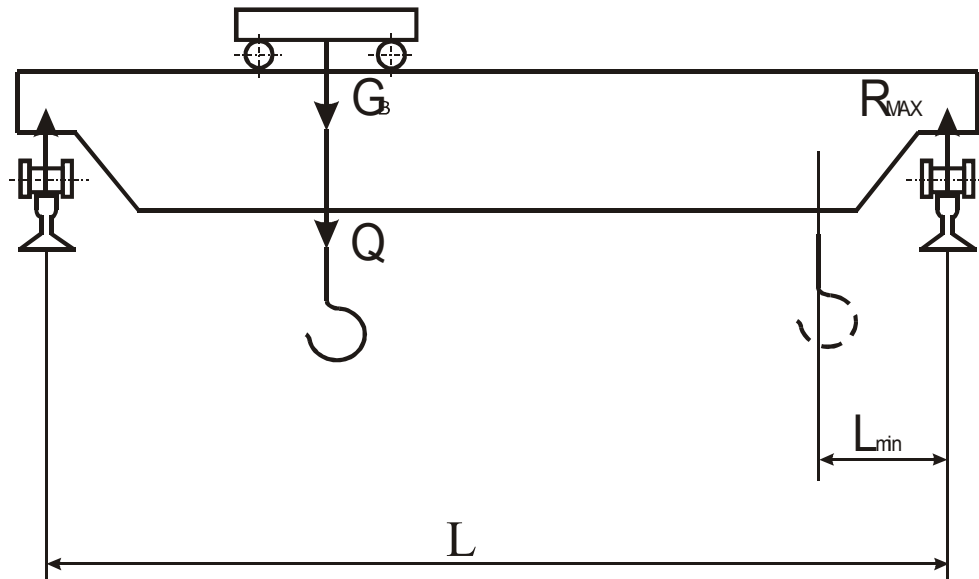


- |  |   |
|--|---|
| <p>1. Електродвигун<br/>ДО21R200L6NSLLHBTWS<br/>N=17квт, n=975про/хв</p> | <p>3. Гальмо ТКГ-200-1 В2</p>                     |
| <p>1. Редуктор Ц2-350-20-12Ц В2</p>                                      | <p>4. Напівмуфта пальцева<br/>200</p>             |
| <p>2. Редуктор Ц2-350-20-21Ц В2</p>                                      | <p>5. Напівмуфта зубчаста<br/>[Мкр = 10000Нм]</p> |

Малюнок 3.1 - Кінематична схема механізму пересування крана

### 3.2 Вибір ходових колес

Коли мова йде про кран, компромісів не існує: ходові колеса мають витримувати максимум навантаження, працювати на повній швидкості і не зраджувати в найскладніших умовах режиму роботи. Інакше — аварія лише питання часу.



Малюнок 3.2 - Схема мостового крана

Сила діюча на колеса крана при встановленні візка в одне з крайніх положень (найгірший варіант):

(3.1)

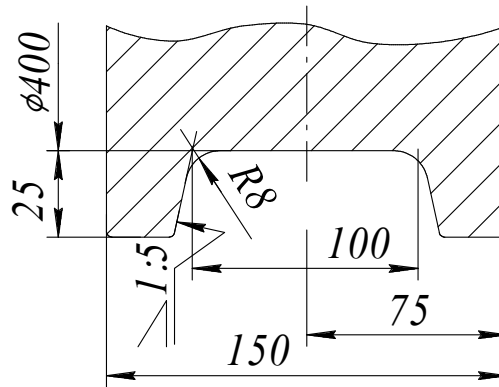
Ходові колеса крана вибираємо в залежності від сили  $R$ , швидкості пересування  $V = 1,33$  м/с та групи режиму роботи 5М (важкий режим).

Діаметр колеса - 500 мм.

Тип рейки - КР70 ДЕРЖСТАНДАРТ 4121-96.

Швидкість рухові - 1,33 м/с.

Допустимий тиск - кн.



Малюнок 3.3 - Колесо кранове

### 3.3 Визначення опору пересуванню крану

Повний статичний опір пересуванню:

$$W = W_t + W_i = 12175 \text{ Н} \quad (3.3)$$

Опір пересуванню крана від сил тертя:

$$W_t = (G_{cr} + G_{load}) \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k_r \quad (3.4)$$

$$W_t = (981000 + 294000) \cdot \frac{0.015 \cdot 110 + 2 \cdot 0.6}{500} \cdot 1.5 = 10900 \text{ Н}$$

де  $\mu_s = 0.015$  - коефіцієнт тертя підшипників, наведений до цапфи колеса

$d_s = 110$  мм – діаметр цапфи колеса

$f = 0.6$  мм - коефіцієнт тертя кочення

$k_r = 1.5$  – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підкранових колій:

$$W_i = i_y \cdot (G_{cr} + G_{load}) = 1275 \text{ Н} \quad (3.5)$$

де  $i_y = 0.001$  - ухил підкранової колії

### 3.4 Вибір електродвигуна

Розрахункова статична потужність електродвигуна:

$$P_{st} = \frac{W \cdot V}{z \cdot 1000 \cdot \eta_0} = \frac{12175 \cdot 133}{2 \cdot 1000 \cdot 0,95} = 8,5 \text{ кВт} \quad (3.6)$$

де  $\eta_{про} = 0,95$  – КПД механізм пересування

$z = 2$  - Кількість приводів пересування

Обираємо двигун K21R200L6NSLLHBTWS [4].

Потужність –  $P_{дв} = 17$  кВт.

Частота обертання –  $n_{дв} = 975$  хв<sup>-1</sup>.

Максимальний момент -  $T = 330$  Н м.

Момент інерції –  $I_p = 0,228$  кг·м<sup>2</sup>.

Вибраний електродвигун потрібно перевірити по нагріву та по часу розгону механізму.

Еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{екв} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P \leq P_{25} \quad (3.7)$$

де  $K_{25} = 0,75$  - коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи.

$\gamma = 1,25$  – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

Перевірка двигуна за нагріванням:

$$P_{екв} = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 17 = 15,9 \text{ кВт} \leq 17, \text{ умова виконується.}$$

### 3.5 Вибір редуктора

Редуктор вибирають з каталогу на редуктори по передаточному числу  $U_p$ , потрібній потужності  $P$  або крутному моменту  $T$  на тихохідному валу з урахуванням режиму роботи:

(3.8)

де  $n_{дв}$  – частота обертання вала двигуна  $n_{дв} = 915 \text{ хв}^{-1}$ ;

$n_k$  – частота обертання ходового колеса  $n_k = 50,8 \text{ хв}^{-1}$ ;

$$n_k = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,33}{3,14 \cdot 0,5} = 50,8 \text{ хв}^{-1} \quad (3.9)$$

Тип редуктора - Ц2-350-20-12Ц(21Ц) У2, [4, с. 318].

Передаточне число –  $U_p=19,88$ .

Фактична швидкість пересування, м/с:

(3.10)

де  $U_p$  - передаточне число редуктора по каталоу.

Відхилення від заданої швидкості:

;

(3.11)

Перевірка за передаточним числом:

$$\Delta U = \frac{U_{ф} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{19,88 - 19,2}{19,2} \cdot 100\% = 3,5\% \quad (3.12)$$

Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах ( 5%.)

Редуктор механізму пересування крана перевіряють по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи.

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P = 1,7 \cdot 17 = 28,9 \text{ кВт} \quad (3.13)$$

де  $K_p = 1,7$  - для групи режиму роботи 5М для редукторів Ц2.

$P$  – найбільша потужність, яку передає редуктор.

### 3.6 Вибір муфти

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають у залежності від крутного моменту:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX} \quad (3.14)$$

$$T_M = 1570 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 2449 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

напівмуфта зубчаста на тихохідному валу ГОСТ 5006 [4].

Найбільший момент - 10000 Н м.

### 3.7 Вибір гальма

Вибір гальма при робочому стані крана без вантажу

Час гальмування крана без вантажу:

$$t' = \frac{v_f}{[a]} = \frac{1,28}{0,3} = 4,3 \text{ с} \quad (3.15)$$

де  $[a] = 0,3 \text{ м/с}^2$  – допускає значення, що, прискорення при гальмуванні механізму пересування магнітного крана [Л. 4, табл. VI.3.5]

Необхідний гальмовий момент одного гальма при русі під ухил:

$$M_t = \frac{1}{n_t} \cdot \left\{ (W_i' - W_t') \cdot \frac{D_W \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} + \frac{n_m}{9,55 \cdot t_r} \cdot \left[ 1,2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{m_{cr} \cdot D_W^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_n^2} \right] \right\} \quad (3.16)$$

$$M_t = \frac{1}{2} \cdot \left\{ (5600 - 980) \cdot \frac{500 \cdot 0,95}{2 \cdot 19,88} + \frac{975}{9,55 \cdot 4,3} \cdot \left[ 1,2 \cdot (0,228 + 0,095) + \frac{100000 \cdot 500^2 \cdot 0,95}{4 \cdot 19,88^2} \right] \right\} = 130 \text{ Нм}$$

де  $n_t = 2$  – Кількість гальм на приводі

Опір пересуванню крана без вантажу від сил тертя:

$$W_t' = G_{cr} \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k_r' \quad (3.17)$$

$$W_t' = 981000 \cdot \frac{0.015 \cdot 110 + 2 \cdot 0.6}{500} \cdot 1 = 56000 \text{ Н}$$

де  $k_r' = 2$  – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підкранових колій  $W_t' = i_y \cdot G_c = 980 \text{ Н}$

Момент інерції гальмового шківів з напівмуфтою  $I_c = \frac{GD^2}{4} = 0,095 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Обираємо гальма ТКГ-200-1 В2

Максимальний гальмовий момент гальма  $[M_t] = 300 \text{ Нм}$

Час гальмування крана із грумом:

$$t_m = \frac{\frac{n_m}{9.55} \cdot \left[ 1.2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{(m_{cr} + m_{load}) \cdot D_w^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_0^2} \right]}{\left( M_m \cdot n_t - \frac{(W_t - \frac{W_t'}{k_r}) \cdot D_w \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} \right)} \quad (3.18)$$

$$t_m = \frac{\frac{975}{9.55} \cdot \left[ 1.2 \cdot (0.228 + 0.095) + \frac{(100000 + 30000) \cdot 250^2 \cdot 0.95}{4 \cdot 19.88^2} \right]}{\left( 130 \cdot 2 - \frac{\left( 1275 - \frac{10900}{1.5} \right) \cdot 500 \cdot 0.95}{2 \cdot 19.88} \right)} = 6 \text{ с}$$

Уповільнення крана з вантажем:

$$a = \frac{V_f}{t_m} = \frac{1.28}{6} = 0,21 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \quad (3.19)$$

Крутні моменти на валах механізму пересування крана:

$$M_w = \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot n_{drive} \cdot \eta_w} \quad (3.20)$$

$$M_w = \frac{12175 \cdot 500}{2 \cdot 2 \cdot 0.98} = 1555 \text{ Нм}$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора Ц2-350-20-12Ц(21Ц) В2:

$$M_{or} = \frac{M_w}{\eta_r} \quad (3.21)$$

$$M_{or} = \frac{1555}{0.99} = 1570 \text{ Нм}$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора Ц2-350-20-12Ц(21Ц) У2 (на валу електродвигуна від номінального навантаження)

$$M_{ir} = \frac{M_{or}}{i_r \cdot \eta_r} \quad (3.22)$$

$$M_{ir} = \frac{1570}{19.88 \cdot 0.98} = 80 \text{ Нм}$$

Перевірка редуктора

$$M_{or} = 1570 \text{ Нм} < [M_{or}]$$

Номінальний крутний момент на вихідному (тихохідному) валу редуктора Ц2-350-20-12Ц(21Ц) У2

при середньому режимі роботи (по каталозі)  $[M_{or}] = 5300 \text{ Нм}$

Потужність, що допускає, що може передати редуктор:

$$[N_r] = \frac{[M_{or}] \cdot n_{ir}}{9550 \cdot i_r \cdot \eta_r \cdot \eta_c} = 27,7 \text{ Нм} [N_r] = 27.7 \text{ кВт} > P_{st} = 8.5 \text{ кВт}$$

Час пуску механізму пересування крана із грумом:

$$t_p = \frac{n_m \cdot \left[ 1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{(m_c + m_{load}) \cdot D_w^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left( M_m^p \cdot z_m - \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (3.23)$$

$$t_p = \frac{975 \cdot \left[ 1.2 \cdot (0.228 + 0.095) \cdot 2 + \frac{(100000 + 30000) \cdot 500^2}{4 \cdot 19.88^2 \cdot 0.95} \right]}{9.55 \cdot \left( 254 \cdot 2 - \frac{12175 \cdot 500}{2 \cdot 19.88 \cdot 0.95} \right)} = 6,3c$$

де  $z_m = 2$  – кількість електродвигунів на механізмі пересування крана

$M_m^p = \psi M_{nom} = 254$  Нм – середній пусковий момент електродвигуна

$\psi = 1,5$  - кратність середнього пускового моменту електродвигуна

$a_p = 0,2$  м/с<sup>2</sup> – Середнє прискорення при пуску механізму пересування крана із грумом

Час пуску механізму пересування крана без вантажу

$$t_p' = \frac{n_m \cdot \left[ 1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{(m_c + m_b) \cdot D_W^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left( M_m^p \cdot z_m - \frac{W'' \cdot D_W}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (3.24)$$

$$t_p' = \frac{975 \cdot \left[ 1.2 \cdot (0.228 + 0.095) \cdot 2 + \frac{(100000 + 0) \cdot 500^2}{4 \cdot 19.88^2 \cdot 0.95} \right]}{9.55 \cdot \left( 254 \cdot 2 - \frac{9370 \cdot 500}{2 \cdot 19.88 \cdot 0.95} \right)} = 4,5c$$

Повний статичний опір пересуванню без вантажу:

$$W'' = W_t'' + W_i' = 9370 \text{ Н}$$

Опір пересуванню крана від сил тертя без вантажу:

$$W_t' = \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_W} \cdot r \quad (3.25)$$

$k_r = 1,5$  – коефіцієнт реборд.

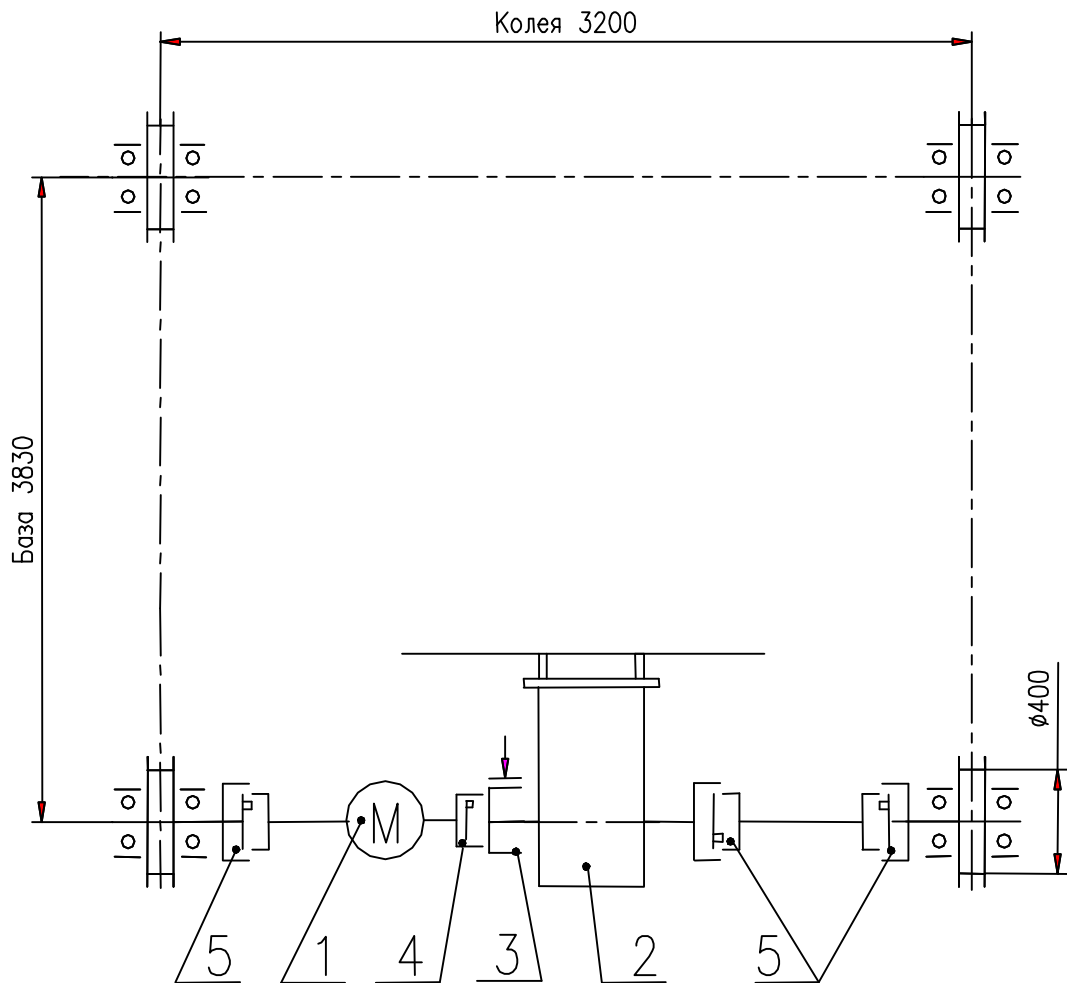
$$W_t' = \frac{0.015 \cdot 110 + 2 \cdot 0.6}{500}$$

Опір від ухилу підкранових колій  $W_i' = 980$  Н

Середнє прискорення при пуску механізму пересування крана без вантажу:

## 4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

### 4.1 Вибір схеми механізму пересування візка



6. Електродвигун  
K21R160M6HBTWS  
N=6.9квт, n=960про/хв, 220/380В,  
50Гц, 1М2001
2. Редуктор ВК-475-28-13 У2
3. Гальмо ТКГ-160-1 У2

4. Напівмуфта зубчаста  
[Мкр] = 1600Нм
5. Напівмуфта зубчаста  
[Мкр] = 10000Нм

Рисунок 4.1 - Кінематична схема механізму пересування візка

## 4.2 Вибір ходових коліс

Вибір ходових коліс візка здійснюється на підставі розрахунку максимально допустимого навантаження, експлуатаційної швидкості та характеру режиму роботи.

Сила діюча на колеса візка:

(4.1)

Маса візка мостового крана  $G_b = 17900$  кг.

Ходові колеса візка вибираємо в залежності від сили  $R$ , швидкості пересування  $V = 0,667$  м/с та групи режиму роботи 6М (середній режим).

Діаметр колеса - 400 мм.

Тип рейки - Р38 ГОСТ 6338-82.

Швидкість рухові - 0,667 м/с.

Допустимий тиск - 159 кн.

Діаметр цапф валів коліс:

(4.2)

де  $D = 400$  мм - діаметр колеса.

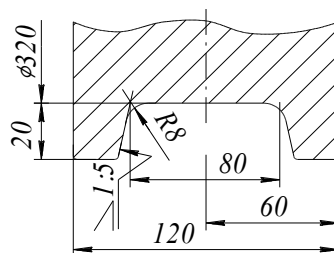


Рисунок 4.1 - Колесо візка

### 4.3 Опір пересуванню візка

$$W = W_t + W_i = 5990 + 940 = 6930 \text{ Н} \quad (4.3)$$

Опір пересуванню візка від сил тертя:

$$W_t = (G_c + G_{load}) \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k_r \quad (4.4)$$

$$W_t = (175600 + 294300) \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 2 = 5990 \text{ Н}$$

де  $\mu_s = 0,015$  – коефіцієнт тертя підшипників, наведений до цапфи колеса

$d_s = 90$  мм – діаметр цапфи колеса

$f = 0,6$  мм - коефіцієнт тертя качення

$k_r = 2$  – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підвізкових шляхів:

$$W_i = i_y \cdot (G_c + G_{load}) = 0,002 \cdot (175600 + 294300) = 940 \text{ Н} \quad (4.5)$$

де  $i_y = 0,002$  – ухил підвізкових шляхи

КПД механізму пересування:

$$\eta_{про} = \eta_w \cdot \eta_r \cdot \eta_c^2 = 0,874 \quad (4.6)$$

де  $\eta_w = 0,98$  – КПД колеса на підшипниках качення

$\eta_r = 0,91$  – КПД редуктора

$\eta_c = 0,99$  – КПД муфти зубчастої

#### 4.4 Вибір електродвигуна

Розрахункова статична потужність електродвигуна:

$$P_{st} = \frac{W \cdot V}{z \cdot 1000 \cdot \eta_n} \quad (4.7)$$

$$P_{st} = \frac{6930 \cdot 0.667}{1 \cdot 1000 \cdot 0.874} = 5.3 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун K21R160M6HBTWS

Номінальна потужність електродвигуна - N = 6,9 кВт

Частота обертання вала електродвигуна –  $n_m = 960$  про/хв

Номінальний момент електродвигуна –  $M_{nom} = 70$  Нм

Максимальний момент електродвигуна –  $M_{max} = 140$  Нм

Момент інерції ротора –  $I_r = 0.053$  кг·м<sup>2</sup>

#### 4.5 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_m = \frac{\pi \cdot D_w \cdot n_m}{60 \cdot V} \quad (4.8)$$

$$i_m = \frac{\pi \cdot 400 \cdot 960}{60 \cdot 0.667} = 30.1$$

Обираємо редуктор ВК-475-28-13 У2

Передаточне відношення редуктора –  $i_r = 29,06$

Фактична швидкість пересування:

$$V_f = \frac{\pi \cdot D_W \cdot n_m}{i_0} \quad (4.9)$$

$$V_f = \frac{\pi \cdot 400 \cdot 960}{29.06} = 0.69 \frac{M}{c}$$

Перевірка за передаточним числом:

$$\Delta U = \frac{U_{\text{ф}} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{29.06 - 30.1}{30.1} \cdot 100\% = 0,03\% \quad (4.10)$$

#### 4.6 Вибір гальма

Час гальмування візка без вантажу:

$$t' = \frac{V_f}{[a]} \quad (4.11)$$

$$t' = \frac{0.69}{0.3} = 2.3c$$

Значення прискорення, що допускає, при гальмуванні механізму пересування візка магнітного

крана, [Л. 4, табл. VI.3.5]  $[a] = 0.3 \text{ м/с}^2$

Необхідний гальмовий момент одного гальма при русі під ухил:

$$T_t = \frac{1}{n_t} \cdot \left\{ (W'_i - W'_t) \cdot \frac{D_W \cdot \eta_0}{2 \cdot i_0} + \frac{n_m}{9.55 \cdot t_r} \cdot \left[ 1.2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{m_c \cdot D_W^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_0^2} \right] \right\} \quad (4.12)$$

$$T_t = \frac{1}{1} \cdot \left\{ (350 - 1120) \cdot \frac{400 \cdot 0.874}{2 \cdot 29.06} + \frac{960}{9.55 \cdot 2.3} \cdot \left[ 1.2 \cdot (0.053 + 0.0275) + \frac{17900 \cdot 400^2 \cdot 0.874}{4 \cdot 29.06_0^2} \right] \right\} =$$

$$= 32 \text{ Нм}$$

де  $n_t = 1$  – кількість гальм на приводі

$I_c = \frac{GD^2}{4} = 0,0275$  – кг·м<sup>2</sup> момент інерції гальмового шківa з напівмуфтою

Опір пересуванню візка без вантажу від сил тертя:

$$W'_t = G_c \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_w} \cdot k'_r \quad (4.13)$$

$$W'_t = 175600 \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 1 = 1120 \text{ Н}$$

де  $k'_r = 1$  – коефіцієнт, що враховує тертя реборд колеса об рейку

Опір від ухилу підвізкових шляхів:

$$W'_i = i_y \cdot G_c = 350 \text{ Н} \quad (4.14)$$

Обираємо гальмо ТКГ-160-1 У2

Максимальний гальмовий момент гальма –  $[M_t] = 100 \text{ Нм}$

Час гальмування візка із грумом:

$$t_t = \frac{\frac{n_m}{9.55} \cdot \left[ 1.2 \cdot (I_r + I_c) + \frac{(m_c + m_{load}) \cdot D_w^2 \cdot \eta_a}{4 \cdot i_0^2} \right]}{\left( M_t \cdot n_t - \frac{(W_i - \frac{W_t}{k_r}) \cdot D_w \cdot \eta_a}{2 \cdot i_0} \right)} \quad (4.15)$$

$$t_t = \frac{\frac{960}{9.55} \cdot \left[ 1.2 \cdot (0.053 + 0.0275) + \frac{(17900 + 30000) \cdot 400^2 \cdot 0.874}{4 \cdot 29.06^2} \right]}{\left( 32 \cdot 1 - \frac{\left( 940 - \frac{5990}{2} \right) \cdot 400 \cdot 0.874}{2 \cdot 29.06} \right)} = 5 \text{ с}$$

$$\text{З візка із грумом } a = \frac{v_f}{t_t} = \frac{0.69}{5} = 0.138 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

$$\text{Шлях гальмування візка із грумом } S = \frac{v_f^2}{2 \cdot a} = \frac{0.69^2}{2 \cdot 0.138} = 1.725 \text{ м} \quad (4.16)$$

Крутні моменти на валах механізму пересування візка

Крутний момент на валу приводного колеса:

$$T_w = \frac{W \cdot D_w}{2 \cdot n_{drive} \cdot \eta_w} \quad (4.17)$$

$$T_w = \frac{6930 \cdot 400}{2 \cdot 1 \cdot 0.98} = 707 \text{ Нм}$$

Крутний момент на тихохідному валу редуктора:

$$T_{or} = \frac{2M_w}{\eta_c} \quad (4.18)$$

$$T_{or} = \frac{2 \cdot 707}{0.99} = 1428 \text{ Нм}$$

Крутний момент на швидкохідному валу редуктора:

$$T_{ir} = \frac{M_{or}}{i_r \cdot \eta_r} \quad (4.19)$$

$$T_{ir} = \frac{1428}{29.06 \cdot 0.91} = 54 \text{ Нм}$$

Крутний момент на валу електродвигуна від номінального навантаження:

$$T_{dv} = \frac{M_{ir}}{\eta_c} \quad (4.20)$$

$$T_{dv} = \frac{54}{0.99} = 55 \text{ Нм}$$

Перевірка редуктора

$$T_{or} = 1428 \text{ Нм} < [M_{or}]$$

Номінальний крутний момент на вихідному (тихохідному) валу редуктора ВК-475-28-13 У2

при середньому режимі роботи (по каталогу) –  $[M_{or}] = 2110 \text{ Нм}$

Допустима потужність редуктора:

$$[N_r] = \frac{[M_{or}] \cdot n_{ir}}{9550 \cdot i_r \cdot \eta_r \cdot \eta_c} \quad (4.21)$$

$$[N_r] = \frac{1428 \cdot 960}{9550 \cdot 29.06 \cdot 0.91 \cdot 0.99} = 8 \text{ кВт}$$

#### 4.7 Вибір муфти

Максимально можливий момент, яким може бути навантажена зубчаста

муфта, що з'єднує електродвигун з редуктором, дорівнює максимальному моменту електродвигуна,  $M_{\max} = 140 \text{ Нм}$

Обрана до установки напівмуфта зубчаста із крутним моментом, що допускає

$$[M_c] = 1600 \text{ Нм}$$

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти []:

$$k_{n_1} = \frac{[M_c]}{M_{\max} [k_n]} \quad (4.22)$$

$$k_{n_1} = \frac{1600}{140} = 11 > [k_n]$$

Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти для середнього режиму роботи [],  $[k_n] = 1,2$

Номінальний крутний момент, переданий зубчастою напівмуфтою, що з'єднує

тихоходний вал редуктора з валом ходового колеса,  $M_{or} = 1428 \text{ Нм}$

Обрана до установки напівмуфта зубчаста із крутним моментом, що допускає

$[M_c] = 10000 \text{ Нм}$ . Коефіцієнт запасу міцності напівмуфти [Л. 2, стор. 333]:

$$k_{n_2} = \frac{[M_c]}{M_{or}} > [k_n] \quad (4.23)$$

$$k_{n_2} = \frac{10000}{1428} = 7 \text{ Нм} > [k_n]$$

Час пуску механізму пересування візка з вантажем 30т

Час пуску механізму пересування візка з вантажем:

$$t_p = \frac{n_m \cdot \left[ 1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{(m_c + m_{load}) \cdot D_W^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left( M_m^p \cdot z_m - \frac{W' \cdot D_W}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (4.24)$$

$$t_p = \frac{960 \cdot \left[ 1.2 \cdot (29.06 + 0.0275) \cdot 1 + \frac{(17900 + 30000) \cdot 400^2}{4 \cdot 29.06^2 \cdot 0.874} \right]}{9.55 \cdot \left( 105 \cdot 1 - \frac{6930 \cdot 400}{2 \cdot 29.06 \cdot 0.874} \right)} = 5.4c$$

де  $M_m^p = \psi M_{nom} = 105 \text{ Нм}$  – середній пусковий момент

електродвигуна

$\psi = 1,5$  - кратність середнього пускового моменту електродвигуна

Середнє прискорення при пуску механізму пересування візка із

грумом:

$$a_p = \frac{v_f}{t_p} = \frac{0.69}{5.4} = 0.128 \text{ м/с}^2 \quad (4.25)$$

Час пуску механізму пересування візка без вантажу

$$t_p' = \frac{n_m \cdot \left[ 1.2 \cdot (I_r + I_c) \cdot z_m + \frac{m_c \cdot D_W^2}{4 \cdot i_0^2 \cdot \eta_0} \right]}{9.55 \cdot \left( M_m^p \cdot z_m - \frac{W'' \cdot D_W}{2 \cdot i_0 \cdot \eta_0} \right)} \quad (4.26)$$

$$t_p' = \frac{960 \cdot \left[ 1.2 \cdot (0.053 + 0.0275) \cdot 1 + \frac{17900 \cdot 400^2}{4 \cdot 29.06^2 \cdot 0.874} \right]}{9.55 \cdot \left( 105 \cdot 1 - \frac{2590 \cdot 400}{2 \cdot 29.06 \cdot 0.874} \right)} = 1.3c$$

Повний статичний опір пересуванню візка без вантажу:

$$W'' = W''_t + W'_i = 2590 \text{ Н} \quad (4.27)$$

Опір пересуванню візка без вантажу від сил тертя:

$$W_t'' = G_c \cdot \frac{\mu_s \cdot d_s + 2 \cdot f}{D_W} \cdot k_r \quad (4.28)$$

$$W_t'' = 175600 \cdot \frac{0.015 \cdot 90 + 2 \cdot 0.6}{400} \cdot 2 = 2240 \text{ Н}$$

Середнє прискорення при пуску механізму пересування крана без  
вантажів:

$$a'_p = \frac{v_f}{t_p} = 0.53 \text{ м/з}^2$$

(4.1)

## ВИСНОВОК

У ході виконання дипломної роботи було проведено повний інженерний розрахунок основних механізмів мостового крана, що забезпечують його функціональність, надійність та ефективність у промислових умовах.

У першому розділі проаналізовано та визначено параметри механізму головного підйому. Особливу увагу приділено оцінці відхилення фактичної швидкості підйому від заданої, що дозволило переконатися у відповідності обраної конструкції вимогам експлуатаційної безпеки та стандартів.

Другий розділ поглиблює технічні аспекти розрахунку підйомного механізму: уточнено навантаження, підібрано привод, редуктор і гальмівну систему з урахуванням режиму роботи та умов експлуатації. Підбір елементів проводився з дотриманням норм міцності, жорсткості та довговічності.

У третьому розділі виконано розрахунок механізму пересування крана. Розглянуто кінематичну та силову схеми, підібрано двигуни, редуктори, гальма та ходові колеса, які здатні забезпечити стабільну роботу крана в межах заданого навантаження та швидкості.

Четвертий розділ присвячено розрахунку механізму пересування візка. Проведений аналіз дозволив обґрунтовано підібрати всі необхідні компоненти, що забезпечують плавність руху та точність позиціонування вантажу.

У підсумку, розроблена конструкція мостового крана задовольняє технічні вимоги, є економічно доцільною, відповідає вимогам надійності та безпеки. Проведені розрахунки підтверджують працездатність системи в заданих умовах експлуатації. Результати можуть бути використані як основа для подальшого проектування або впровадження крана у виробничу практику.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Головка, В. В. Механізми підйомно-транспортних машин / В. В. Головка. – К.: Наукова думка, 2011. – 320 с.
2. Harris, C. D. Crane Engineering: Design, Construction, and Maintenance / C. D. Harris. – New York: McGraw-Hill, 2012. – 560 p.
3. Шляхов, С. О. Теорія механізмів і машин: підручник / С. О. Шляхов, В. О. Лисенко. – К.: Вища школа, 2013. – 368 с.
4. Кузьменко, В. П. Проектування підйомно-транспортних машин / В. П. Кузьменко. – К.: Вища школа, 2014. – 294 с.
5. Технічне обслуговування та ремонт підйомно-транспортних машин / О. В. Мельник, Л. І. Федоренко, І. М. Сидоренко. – К.: ІПТМ, 2009. – 156 с.
6. Cohen, R. E. Cranes: Design, Practice, and Maintenance / R. E. Cohen. – London: Springer, 2009. – 430 p.
7. Lichtenstein, M. D. Cranes and Hoists: Design, Operation, and Maintenance / M. D. Lichtenstein. – Chicago: Industrial Press, 2007. – 490 p.
8. Garratt, R. J. Cranes and Other Hoisting Equipment / R. J. Garratt. – London: Newnes, 2011. – 350 p.
9. Яремчук, В. І. Мостові крани: конструкція та розрахунок / В. І. Яремчук. – Львів: Львівська політехніка, 2008. – 210 с.
10. MacLeod, T. J. Industrial Crane Design and Operation / T. J. MacLeod. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2008. – 512 p.
11. Chironis, N. P. Cranes: Design, Theory, and Practice / N. P. Chironis. – New York: John Wiley & Sons, 2011. – 320 p.
12. Harris, C. D., Moreton, R. Crane and Lifting Equipment Design / C. D. Harris, R. Moreton. – London: Pitman Publishing, 2005. – 390 p.

13. Дубровський, Ю. М. Основи проектування підйомно-транспортних засобів / Ю. М. Дубровський. – К.: Наукова думка, 2015. – 340 с.
14. Технічні засоби транспорту: проектування та експлуатація / під ред. В. В. Іванова. – К.: Центр навчальної літератури, 2011. – 290 с.