

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисципліни
“Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка”
для студентів спеціальності

133 Галузеве машинобудування
освітня програма «Підйомно-транспортні,
дорожні, будівельні, меліоративні машини
і обладнання»

“Розрахунок стаціонарного консольного обертового електричного крана”

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування освітня програма «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання» “Розрахунок стаціонарного консольного обертового електричного крана”. / Укл.: О.М. Руднев. - Запоріжжя: ЗНТУ, 2019. – 94 с.

Укладач: О.М. Руднев, доцент, к.т.н.,

Рецензент: М.В. Сидоренко, доцент, к.т.н.

Відповідальний за випуск: О.М. Руднев, доцент, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Деталі машин і ПТМ”
Протокол № 4
Від 23 січня 2019 р.

Рекомендовано
до видання
НМК М-факультета
Протокол № 5
Від 21 лютого 2019 р.

ЗМІСТ

Завдання на курсовий проект (роботу) студентові	5
Реферат.....	7
Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів.....	8
Вступ.....	9
1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ.....	10
1.1 Вихідні дані та кінематична схема підйому вантажу.....	10
1.2 Вибір схеми та кратності поліспаду.....	11
1.3 Вибір вантажного канату.....	12
1.4 Розрахунок кріплення каната до барабана.....	14
1.5 Вибір вантажного гака.....	15
1.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	16
1.7 Розрахунок елементів підвіски.....	19
1.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір.....	27
1.9 Вибір редуктора.....	29
1.10 Вибір муфти.....	31
1.11 Перевірка двигуна за часом пуску.....	33
1.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	35
2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА.....	37
2.1 Вибір схеми механізму пересування візка.....	37
2.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо.....	37
2.3 Вибір ходових коліс.....	38
2.4 Опір пересування візка.....	38
2.5 Визначення потужності двигуна, його вибір.....	41
2.6 Вибір редуктора.....	42
2.7 Вибір муфт.....	45
2.8 Вибір гальм.....	46
2.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону.....	46
3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КРАНА.....	48
3.1 Вибір схеми механізму повороту крана.....	48
3.2 Вибір схеми опорно-поворотного пристрою (ОПП).....	48
3.3 Визначення маси поворотної частини крана.....	48
3.4 Визначення навантажень на ОПП та розрахунок розмірів основних вузлів.....	50
3.5 Визначення моменту сил тертя у опорах та моменту сил інерції.....	51

3.6 Вибір електродвигуна.....	52
3.7 Визначення загального передаточного числа, вибір редуктора.....	53
3.8 Розрахунок цівкової передачі.....	56
3.9 Вибір фрикційної муфти.....	59
3.10 Вибір гальм.....	60
4 ВИБІР ЗАСОБІВ БЕЗПЕКИ.....	62
4.1 Запобіжні пристрої механізмів підйому вантажу.....	62
4.2 Запобіжні пристрої механізмів пересування.....	63
4.3 Запобіжні пристрої механізму повороту	64
5 ПРОЕКТУВАННЯ МЕТАЛООНСТРУКЦІЇ.....	65
5.1 Вибір матеріалу та типу конструкції.....	65
5.2 Визначення габаритних розмірів металоконструкцій та вибір перетину елементів конструкції	67
5.3 Складання розрахункової схеми металоконструкції.....	67
5.4 Визначення напружень елементів металоконструкції.....	69
5.5 Розрахунок зварних швів.....	78
5.6 Розрахунок косинок.....	80
Вказівки щодо оформлення та захисту курсового проекту.....	81
Перелік посилань.....	83
Додаток А. Довідкові дані.....	85

ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра _____

Дисципліна _____

Спеціальність _____

Курс _____ Група _____ Семестр _____

ЗАВДАННЯ

на курсовий проект (роботу) студентів

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема проекту (роботи): _____

2 Термін здачі студентом закінченого проекту (роботи): _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи): _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити): _____

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

6. Дата видачі завдання: _____

РЕФЕРАТ

ПЗ: 97 с., 31 таблиць, 35 рисунків, 17 джерел.

Об'єкт дослідження – стаціонарний консольний обертовий електричний кран.

Мета роботи – пошук оптимального типу проекту та проектування основних механізмів та вузлів крана.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний, з використанням стандартних пакетів: MatLab, Word, КОМПАС – 3D V10.

У проекті вирішені такі задачі:

1. Подано характеристика крана, який має бути спроектований;
2. Спроектвано механізм підйому вантажу;
3. Спроектвано механізм переміщення візка;
4. Спроектвано механізм повороту крана;
5. Спроектвано металоконструкцію крана;
6. Виконано збиральні креслення гакової підвіски, механізму повороту, металоконструкції, крана в цілому.

Робота виконана на кафедрі ДМ і ПТМ Запорізького національного технічного університету.

Ключові слова: КРАН, КАНАТ, РЕДУКТОР, МУФТА, ЕЛЕКТРОДВИГУН, ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, РОЗРИВНЕ ЗУСИЛЛЯ, РЕЖИМ РОБОТИ, КОЕФІЦІЄНТ ВИКОРИСТАННЯ КАНАТА, ВІЗОК, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, МЕХАНІЗМ ПОВОРОТУ, БАРАБАН, ГАК, ПІДВІСКА, ВИЛІТ, ШВИДКІСТЬ ПІДЙОМУ, ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОЩЕННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, НАПРУЖЕННЯ, ДІАМЕТР КАНАТУ.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Слово (визначення)	Скорочення (позначення)	Умови використання
Завдання Курсовий проект Коефіцієнт Пояснювальна записка Рисунок Рік Таблиця	Завд. КП Коеф. ПЗ Рис. р. Таб.	У тексті Бланк завдань У тексті Бланк завдань У тексті У тексті У тексті
Вантажопідйомність Швидкість Кратність поліспасти Момент Виліт Висота підйому Момент інерції Коефіцієнт використання каната Зусилля Діаметр каната Діаметр барабана, блоків Напруження Статична вантажопідйомність Динамічна вантажопідйомність Режим роботи Потужність Частота обертання Передаточне відношення Коефіцієнт корисної дії	Q V i_n T, M L H I Z_p F d_k D_1, D_2 б C_0 C M P n U η , ККД	У тексті і формулах

ВСТУП

Вантажо-підймальні машини – основа комплексної механізації та автоматизації виробництва. Для обслуговування ділянок, розташованих біля стін механічних, складальних, металургійних та інших цехів, а також на складах широко застосовують настінні консольні крани. Особливості конструкції консольних кранів дозволяють застосовувати їх у низьких цехах чи на складах із вузькими проходами, де неможливо застосувати крани мостового типу.

Створення сучасної підйомно-транспортної машини вимагає від конструктора всебічного аналізу її проекту. Конструкції нових поколінь машин потребують вирішення нових задач, пов'язаних з їх розрахунком, проектуванням, науковими дослідженнями та вибором оптимальних енергосилових параметрів, які забезпечать високі техніко-економічні показники і якість цих машин. Зараз усі розрахунки використовують за допомогою ЕОМ, що дає можливість оцінювати конструкцію за багатьма критеріями і знайти оптимальне співвідношення показників якості, надійності, ефективності та вартості ВПМ.

Виконання усіх стадій проектування у визначений термін часу також неможливо здійснити без втілення методів автоматизованого проектування машин. Навички роботи з ЕОМ (вміння користуватися різними програмами для розрахунків) використовуються в роботі над курсовим проектом з ВП та ТТ.

Головною метою курсового проекту є розвиток конструкторського мислення та оцінка студентом отриманих результатів особливо з точки зору показників якості, надійності, ефективності та вартості.

Методичні вказівки призначені для того, щоб допомогти студентам при виконанні розрахункової частини проекту. У вказівках наведено необхідні ескізи та схеми, посилання на додаткову літературу.

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

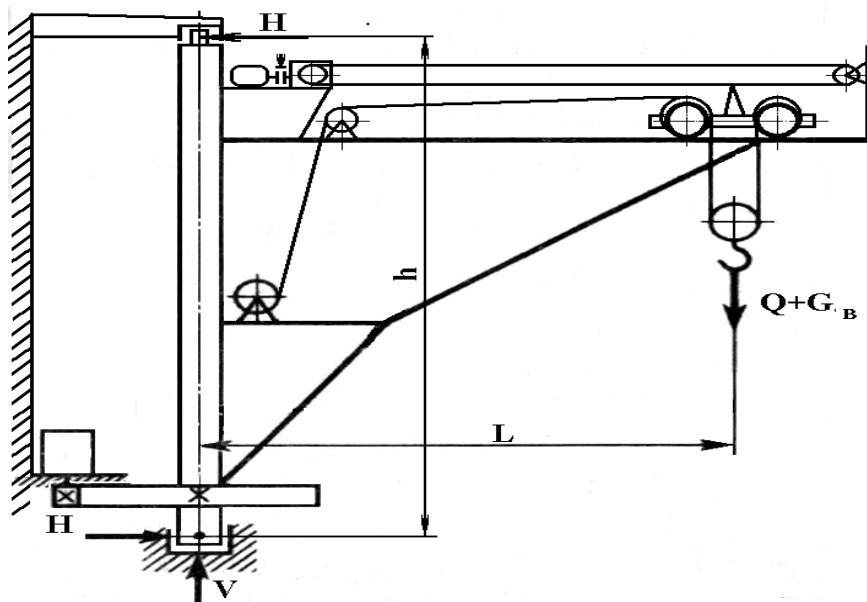


Рисунок 1.1 – Схема стаціонарного консольного обертового електричного крану

1.1 Вихідні дані та кінематична схема підйому вантажу

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для розрахунку крану

Параметри	Значення
Вантажопідйомність Q , т	8
Виліт L , м	8
Висота підйому вантажу H , м	7
Група режиму роботи механізму	середній (5M), $Z_p=4,5$
Швидкість підйому $V_{\text{ван}}$, м/с	0,15
Швидкість руху візка $V_{\text{в}}$, м/с	0,4
Частота обертання крану $n_{\text{кр}}$, хв^{-1}	2,1

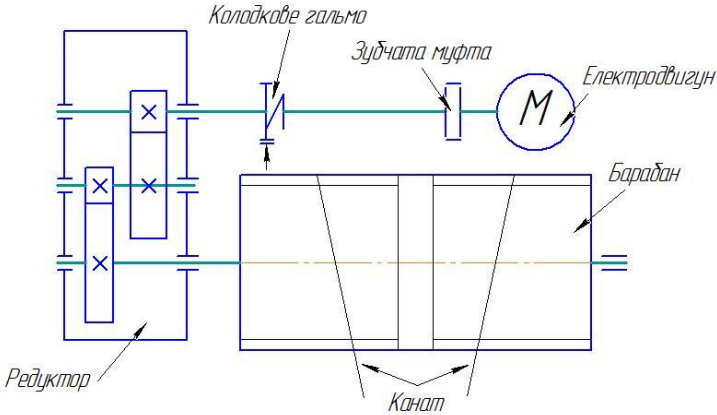


Рисунок 1.2 – Кінематична схема підйому вантажу

Примітка. В подальшому потрібно буде узгодити компоновання кінематичної схеми підйому вантажу з міжцентровими відстанями редуктора та габаритними розмірами барабана, колодкового гальма, електродвигуна тощо.

1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Обираємо схему та кратність поліспасти згідно функціонального призначення, конструкції крана та вказівок викладача.

При вантажопідйомності крана до 10 т кратність поліспасти можна прийняти рівною 2.

Отже вибрано здвоєний поліспасти з кратністю 2.

Після вибору поліспасти викреслюємо його схему (рис 1.3).

Визначаємо ККД поліспасти

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

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

де $\eta = 0,98$ [12] – ККД блоку на підшипниках кочення, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість канату;

i_n – кратність поліспасти;
 n – кількість блоків.

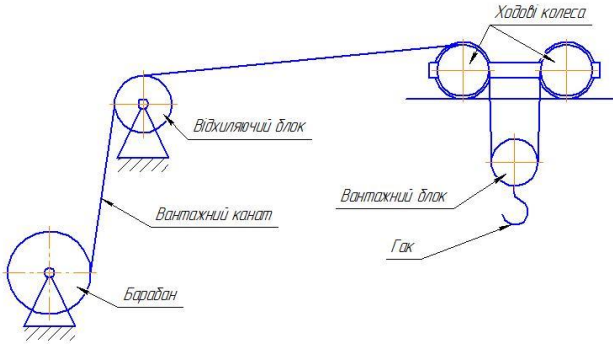


Рисунок 1.3 – Схема поліспасти

1.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами НПАОП 0.00 - 1.01 - 07 канат обираємо за розривним зусиллям $F_{РОЗР}$, Н

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

$$F_{РОЗР} = 4,5 \cdot 21569,9 = 97064,6 \leq [98950]$$

де $Z_p = 4,5$ [5] - коефіцієнт запасу міцності каната згідно режиму роботи (табл.1.2);

F_{max} - найбільше зусилля в канаті, Н

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

$$F_{max} = \frac{10^4(8 + 0,200)}{2 \cdot 2 \cdot 0,99 \cdot 0,99^4} = 21569,9$$

$$G_n = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q \quad (1.4)$$

$$G_n = 0,025 \cdot 8 = 0,200$$

де - Q - маса вантажу, т;

G_n - маса підвіски, т;

$a = 2$ [рис. 1.3] - кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

$m = 4$ [рис. 1.3] - кількість відхиляючих блоків.

Таблиця 1.2 – Мінімальні значення коефіцієнтів використання канатів Z_p

Група класифікації механізму		Рухомі канати	Не рухомі канати
згідно ГОСТ 25835	згідно ІСО 4301/1	Z_p	
1М	М1	3,15	2,5
1М	М2	3,35	2,5
1М	М3	3,55	3,0
2М	М4	4,00	3,5
3М	М5	4,50	4,0
4М	М6	5,60	4,5
5М	М7	7,10	5,0
6М	М8	9,00	5,0

Канат вибираємо за ГОСТ 2688-80, ГОСТ 7667-80, ГОСТ 766-80 за табл. Д.1 (див. додаток А) згідно розривного зусилля.

Обираємо сталевий канат подвійного завивання ЛК-Р конструкції 6x19 (1+6+6/6) + 1 о.с. за ГОСТ 2688-80 [табл. 1.3], з умовним позначенням:

Канат 14 – Г – В – О – Н – 1568 ГОСТ 2688-80

Таблиця 1.3 – Характеристики канату

Параметри	Значення
Розрахункова площа перерізу, мм ²	74,4
Маркувальна група, МПа	1568
Діаметр d_k , мм	14
Маса каната (1000м), кг	768
Розривне зусилля $F_{розр}$, Н	98950

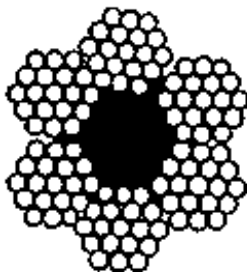


Рисунок 1.4 - Канат подвійного завивання типу ЛК – Р конструкції 6 × 19 (1+6+6/6) + 1о.с. за ГОСТ 2688 - 80

1.4 Розрахунок кріплення каната до барабана

Накладки (рис. 1.4) для кріплення каната вибираємо згідно діаметра каната за табл. Д.2 (див. додаток А).

Таблиця 1.4 – Параметри накладок

Умовне позначення	a, мм	L, мм	B, мм	H, мм	h, мм	r, мм	d, мм	Гвинт
3	18	55	50	16	2,5	12	17	M16

Матеріал гвинтів [табл. 1.3] сталь 45, з допустимим напруженням розтягу $[\sigma]_p = 60$ МПа [4], що дозволяє не враховувати згин та концентрацію напружень.

Визначаємо зусилля натягу каната в місці кріплення, Н

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (1.5)$$

$$F_{KP} = \frac{21569,9}{2,72^{0,5026}} = 13044,9$$

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

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

$\alpha = 3\pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана гілками, які не змотуються, прийнятий за правилами НПАОП 0.00 – 1.01 – 07.

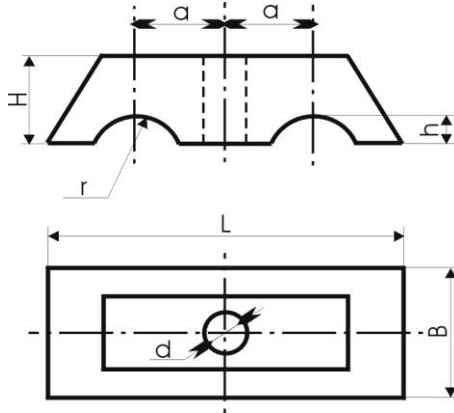


Рисунок 1.5 – Ескіз накладки

Визначаємо число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{KP}}{d_1^2 [\sigma]_P} \quad (1.6)$$

$$Z = \frac{3 \cdot 12584,7}{14,8^2 \cdot 60} = 2,87$$

Кількість гвинтів кріплення приймаємо не менше двох.

де $d_1 = 14,8$ - внутрішній діаметр різі гвинта;

$[\sigma]_P = 60$ МПа - допусчне напруження розтягу для гвинтів з

матеріалу сталь 45.

Приймаємо: $Z=3$.

1.5 Вибір вантажного гака

Гак обираємо за номінальною вантажопідйомністю $Q=10$ т та групою режиму роботи 4М для машинного приводу. Приймаємо кований однорогий гак (рис 1.6) згідно ГОСТ 6627-74 за табл. Д.3 (дивись додаток А). Обираємо заготовку гаку №15 тип Б [табл. 1.5], з умовним позначенням:

Заготовка гака 15Б-1 ГОСТ 6627-74

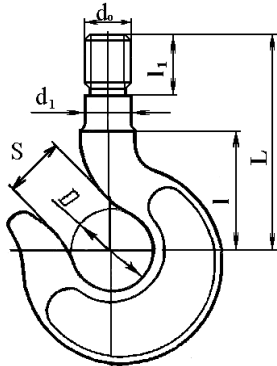


Рисунок 1.6 – Ескіз одного гака

Таблиця 1.5 – Основні розміри гака [2]

№ гака	Q, т (при 4М)	D, мм	S, мм	d ₁ , мм	d ₀ , мм	L, мм	l ₁ , мм	l, мм (не менше)	Тип
15	8	95	75	55	M52	520	75	140	Б

Висота гакової гайки повинна приблизно дорівнювати довжині l_1 різби хвостовика гака; зовнішній діаметр гайки приймаємо рівним зовнішньому діаметру упорного підшипника. Остаточні розміри гакової гайки визначаються ескізним компонуванням підвіски.

1.6 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Визначаємо допускний діаметр барабана (D_1), вантажного (D_2) та урівноважуючого (D_3) блоку по центру каната, мм

$$D_1 = h_1 \cdot d_K \quad (1.7)$$

$$D_2 = h_2 \cdot d_K \quad (1.8)$$

$$D_3 = h_3 \cdot d_K \quad (1.9)$$

$$D_1 = 18 \cdot 14 = 252$$

$$D_2 = 20 \cdot 14 = 280$$

$$D_3 = 14 \cdot 14 = 196$$

де d_k - діаметр каната, мм;

h_1, h_2, h_3 [5] – коефіцієнти, які залежить від типу машини і групи режиму роботи (табл.1.5).

Приймаємо: $D_1 = 320\text{мм}, D_2 = 320\text{мм}, D_3 = 200\text{мм}$.

Таблиця 1.6 – Коефіцієнт « h_1 » вибору діаметру барабану, « h_2 » - вантажного блоку та « h_3 » - урівноважуючого блоку

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно			Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 25835-83	за ISO 4301/1-86	h_1	h_2	h_3
Легкий (Л)	1М	M1	11,2	12,5	11,2
		M2	12,5	14,0	12,5
		M3	14,0	16,0	12,5
	2М	M4	16,0	18,0	14,0
	3М	M5	18,0	20,0	14,0
Середній (С)	4М	M6	20,0	22,4	16,0
Важкий (В)	5М	M7	22,4	25,0	16,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	M8	25,0	28,0	18,0

Визначаємо число витків нарізок на барабані для багатошарової навівки

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot (D_1 + D_2)} + 4,5 \quad (1.10)$$

$$Z = \frac{7 \cdot 2}{3,14 \cdot (0,327 + 0,355)} + 4,5 = 11,03$$

де $H = 7$ - висота підйому вантажу, м;

$D_1 = 0,327$ - прийнятий діаметр барабану по центру каната першого шару, м;

$D_2 = D_1 + 2d_k = 0,355$ - прийнятий діаметр барабана по центру каната другого шару, м;

$i_{II}=2$ – кратність поліспасти;

4,5 [5] – число витків кріплення каната та запасних.

Приймаємо: $Z=11$.

Визначаємо довжину нарізки на барабані, мм

$$l = Z \cdot p \quad (1.11)$$

$$l = 11 \cdot 16 = 176$$

де $p \geq 1,1d_k = 1,1 \cdot 14 = 15,4$ - крок нарізки на барабані, мм.

Приймаємо: $p = 16$ мм .

Визначаємо загальну довжину барабана, мм:

при здвоєному поліспасті - $L = 2l + 2b + c$, (1.12)

$$L = 2 \cdot 176 + 2 \cdot 48 + 70 = 518$$

де $b = 3p = 3 \cdot 16 = 48$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

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

Приймаємо: $c = 70$ мм.

Товщину стінки барабана приймаємо, мм:

для сталевого барабана:

$$\delta = 0,01D + 3 \text{ , або } \delta \approx 1,2d_k \quad (1.13)$$

$$\delta = 1,2 \cdot 14 = 17$$

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

Стінки барабана перевіряємо по напруженню стиску, МПа

$$\sigma_{CT} = \frac{\varphi \cdot \psi \cdot F_{max} \cdot 10^{-6}}{\delta_p \cdot p \cdot (1 - \delta / D)} \leq [\sigma]_{CT} \quad (1.14)$$

$$\sigma_{CT} = \frac{1,4 \cdot 0,7 \cdot 21569,9 \cdot 10^{-6}}{0,017 \cdot 0,016 \cdot (1 - 0,017 / 0,303)} = 82,3 \leq [140]$$

де $[\sigma]_{CT} = 140$ МПа [14] – для барабанів зі сталі 35Л;

$D_0 = 0,303$ - внутрішній діаметр барабана, м;

$\varphi = 1,4$ [3] – коефіцієнт, що враховує послаблення натягу нижніх витків при навиванні наступних (для сталевих барабанів);

$\psi = 0,7$ [3] – коефіцієнт, що враховує кількість шарів навивки каната.

Умови перевірки стінки барабана по напруженню стиску виконуються.

Перевірку барабана по напруженню на згин не проводимо, так як виконується умова $L \leq 3 \cdot D_o (D_1)$.

1.7 Розрахунок елементів підвіски

Для розрахунку обираємо скорочену підвіску (рис. 1.7). Основними складовими укороченої підвіски:

- вузол гака (траверса та крюк);
- вузла блоків (цапфи та вантажні блоки).

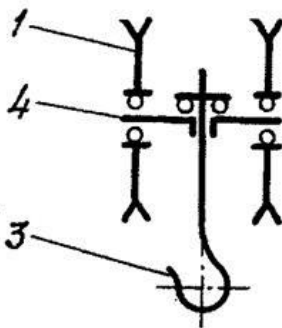


Рисунок 1.7 – Схема скороченої підвіски

1.7.1 Вибір упорного підшипника для крюка

Висота гайки гака приймаємо рівною довжині різьбового хвостовика, діаметр гайки рівному зовнішньому діаметру D_n упорного підшипника. Упорний підшипник гака вибираємо за статичною вантажопідйомністю і діаметром шийки гака.

$$C_o = 1,2 \cdot 10^4 \cdot Q_{\max} = 1,2 \cdot 10^4 \cdot 8,200 = 98400H \quad (1.15)$$

$$\text{де } Q_{\max} = (Q + G_n) = 8 + 0,200 = 8,200$$

Підбираємо підшипник кульковий упорний одинарний (рис. 1.8) №8211 ГОСТ 6874-75 легкої серії [табл. 1.7] за табл. Д.4 (див. дод. А).

Таблиця 1.7 – Характеристика підшипника [6]

Умовне позначення	d, мм	d ₁ , мм	D, мм	H, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	d _к , мм	m, кг
8211	55	55,2	90	21	1,5	63700	127000	10,32	0,61

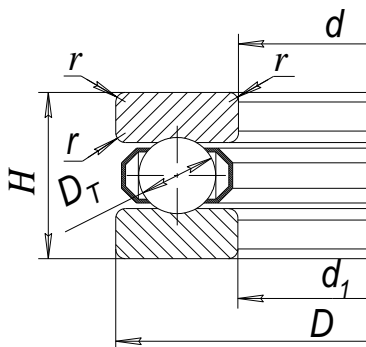


Рисунок 1.8 – Підшипник кульковий упорний одинарний

1.7.2 Вибір радіального підшипника блоку

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибираємо за динамічною вантажопідйомністю C , Н

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{60n_0 L_{10h}}{10^6}} \leq [C]_{ВП} \quad (1.16)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

$$P_E = Q_H \cdot k_T \cdot k_H \cdot k_\delta \cdot V \quad (1.17)$$

де $Q_H = 0,6 \cdot 2 \cdot F_{\max} = 0,6 \cdot 2 \cdot 21569,9 = 25883,9$ Н - номінальне навантаження на один з двох підшипників блока, з розподілом по 0,6 на кожний;

k_H - коефіцієнт навантаження;

$k_H = 0,55$ [10] – для середнього режиму роботи (M5 за ISO);

k_T - коефіцієнт температури;

$k_T = 1$ [12] – при роботі з температурою менше 100°C;

V - коефіцієнт кільця;

$V = 1,2$ [12] – при обертанні зовнішнього кільця;

k_{σ} - коефіцієнт безпеки;

$k_{\sigma} = 1,2$ [2] – для механізму підіймання;

$$P_E = 25883,9 \cdot 1 \cdot 0,55 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 20500,1$$

n_{σ} - частота обертання блока, хв.⁻¹;

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D} \quad (1.18)$$

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot (2 - 1)}{3,14 \cdot 0,320} = 8,63$$

$V_B = 0,15$ - швидкість підйому вантажу, м/с;

$i_n = 2$ - кратність поліспасти;

L_{h10} [2] – ресурс служби підшипника, год. (табл. 1.8);

Таблиця 1.8 – Термін служби підшипників

Група режиму роботи	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
Режим роботи	Л	С	В	ДВ
Строк служби, год	1000	3500	5000	10000

$D = 0,320$ - діаметр блока по осі каната, м.

$$C = 20500,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 8,63 \cdot 3500}{10^6}} = 24993,8$$

Обираємо підшипники кульковий радіальний однорядний (рис. 1.9) №212 ГОСТ 8338-75 легкої серії [табл. 1.9] за табл. Д.5

(дивись додаток А). Обраний типорозмір підшипника попередньо погоджуємо з діаметром цапфи траверси.

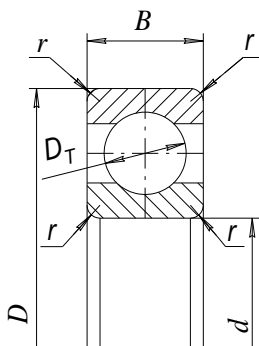


Рисунок 1.9 – Підшипник кульковий радіальний однорядний

Таблиця 1.9 – Характеристика підшипника [6]

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	d _к , мм	m, кг
211	55	100	21	2,5	43600	25000	14,7	0,6

1.7.3 Розрахунок траверси підвіски

Навантаження Q_{\max} , яке передається гайкою крюка через упорний підшипник, приймаємо зосередженим в центрі траверси.

Визначаємо розрахункову відстань $A_{СК}$ між опорами блока та поперечини, мм

$$A_{СК} = 1,4B + \sqrt{D_{\text{ол}}} \cdot i_n \cdot a \quad (1.19)$$

$$A_{СК} = 1,4 \cdot 105 + \sqrt{320} \cdot 2 \cdot 2 = 218$$

де B – ширина траверси, необхідна з умови розміщення упорного підшипника №8211, мм

$$B = D + 15 = 90 + 15 = 105 \quad (1.20)$$

де D=90 мм [табл. 1.7] – зовнішній діаметр упорного підшипника;

Визначаємо діаметр отвору в траверсі для проходу шийки гака,

мм

$$d_0 = d_1 + (2 \dots 5) \quad (1.21)$$

$$d_0 = 55 + (2 \dots 5) = 57 \dots 60$$

Приймаємо: $d_0 = 58 \text{ мм}$.

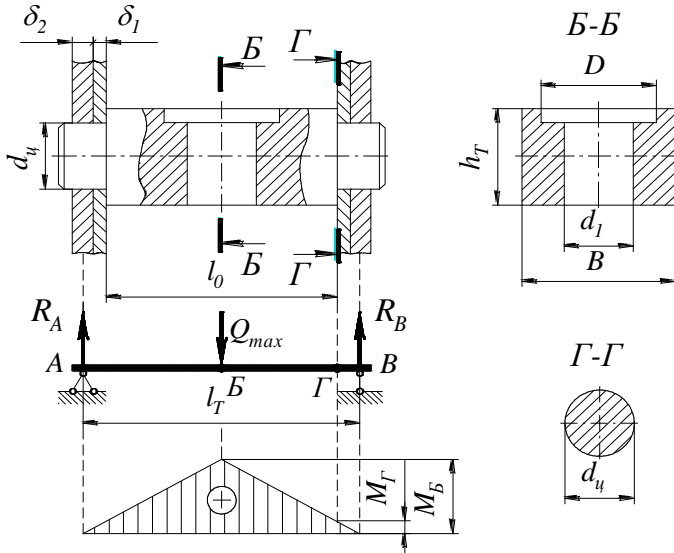


Рисунок 1.10 – Схема до розрахунку траверси

Матеріал – Сталь 40, $\sigma_B = 580 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 410 \text{ МПа}$;
 $\sigma_{-1} = 230 \text{ МПа}$.

Визначаємо згинаючий момент у небезпечному перерізі поперечини, Н·м

$$M = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot A_{\text{ск}}}{4} \quad (1.22)$$

$$M = \frac{10^4 \cdot 8,24 \cdot 0,218}{4} = 4,47 \cdot 10^3$$

Визначаємо допустиме напруження згину при пульсуючому циклі, МПа

$$[\sigma]_{зг} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{K \cdot \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + 0,05 \right)} \quad (1.23)$$

$$[\sigma]_{зг} = \frac{2 \cdot 230}{1,4 \cdot \left(\frac{1,8}{0,7} + 0,05 \right)} = 125$$

де [S] [табл. 1.10] – коефіцієнт запасу міцності для механізмів підймання гакових кранів при розрахунку на втому з урахуванням групи режиму роботи;

Таблиця 1.10 – Коефіцієнт запасу міцності [S]

Група класифікації механізму	M5	M6	M7	M8
Коефіцієнт запасу [S]	1,4	1,6	1,7	1,9

K_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напружень при $\sigma_B = 580 \text{ МПа}$;

$$K_{\sigma} = 1,8 [12];$$

ε_{σ} - масштабний фактор;

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,7 [12] - \text{для вуглецевих сталей при } V=0,1 \text{ м.}$$

Визначаємо мінімальну висоту траверси, мм;

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_o) \cdot [\sigma]_{зг}}} \quad (1.24)$$

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot 4,57 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{(105 - 58) \cdot 125}} = 68,3$$

Приймаємо: $H = 70 \text{ мм}$, $H_0 = 80 \text{ мм}$.

Мінімальний діаметр цапфи траверси розраховуємо за напруженнями згину, мм;

$$d_{ц} = 10^2 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{ц}}{0,1[\sigma]_{ц}}} \quad (1.25)$$

$$d_{\text{ц}} = 10^2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,64}{0,1 \cdot 101,7}} = 54,4$$

де $d_{\text{ц}}$ - число, кратне 5 по внутрішньому діаметру підшипника;

Приймаємо: $d_{\text{ц}} = 55 \text{ мм}$.

Розраховуємо допустиме напруження, МПа

$$[\sigma]_{\text{ц}} = \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1}}{[S] \cdot \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + 0,05 \right)} \quad (1.26)$$

$$[\sigma]_{\text{ц}} = \frac{1,4 \cdot 290}{1,4 \cdot (2,8 + 0,05)} = 101,8$$

де $[S]=1,4$ [табл. 1.10] – коефіцієнт запасу міцності в залежності від режиму роботи;

$K_{\sigma} = 2,25$ [табл. 1.11] – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Обираємо ефективний коефіцієнт концентрації напружень від посадки внутрішнього кільця підшипника (табл. 1.11) при $d_{\text{ц}} > 50 \text{ мм}$. і $\sigma_B = 580 \text{ МПа}$

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 2,8$$

Обираємо ефективний коефіцієнт концентрації напружень для галтелі в місці з'єднання цапфи траверси $K_{\sigma} = 2,25$ при

$$h/r = 12,5/2 = 6,25, \quad r/d_{\text{ц}} = 2/55 = 0,036,$$

де $h = (H_0 - d_{\text{ц}})/2 = (80 - 55)/2 = 12,5 \text{ мм}$ - висота переходу діаметра $d_{\text{ц}}$ на висоту траверси H_0 виміряна по радіусу;

$r = 2 \text{ мм}$ - радіус округлення (галтелі).

Масштабний фактор $\varepsilon_\sigma = 0,8$ [12] – при $d_{\text{ц}} = 55 \text{ мм}$.

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{2,25}{0,8} = 2,8 < 3,6. [12].$$

Таблиця 1.11 – Орієнтовні значення коефіцієнта K_σ

Вид деталі	K_σ
Гладкі сталеві деталі з обробленою поверхнею	1.3 – 1.6
Осі, цапфи траверс:	
в місцях посадки підшипників	2.5 – 2.9
в місцях мастильних отворів	2.0 – 2.2
в місцях галтелей	2.2 – 2.8
Траверси в перетині, ослабленому отвором для шийки гака	2.2 – 2.8
Серги [11]:	
в концентричних проушинах (рис. 3.3, а)	2.78
в ексцентричних проушинах (рис. 3.3, б)	2.48

Як наслідок, допустиме напруження визначаємо з урахуванням посадки внутрішнього кільця підшипника на цапфу траверси.

Довжину траверси визначаємо з урахуванням можливості розміщення, монтажу упорного підшипника № 8211 та загвинчування гайки, мм

$$B' = 1,4 \cdot B \quad (1.27)$$

$$B' = 1,3 \cdot 105 = 138$$

Визначаємо згинаючий момент, Н·м

$$M_{\text{ц}} = \frac{A_{\text{СК}} - B'}{2} \cdot \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}}}{2} \quad (1.28)$$

$$M_{\text{ц}} = \frac{0,218 - 0,138}{2} \cdot \frac{10^4 \cdot 8,2}{2} = 1,64 \cdot 10^3$$

1.7.4 Вибір вантажного блоку [1.10]

За табл. А.5 (див. додаток А) згідно мінімально допустимому діаметру обираємо вантажний блок (рис. 1.11).

Таблиця 1.12 – Основні параметри блоку

Параметр	Значення
Робочий діаметр $D_{\text{бл}}$, мм	320
Зовнішній діаметр D_1 , мм	364
Довжина ступиці $l_{\text{ст}}$, мм	60
Матеріал	Сталь 35Л
Ширина блоку B_1 , мм	40
Внутрішній діаметр d_1 , мм	100
Зовнішній діаметр ступиці d_2 , мм	140+20

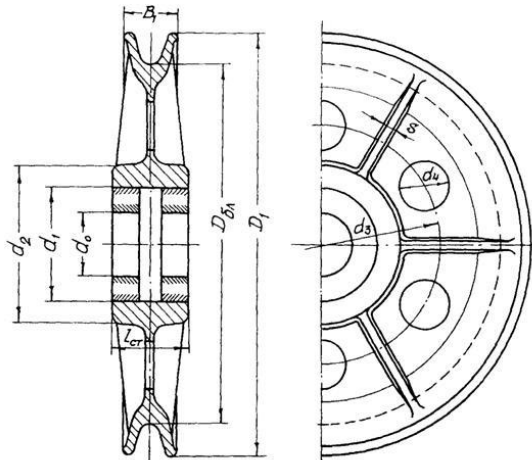


Рисунок 1.11 – Вантажний блок гакової підвіски

1.8 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун вибираємо з каталогу по статичній потужності, кВт

$$P_{\text{СТ}} = \frac{10 \cdot Q_{\text{max}} \cdot V_n}{\eta_3} \quad (1.29)$$

$$P_{\text{СТ}} = \frac{10^4 \cdot 8,2 \cdot 0,15}{0,90} = 13,67$$

де $Q_{max} = (Q + G_n) = 8 + 0,200 = 8,2$ т;

$V_n = 0,15$ - швидкість підйому вантажу, м/с;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_P \cdot \eta_M$ - ККД, відповідно, поліспасти, барабана,

редуктора та муфти; звичайно приймають $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$ [2].

Допускається приймати $P_\delta = (0,85 \dots 0,9) P_{CT}$.

Згідно знайденої статичної потужності з табл. Д.6 (див. додаток А) вибираємо двигун [табл. 1.13].

Таблиця 1.13 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Серія	МТФ
Типорозмір	311-6
Потужність P_δ , кВт	13,0
Частота обертання при заданому режимі роботи n_δ , хв ⁻¹	935
Момент інерції ротора I_P , кгм ²	0,225
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	320

Потужність вибраного двигуна перевіряємо за нагріванням

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25} \quad (1.30)$$

$$P_{EKB} = 0,75 \cdot 0,86 \cdot 13,67 = 8,82 \leq 13,0$$

$\gamma = 0,86$ [2] - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом двигуна потужність;

K_{25} - коефіцієнт приведення потужності;

$K_{25} = 0,75$ [2] відповідно режиму роботи 4М;

Габаритні розміри двигуна наведені в табл. А.7.

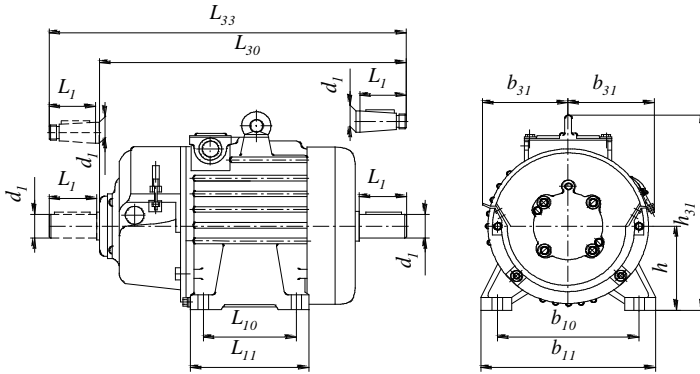


Рисунок 1.12 – Електродвигун крановий серії MTF з фазним ротором (ГОСТ 185-70)

$P_{25} = 13,0$ - потужність двигуна при ПВ 25% згідно табл. А.6 (див. додаток А) .

1.9 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму підйому

$$U = \frac{n_d}{n_o} \quad (1.31)$$

$$U = \frac{915}{17,91} = 52,2$$

де $n_o = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,320} = 17,91$ - частота

обертання барабана, хв^{-1} ;

$V_n = 0,15$ – швидкість підйому вантажу, м/с;

$D = 0,320$ - діаметр барабана по центру каната, м;

$i_n = 2$ - кратність поліспасти.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи

[табл. А.14, додаток А].

Умовне позначення редуктора:

Редуктор Ц2-350-50-22ЦУ2

Таблиця 1.14 – Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	Ц2-350
Передаточне відношення U_p	50
Фактичне передаточне відношення U_p	50,94
Потужність P_p , кВт	14,2
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв ⁻¹	1000
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	5800
Маса редуктора m , кг	210
Міжосьова відстань A_{WT} ,	200
Міжосьова відстань A_{WC} ,	350
Схема збирання	22

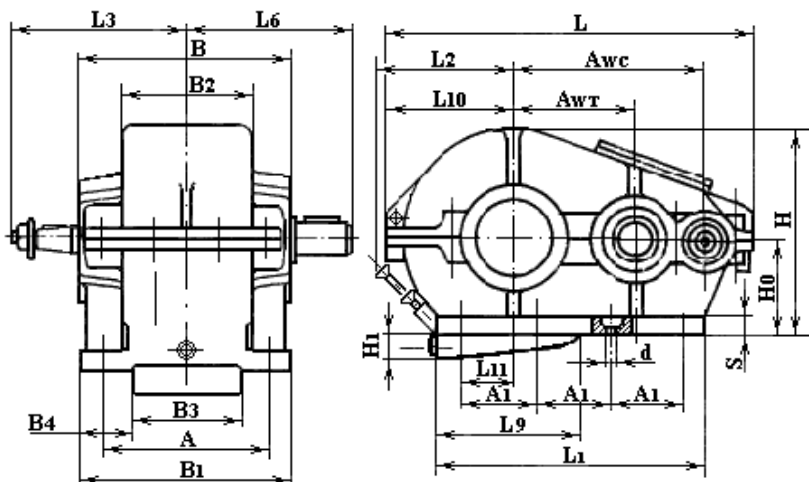


Рисунок 1.13 – Редуктор типу Ц2

Обраний редуктор [табл. 1.14] (рис. 1.13) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості підйому V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (1.32)$$

$$\Delta V = \frac{0,154 - 0,15}{0,15} \cdot 100\% = 2,67\% \leq 5\%$$

Визначаємо фактичну швидкість підйому, м/с

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\sigma \cdot n_\sigma}{60 \cdot i_n \cdot U_p} \quad (1.33)$$

$$V_\phi = \frac{3,14 \cdot 0,320 \cdot 935}{60 \cdot 2 \cdot 50,94} = 0,154$$

Допускний граничний момент, який передається редуктором, Н·м,

$$T_{ГР} = \psi \cdot T_p \quad (1.34)$$

$$T_{ГР} = 1,6 \cdot 5800 = 9280$$

де $T_p = 5800$ [табл. 1.14] – табличне значення моменту на тихохідному валу редуктора;

$\psi = 1,6$ [табл. 1.15] – кратність пускового моменту.

Таблиця 1.15 – Залежність кратності від режиму роботи

Група режиму роботи	M1-M3	M4	M5	M6
Кратність ψ	1,25	1,6	2,0	2,5

1.10 Вибір муфти

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом обраного циліндричного редуктора та вала редуктора з валом барабана використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 1.14) за таблицею А.8 (дивись додаток А) по розрахунковому моменту,

Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (1.35)$$

$$T_M = 132,8 \cdot 1,8 \cdot 1,2 = 286,9 \leq T_M^{max}$$

$$\text{де } T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_o}{\pi \cdot n_o} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 13,0}{3,14 \cdot 935} = 132,8 \quad - \text{ номінальний}$$

момент, який передає муфта, Н·м;

Таблиця 1.16 – Основні параметри муфти [8]

Параметри	Значення
Найбільший гальмівний момент T_M , Н·м	500
Момент інерції муфти I_p , кгм ²	0,125
Маса муфти m , кг	25

$K_1 = 1,8$ [табл. 1.17] – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,2$ [табл. 1.17] – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму;

$$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M \quad - \text{ найбільший короткочасний момент.}$$

Таблиця 1.17 - Значення коефіцієнтів K_1 та K_2

Механізм	K_1	K_2			
		1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
		Л	С	В	В
Підйому	1,8 1,2 1,8 1,4	1,1	1,2	1,3	1,4
Пересування					
Зміни вильоту					
Повороту					

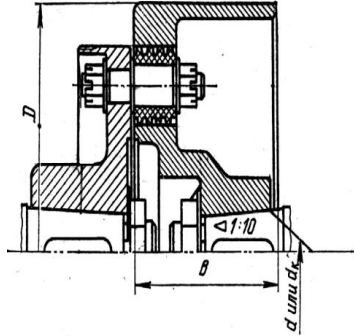


Рисунок 1.14 – Пружна втулочно-пальцева муфта

Умовне позначення муфти:

Муфта пружна втулково-пальцева 500-20-I, 2-22-II, 2-УЗ ГОСТ 21424-75 [13].

1.11 Перевірка двигуна за часом пуску

Визначаємо час пуску двигуна, с

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_0}{T_n^{CP} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2c \quad (1.36)$$

При підйманні вантажу:

$$t_n = \frac{0,443 \cdot 97,86}{205,8 - 143,1} = 0,69 \geq [t_n] = 1 \dots 2c$$

При опусканні вантажу:

$$t_n = \frac{0,443 \cdot 97,86}{205,8 + 143,1} = 0,12 \geq [t_n] = 1 \dots 2c$$

(знак мінус-при підніманні, знак плюс-при опусканні вантажу)

де I_{3B} - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу, кгм^2

$$I_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3} \quad (1.37)$$

$$I_{3B} = 1,2 \cdot (0,225 + 0,125) + 8200 \frac{0,320^2}{4 \cdot 2^2 \cdot 50,94^2 \cdot 0,90} = 0,443$$

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

$I_P = 0,225$ [табл. 1.13] – момент інерції ротора двигуна, кгм²;

$I_m = 0,125$ [табл. 1.16] – момент інерції муфти, кгм²;

$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 8200$ - маса вантажу, що підіймається, кг;

$D = 0,320$ - діаметр барабана, м;

$i_n = 2$ - кратність поліспасти;

$U_P = 50,94$ [табл. 1.14]- передаточне число редуктора;

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

$$T_{II}^{CP} = \psi \cdot T_H \quad (1.38)$$

$$T_{II}^{CP} = 1,55 \cdot 132,8 = 205,8$$

де $\psi = 1,5 \dots 1,6$ [2] – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму з фазним ротором типу МТФ;

Визначаємо момент двигуна, Н·м

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\delta}}{\omega_{\delta}} \quad (1.39)$$

$$\omega_{\delta} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 935}{30} = 97,86 \text{ c}^{-1}$$

$$T_H = \frac{10^3 \cdot 13,0}{97,86} = 132,8$$

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

$$T_{CT} = \frac{10^4 (Q + G_{II}) D}{2 \cdot i_{II} \cdot U_P \cdot \eta_3} \quad (1.40)$$

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot 8,2 \cdot 0,327}{2 \cdot 2 \cdot 50,94 \cdot 0,90} = 143,1$$

де Q , G_{II} - маса вантажу та підвіски, т ;

$D = 0,327$ – діаметр барабана по осі каната, м.

1.12 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажу обираємо по необхідному гальмівному моменту T_{Γ} , Н·м

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 Q_{\max} D_{\delta} \cdot \eta_o}{2i_n U_p} K_{\Gamma} \quad (1.41)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot 8,2 \cdot 0,327 \cdot 0,97}{2 \cdot 2 \cdot 50,94} \cdot 1,75 = 223,4$$

де $K_{\Gamma} = 1,75$ [2] – коефіцієнт запасу гальмування для 4М режиму роботи;

$D_{\delta} = 0,327$ – діаметр барабана по осі каната, м;

U_p [табл. 1.14] – передаточне відношення редуктора;

$i_n = 2$ – кратність поліспасту.

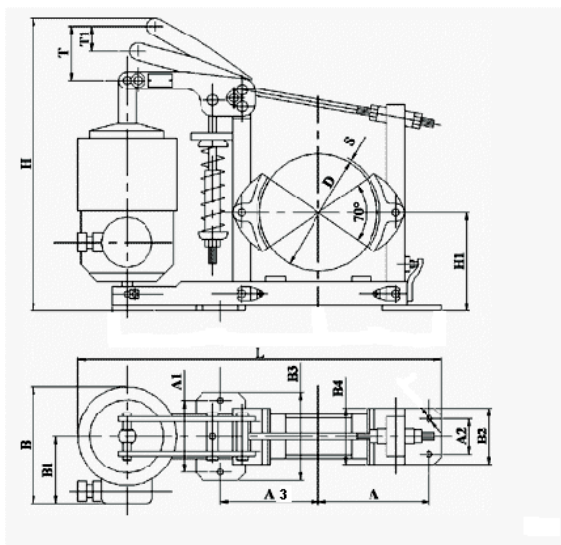


Рисунок 1.15 – Колодкові гальма типу ТКГ

Типорозмір гальм вибираємо за табл. Д.9 (див. додаток А) так, аби виконувалось нерівність:

$$T_{Г.К} \geq T_{Г} \quad (1.42)$$

$$300 \geq 223,4$$

де $T_{Г.К}$ - номінальний гальмівний момент гальм за таблицею.

Обираємо тип гальм ТКГ-200 (рис. 1.15).

Таблиця 1.18 – Основні параметри гальм

Параметри	Значення
Тип гальма	ТКГ-200
Діаметр гальмівного шківa D, мм	200
Ширина гальмівної колодки B, мм	90
Гальмівний момент при ПВ40%, Н·м	300
Відхід колодок шківa ε, мм	0,63
Тип гідро штовхача	ТЭ-30
Маса гальма з гідро штовхачем , кг	30
Хід штока, мм	32
Габаритні розміри	645x420x213

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

2.1 Вибір схеми механізму пересування візка

Механізм пересування візка виконуємо з канатною тягою (рис. 2.1). В приводі використовуємо стандартний циліндричний зубчастий редуктор. За допомогою канатної тяги ми виключаємо проковзування ходових коліс по рейках при пуску чи гальмуванні.

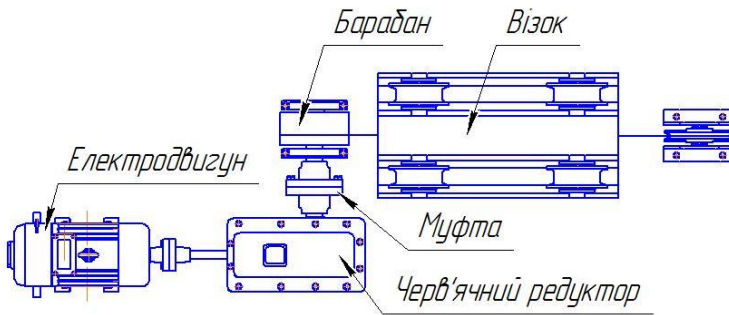


Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму пересування візка

2.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо

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

$$R = \frac{(Q + G_B) 10^4}{4} \quad (2.1)$$

$$R = \frac{(8,2 + 0,41) \cdot 10^4}{4} = 21525$$

де $Q = 8,2$ - вантажопідйомність, т;

$G_B = 0,05 \cdot Q = 0,05 \cdot 8,2 = 0,41$ - маса візка, т.

Масу візка, який пересувається за допомогою канатної тяги приймаємо рівною $(0,04 \dots 0,05) Q$.

2.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса обираємо дворебордні (рис. 2.2) по табл. А.10 (див. додаток А) з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму.

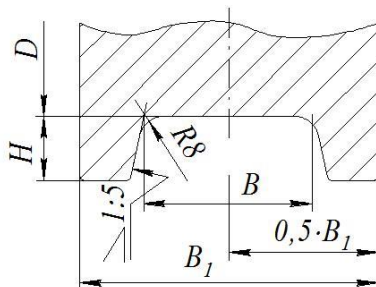


Рисунок 2.2 – Колесо кранове дворебордне за ГОСТ 3569-74

Таблиця 2.1 – Параметри ходового колеса [2]

Параметри	Значення
Швидкість руху, м/с	0,33
Допускний тиск на колесо, кН	23,2
Тип колеса	дворебордне
Діаметр колеса, мм	200
Тип рейки	P11
Висота реборди Н, мм	15
Ширина колеса B_1 , мм	80
Ширина доріжки кочення В, мм	50

Діаметр цапф валів коліс дорівнює
 $d=(0,2\dots0,3)D=(0,2\dots0,3)\cdot 200=40\dots60$ мм.

Приймаємо значення $d=50$ мм.

2.4 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування візка стаціонарного обертового консольного крана, встановленому в приміщенні, Н

$$W = W_{TP} + W_I + W_K + W_{Ц} + W_Y \quad (2.2)$$

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

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q + G)}{D} (2\mu + fd) K_p \quad (2.3)$$

$$W_{TP} = \frac{10^4(8,2 + 0,41)}{20} (2 \cdot 0,03 + 0,015 \cdot 5) \cdot 3,5 = 2035$$

де $Q = 8,2$ - номінальна вантажопідйомність, т;

$G = 0,41$ - маса візка, т;

$\mu = 0,03$ [2] - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$f = 0,015$ [2] - коефіцієнт тертя ковзання,

$d = 0,05$ - діаметр цапфи вала колеса, м;

K_p - коефіцієнт тертя реборд з рейками:

$K_p = 3,5$ [9] - для механізму пересування візка стаціонарного консольного крана без опорних роликів;

В механізмі пересування з канатною тягою при розміщенні вантажного барабану поза візком враховується також сила переміщення вантажного каната по блокам, Н;

$$W_K = \frac{10^4 Q}{i_n} \left(\frac{1}{\eta^{i_n+1}} - 1 \right) \quad (2.4)$$

$$W_K = \frac{10^4 \cdot 8,2}{2} \left(\frac{1}{0,98^3} - 1 \right) = 2562$$

де i_n - кратність поліспасти механізму підйому вантажу ;

$\eta = 0,98$ - ККД блока на підшипниках кочення [2];

$[a] = 0,2 \dots 0,3 \frac{M}{c^2}$ [2] - сила інерції при допустимому прискоренні.

Приймаємо: $[a] = 0,3 \frac{M}{c^2}$.

$$W_i = 10^3(Q + G_b) \cdot [a] \quad (2.5)$$

$$W_i = 10^3(8,2 + 0,41) \cdot 0,3 = 2583$$

У поворотних кранах при розрахунку опору руху візка враховується відцентрова сила, Н;

$$W_{Ц} = 11(Q + G_B)L \cdot n_{КР}^2 \quad (2.6)$$

$$W_{Ц} = 11 \cdot (8,2 + 0,41) \cdot 4,5 \cdot 2,1^2 = 2089$$

де $L = 5$ - найбільший виліт візка крана, м;

$n_{КР} = 2,1$ - частота обертання крана, хв⁻¹.

де W_V - сила опору від кута нахилу рейкової колії по якому рухається візок, Н;

$$W_{Ц} = 10^4 \cdot (Q + G_B) \cdot \alpha \quad (2.7)$$

$$W_{Ц} = 10^4 \cdot (8 + 0,41) \cdot 0,0015 = 126$$

де $\alpha = 0,001 \div 0,002$ - синус кута нахилу.

Згідно формули 2.2 повний опір руху візка дорівнює, Н

$$W = 2035 + 2583 + 2562 + 2089 + 126 = 9395$$

В механізмах пересування візка з канатною тягою канат вибирають по розривному зусиллю, Н;

$$F_{РОЗР} = W \cdot K \quad (2.8)$$

$$F_{РОЗР} = 9395 \cdot 5 = 46975$$

де W - повний опір руху візка, Н;

$K = 5$ - коефіцієнт запасу міцності каната (табл.Д.9, див. додаток А).

Підбираємо канат сталевий типу ЛК-Р конструкції 6x19 (1+6+6/6) + 1 о.с. (рис. 1.3) за ГОСТ 2688-80 (табл. А.1, див. додаток А) з умовним позначенням:

Канат 9,9 – Г – В – О – Н – 1568 ГОСТ 2688-80

Таблиця 2.2 – Характеристики канату

Параметри	Значення
Розрахункова площа перерізу, мм ²	36,21
Маркувальна група, МПа	1568
Діаметр d_k , мм	9,9
Маса каната (1000м), кг	356,6
Розривне зусилля $F_{розр}$, Н	48850

Довжина барабана тягового каната, мм

$$L_{\sigma} = \left(\frac{(l_B \cdot 2 + l_{\text{дон}}) \cdot 10^3}{\pi D_{\sigma}} + Z_{\phi} \right) P \quad (2.9)$$

$$L_{\sigma} = \left(\frac{4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 180} + 2,5 \right) \cdot 11 = 105,3$$

де l_B - хід візка, м;

$$l_B = L - (1 \dots 1,5) = 5 - (1 \dots 1,5) = 4 \dots 3,5, \text{ м};$$

Приймаємо: $l_B = 4$ м;

$L = 5$ - виліт крана, м;

$$D_{\sigma} = h_1 \cdot d_K = 18 \cdot 9,9 = 178,2 [5] - \text{діаметр барабана, для 5М}$$

режиму роботи $h_1 = 18$;

$d_K = 9,9$ - діаметр тягового каната, мм;

$Z_{\phi} = 2,5$ [1] - число фрикційних витків на барабані;

$P = 1,1 \cdot 9,1 = 10,1 \text{ мм}$ - крок нарізки на барабані, мм;

Приймаємо: $P = 11$ мм;

Приймаємо: $D = 180$ мм;

Приймаємо: $L_{\sigma} = 130$ мм.

Так як ми отримали невелику довжину барабана ($L_{\sigma} \geq D_{\sigma}$), то встановлюємо його консольно на тихохідному валу редуктора.

2.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана або візка, кВт

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \eta_3 \cdot \psi} \quad (2.10)$$

$$P = \frac{9395 \cdot 0,4}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,5} = 2,95$$

де $W = 9186$ - опір руху візка, Н;

$V = 0,4$ - швидкість руху візка, м/с ;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ [2] - середня кратність пускового моменту двигуна.

З табл. А.6 вибираємо двигун типу МТФ, еквівалентна потужність якого, кВт

$$P_{EKB} \leq P_{\partial} \leq P \quad (2.11)$$

$$1,81 \leq 2,7 \leq 2,95$$

$$\text{де } P_{EKB} = P_{CT} \cdot \gamma \cdot K_{25} \leq P_{25} = 2,16 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 1,81;$$

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

$$P_{CT} = \frac{(W_{TP} + W_K)V}{10^3 \cdot \eta_3} \quad (2.12)$$

$$P_{CT} = \frac{(2035 + 2562) \cdot 0,4}{10^3 \cdot 0,9} = 2,16$$

де γ - коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму;

$\gamma = 1,12$ [2] – для механізмів пересування візка;

$K = 0,75$ - коефіцієнт, залежний від групи режиму роботи механізму .

Обираємо двигун: МТФ 012-6 (рис 1.14) [табл. 2.3].

Таблиця 2.3 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Серія	МТФ
Типорозмір	012-6
Потужність P_{∂} , кВт	2,7
Частота обертання при заданому режимі роботи n_{∂} , хв ⁻¹	840
Момент інерції ротора I_p , кгм ²	0,03
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	57

2.6 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму пересування

$$U = \frac{n_d}{n_\sigma} \quad (2.13)$$

$$U = \frac{840}{42,46} = 19,78$$

де $n_\sigma = \frac{60 \cdot V_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,4}{3,14 \cdot 0,18} = 42,46$ - частота обертання

барабана, хв^{-1} ;

$V_n = 0,4$ – швидкість пересування візка, м/с;

$D = 0,18$ - діаметр барабана по центру каната, м.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи (табл. А9, див. додаток А).

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P \quad (2.14)$$

$$P_p = 2 \cdot 2,7 = 5,4$$

де $K_p = 2$ [1] - відповідно, для групи режимів роботи 4М, для редукторів Чг [11].

P – найбільша потужність, яку передає редуктор. Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$.

Обраний редуктор [табл. 2.4] (рис. 2.3) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості пересування візка V_ϕ від заданої V не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (2.15)$$

$$\Delta V = \frac{0,396 - 0,4}{0,4} \cdot 100\% = -1\% \leq 5\%$$

Визначаємо фактичну швидкість пересування візка, м/с

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\sigma \cdot n_d}{60 \cdot U_p} \quad (2.16)$$

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,180 \cdot 840}{60 \cdot 19,78} = 0,396$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості пересування візка від заданої виконується.

Таблиця 2.4 – Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	ЧГ-125
Передаточне відношення U_p	20
Потужність P_p , кВт	5,6
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв ⁻¹	750
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	100
Маса редуктора m , кг	88
ККД η	0,82
Міжосьова відстань A_W ,	125
Схема збирання	52

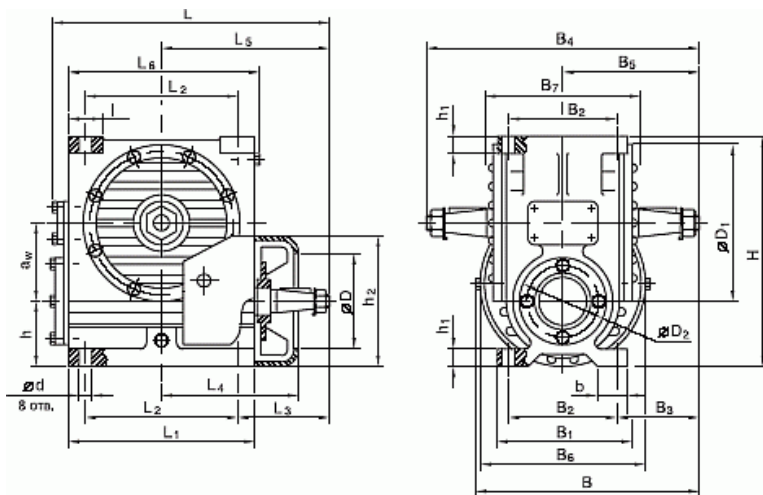


Рисунок 2.3 – Редуктор черв'ячний типу ЧГ-125

Умовне позначення редуктора:

Редуктор Ч-125-20-52-ЦТ2

2.7 Вибір муфти

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора та вала редуктора з валом барабана використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 1.16) за таблицею А.8 (дивись додаток А) по розрахунковому моменту, Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (2.17)$$

$$T_M = 30,7 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 40,52 \leq T_M^{max}$$

$$\text{де } T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\partial}{\pi \cdot n_\partial} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 2,7}{3,14 \cdot 840} = 30,7 \quad - \text{ номінальний}$$

момент, який передає муфта, Н·м;

$K_1 = 1,2$ [13] - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ [13] - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (табл. 1.17)

$$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M \text{ - найбільший короткочасний момент.}$$

Таблиця 2.5 – Основні параметри муфти [8]

Параметри	Значення
Найбільший гальмівний момент T_M , Н·м	63
Момент інерції муфти I_P , кгм ²	0,006
Маса муфти m , кг	1,64

Умовне позначення муфти:

Муфта пружна втулково-пальцева 63-20-І, 2-22-ІІ, 2-УЗ ГОСТ 21424-75 [13]

2.8 Вибір гальм

Через те, що швидкість пересування візка не перевищує 0,53 м/с ($V_{II} = 0,4 \text{ м/с}$), то ми не встановлюємо гальма. Це пов'язане з тим, що черв'ячний редуктор буде загальмовувати (через само гальмуючу властивість) переміщення візка по рейках під дією сил інерції (в момент зупинки роботи механізму пересування), відцентрової (при повороті поворотної частини крана) сили та інших можливих випадкових сил.

2.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону

Для візка з вантажем перевірка електродвигуна за часом розгону, с

$$t_p = \frac{I_{зв} \cdot \omega_0}{T_{II}^{CP} \pm T_{CT}} \leq [t_p] = 4 \div 5 \quad (2.18)$$

$$t_p = \frac{0,221 \cdot 87,92}{48,2 + 10,7} = 0,33 \leq [t_p] = 4 \div 5$$

$$t_p = \frac{0,221 \cdot 87,92}{48,2 - 10,7} = 0,52 \leq [t_p] = 4 \div 5$$

де $I_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм

$$I_{зв} = \delta(I_p + I_M) + m \frac{D_0^2}{4 \cdot U_p^2 \cdot \eta_3}; \quad (2.19)$$

$$I_{зв} = 1,2 \cdot (0,03 + 0,006) + 8610 \frac{0,18^2}{4 \cdot 19,78^2 \cdot 0,96} = 0,221;$$

T_{II}^{CP} - середній пусковий момент двигуна,
 $T_{II}^{CP} = T_H \cdot \psi; = 1,6 \cdot 30,1 = 48,2;$

T_H - номінальний момент двигуна, Н·м

$$T_H = \frac{P_0 \cdot 10^3}{\omega_0} \quad (2.20)$$

$$T_H = \frac{2,7 \cdot 10^3}{87,92} = 30,1$$

P_0 - потужність двигуна, кВт;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 840}{30} = 87,92 \text{ - кутова швидкість двигуна, с}^{-1};$$

$D_0 = 0,18$ - діаметр барабана, м;

n_0 - частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ;

φ - середня кратність пускового моменту;

$$\varphi = 1,5 \dots 1,6 [2];$$

$U_p = 19,78$ - передаточне число редуктора ;

$\eta_3 = 0,96$ [13] - загальний ККД.

$D = 0,2$ - діаметр колеса, м;

m - маса візка з вантажем і підвіскою, кг;

$$m = m_T + m_B + m_{II} = 410 + 8000 + 200 = 8610 ;$$

$$T_{CT} = \frac{W_{TP} \cdot D}{2 \cdot U_p \cdot \eta_3} \quad (2.21)$$

$$T_{CT} = \frac{2035 \cdot 0,2}{2 \cdot 19,78 \cdot 0,96} = 10,7$$

T_{CT} - момент сил опору порожнього візка.

Умови перевірки вибраного двигуна за часом пуску виконуються.

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ КРАНА

3.1 Вибір схеми механізму повороту крана

Обираємо схему механізму повороту крана та виконуємо її графічно (рис.3.1).

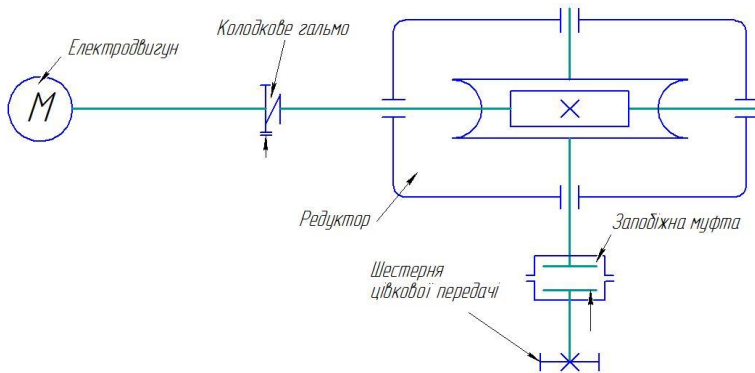


Рисунок 3.1 – Схема механізму повороту крана

3.2 Вибір схеми опорно-поворотного пристрою (ОПП)

Приймаємо такий вид опорно-поворотного пристрою (ОПП): радіальні дворядні підшипники на верхній та нижній цапфах поворотної колони, які сприймають горизонтальне навантаження; упорний підшипник на нижній цапфі, сприймаючий вертикальне навантаження (рис.3.2).

3.3 Визначення маси поворотної частини крана

Масу металоконструкції крана приймаємо згідно завдання та аналогією з існуючими конструкції, тобто $Q_{МК} = 6,5t$ [2].

Масу поворотної частини крану приймаємо також згідно завдання, тобто $Q_{ПЧ} = 0,565t$.

Відстань від центру мас поворотної частини до осі обертання, м

$$C = (0,25...0,3)L \quad (3.1)$$

$$C = (0,25...0,3) \cdot 5 = 1,25...1,5$$

Приймаємо: $C = 1,25$ м.

Відстань між верхньою та нижньою опорами крана, м

$$h = (0,5...0,7)L \quad (3.2)$$

$$h = (0,5...0,7) \cdot 5 = 2,5...3,5$$

Приймаємо: $h = 3$ м.

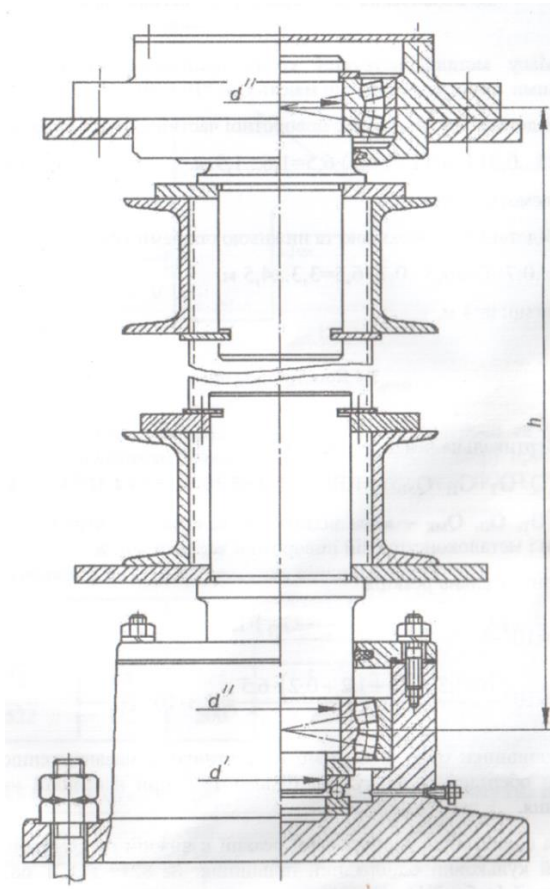


Рисунок 3.2 – Конструкція опор крана

3.4 Визначення навантажень на ОПШ та розрахунок розмірів основних вузлів

Визначаємо вертикальне навантаження на упорний підшипник (рис.3.3), Н

$$V = (Q + G_T + G_{II} + G_{МК}) \cdot 10^4 \quad (3.3)$$

$$V = (8 + 0,41 + 0,2 + 6,5) \cdot 10^4 = 1,51 \cdot 10^5$$

Q - маса вантажу, кг;

G_{II} - маса крюкової підвіски, кг;

G_T - маса візка, кг;

$G_{МК}$ - маса всієї металоконструкції.

Визначаємо горизонтальне навантаження на елементи ОПШ (без врахування зусиль у відкритій передачі) (рис. 3.3), Н

$$H = \frac{(Q + G_T + G_{II})L + Q_{МК} \cdot C}{h} \cdot 10^4 \quad (3.4)$$

$$H = \frac{(8 + 0,41 + 0,2) \cdot 5 + 6,5 \cdot 1,25}{3,0} \cdot 10^4 = 1,71 \cdot 10^5$$

Підшипники опор вибираємо по статичному навантаженню, так як кран обертається на кут не більше 180° при невеликій частоті обертання.

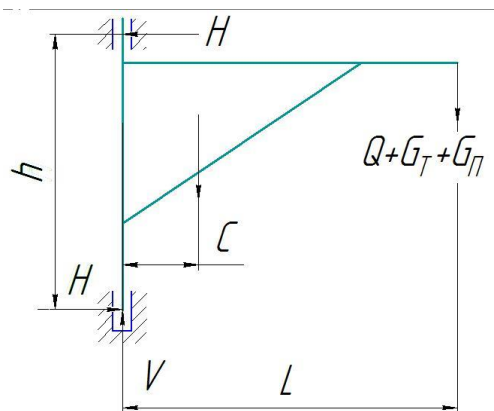


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема

Для сприймання вертикальної реакції в нижній опорі приймаємо упорний кульковий однорядний підшипник [табл. 3.1] (рис. 1.7) № 8118 ГОСТ 6874-75 легкої серії з [табл. А.4, див. дод. А].

Таблиця 3.1 – Характеристика підшипника [6]

Умовне позначення	d, мм	d ₁ , мм	D, мм	H, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	d _к , мм	m, кг
8214	70	70,2	105	27	1,5	70000	158000	12,7	0,80

Для сприймання горизонтальних реакцій в нижній та верхній опорах (з урахуванням можливості не співвісності опор) приймаємо роликівий сферичний дворядний підшипник (рис. 3.4) № ГОСТ 5721-75 легкої серії табл. А.11 (див. додаток А).

Таблиця 3.2 – Характеристика підшипника [6]

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	d _к , мм	m, кг
3519	95	170	43	3,5	245000	170000	18	4,31

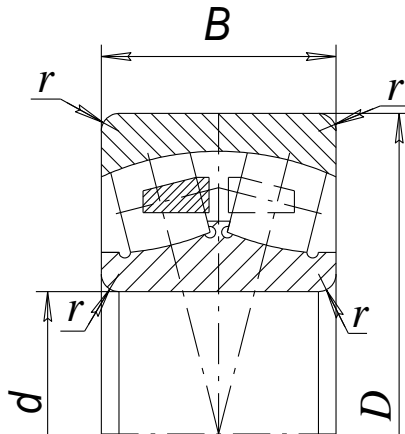


Рисунок 3.4 – Роликівий сферичний дворядний підшипник (ГОСТ 5721-75)

3.5 Визначення моменту сил тертя у опорах та моменту сил інерції

Момент сил тертя у опорах відносно осі повороту крана, Н·м

$$T_C = 2 \cdot H \cdot f \frac{d}{2} + V \cdot f \frac{d^1}{2} \quad (3.5)$$

$$T_C = 2 \cdot 1,68 \cdot 10^5 \cdot 0,015 \cdot \frac{0,095}{2} + 1,51 \cdot 10^5 \cdot 0,015 \cdot \frac{0,07}{2} = 318,7$$

де H і V - відповідно, горизонтальне та вертикальне навантаження (рис.3.3), Н;

f - коефіцієнт тертя у підшипниках, для підшипників кочення;

$$f = 0,015 [2];$$

d і d^1 - внутрішній діаметр, відповідно, радіального та упорного підшипника, м.

Момент сил інерції поворотної частини крана та вантажу (момент необхідний для розгону завантаженого крана, розраховуємо при допустимому прискоренні кінця стріли), Н·м

$$T_i = 10^3 \cdot [(Q + G_{II} + G_T) \cdot L^2 + Q_{MK} \cdot C^2] \frac{[a]}{L} \quad (3.6)$$

$$T_i = 10^3 \cdot [(8 + 0,2 + 0,41) \cdot 5^2 + 6,5 \cdot 1,4^2] \cdot \frac{0,3}{5} = 13679,4$$

де $[a]$ - допустиме прискорення кінця стріли.

$$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2 [2].$$

3.6 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибирають за розрахованою потужністю, кВт

$$P = \frac{(T_C + 1,1 \cdot T_i) \cdot \omega_{KP}}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi}, \quad (3.7)$$

$$P = \frac{(318,7 + 1,1 \cdot 13679,4) \cdot 0,22}{10^3 \cdot 0,7 \cdot 1,6} = 3,04$$

де $\omega_{KP} = \frac{\pi \cdot n_{KP}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2,1}{30} = 0,22$ - кутова швидкість крана, с⁻¹;

$\eta_3 = 0,7$ - загальний ККД приводу;

$\eta_3 = \eta_M \cdot \eta_{ЗВБ} \cdot \eta_P$; $\eta_M, \eta_{ЦЕВ}, \eta_P$ - ККД, відповідно, муфти,

цівкової передачі та редуктора;

$\psi = 1,6$ [2] - середня кратність пускового моменту.

При виборі двигуна дотримуємось нерівності $P_\delta \geq P$ відповідно для ПВ=15 %.

По табл. А.6 (див. додаток А) вибираємо електродвигун з фазним ротором МТФ 012-6 (рис. 1.11).

Габаритні розміри двигуна наведені в табл. А.7 .

Умови для обрання двигуна виконуються.

Таблиця 3.3 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Серія	МТФ
Типорозмір	012-6
Потужність P_δ , кВт	3,1
Частота обертання при заданому режимі роботи n_δ , хв ⁻¹	785
Момент інерції ротора I_P , кгм ²	0,03
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	57

3.7 Визначення загального передаточного числа, вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму

$$U_3 = \frac{n_\delta}{n_{KP}} \quad (3.8)$$

$$U_3 = \frac{785}{2,1} = 373,81$$

При такому числі механізм повороту складаємо з черв'ячного редуктора та цівкової передачі.

Передаточне число редуктора визначаємо так, щоб передаточне

число цівкової передачі знаходились у межах $U_{\text{від}} = 5 \dots 10$.

Розрахунковий момент, Н·м

$$T_p = K \cdot T \quad (3.9)$$

$$T_p = 0,4 \cdot 1746,7 = 698,7$$

де K – коефіцієнт механічної міцності;

$K = 0,4$ [2] - для ПВ=15%;

$$T = T_{\text{max}} \cdot \eta_p \cdot U = 57 \cdot 0,73 \cdot 42 = 1747,6;$$

η_p - ККД глобоїдного редуктора;

$$\eta_p = 0,73 \text{ [табл. 3.4].}$$

Вибираємо редуктор черв'ячний глобоїдний одноступінчастий ЧГ-160 з табл. 79 (дивись додаток А) [11] та табл. А.15.

Остаточню передаточне число відкритої передачі

$$U_{\text{від}} = \frac{U_3}{U_p}, \quad (3.10)$$

$$U_{\text{від}} = \frac{373,81}{42} = 8,9$$

де U_3 – передаточне число механізму;

$U_p = 42$ [табл. 2.9] – передаточне число вибраного редуктора.

Приймаємо: $U_{\text{в}} = 8,9$

$$\text{Звідси } U_3 = U_{\text{в}} \cdot U_p = 8,9 \cdot 42 = 373,8$$

Умовне позначення редуктора:

Редуктор Ч-160-40-51-ЦГ2

Обраний редуктор (рис. 3.5) та цівкову передачу (рис. 3.5) перевіряємо так, щоб відхилення $\Delta n_{\text{КР}}$ фактичної частоти обертання крана $n_{\text{КР}\phi}$ від заданої $n_{\text{КР}}$ не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta n_{\text{КР}\phi} = \frac{n_{\text{КР}\phi} - n_{\text{КР}}}{n_{\text{КР}}} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (3.11)$$

$$\Delta V = \frac{2,1 - 2,1}{2,1} \cdot 100\% = 0\% \leq 5\%$$

Таблиця 3.4 – Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	ЧГ-160
Фактичне передаточне відношення U_p	42
Передаточне відношення U_p	40
Потужність P_p , кВт	5,6
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв ⁻¹	750
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	1522
Маса редуктора m , кг	157
ККД η	0,73
Міжосьова відстань A_W ,	160
Схема збирання	52

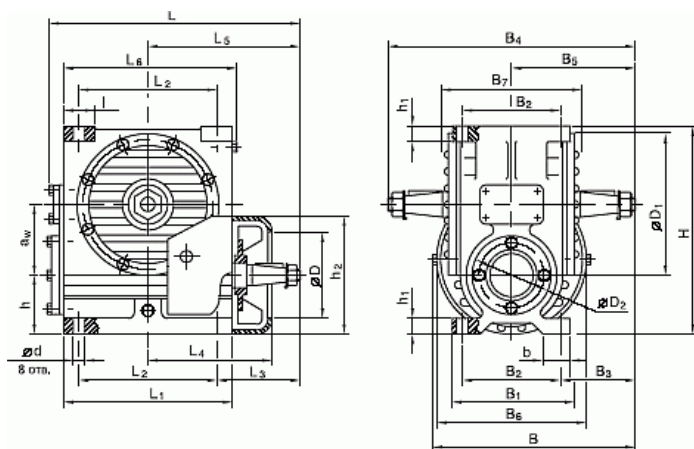


Рисунок 3.5 – Редуктор глобоїдний черв'ячний

Визначаємо фактичну частоту обертання крана, хв⁻¹

$$n_{KP\phi} = \frac{n_d}{U_3} \quad (3.12)$$

$$n_{KP\phi} = \frac{785}{373,8} = 2,1$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості пересування візка від заданої виконується.

3.8 Розрахунок цівкової передачі

Міжосьова відстань цівкової передачі і основні розміри цівкового колеса та зірочки (рис.3.6) за умови контактних напружень зубців цівки визначаємо за формулою, м

$$a^1 = \frac{U_{ц} + 1}{4,45} \sqrt[3]{\left(\frac{z_1}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{T_1}{\psi_{bd}}} \quad (3.13)$$

$$a^1 = \frac{8,9 + 1}{4,45} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{10}{1180}\right)^2 \cdot \frac{1567,5}{2}} = 0,8526$$

де $U_{ц}$ - передаточне число цівкової передачі;

z_1 - число зубців цівки (можна прийняти $z_1 = 10 \dots 12$) [2];

Приймаємо: $z_1 = 10$;

$[\sigma]_H$ - допускане контактне напруження (для цівок з сталі 45 при НВ 210...250 $[\sigma]_H = 1180$ МПа);

T_1 - крутний момент на валу цівки , Нм;

$$T_1 = \frac{T_C + T_i}{U_{ц} \cdot \eta_{ц}} \quad (3.14)$$

$$T_1 = \frac{318,7 + 13679,4}{9,4 \cdot 0,95} = 1567,5$$

$T_i = 12414$ - момент сил інерції поворотної частини, Н·м;

$T_C = 293$ - момент сил тертя у опорах, Н·м;

η_{II} - ККД цівкової передачі;

$\eta_{II} = 0,95$ [2];

ψ_{bd} – відносна ширина вінця зірочки;

$\psi_{bd} = 1,5 \dots 2,5$ [12];

Приймаємо: $\psi_{bd} = 2$.

Діаметр цівки, м

$$d_{II} = \frac{3 \cdot a^1}{(U_{II} + 1) \cdot z_1} \quad (3.15)$$

$$d_{II} = \frac{3 \cdot 0,8526}{(8,9 + 1) \cdot 10} = 0,0258$$

Приймаємо: $d_{II} = 0,026 \text{ м}$.

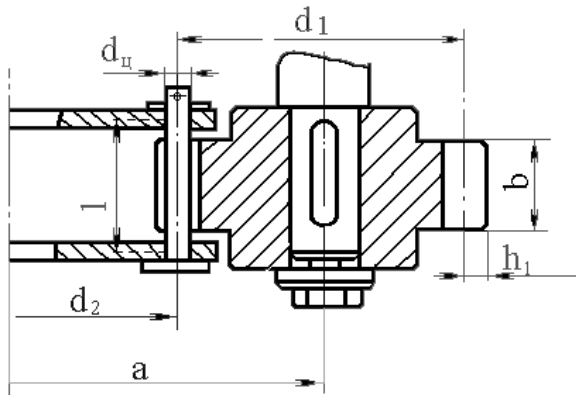


Рисунок 3.6 – Цівкова передача

Діаметр початкового кола цівки, м

$$d_1 = \frac{d_{II} \cdot z_1}{0,475 \cdot \pi} \quad (3.16)$$

$$d_1 = \frac{0,026 \cdot 10}{0,475 \cdot 3,14} = 0,174$$

Крок зачеплення, м

$$t = \frac{\pi \cdot d_1}{z_1} \quad (3.17)$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 0,174}{10} = 0,0546$$

Діаметр початкового кола цівкового колеса, м

$$d_2 = \frac{t \cdot z_2}{\pi} \quad (3.18)$$

$$d_2 = \frac{0,0546 \cdot 89}{3,14} = 1,548$$

де z_2 - число цівок колеса;

$$z_2 = U_{\text{ц}} \cdot z_1 = 8,9 \cdot 10 = 89.$$

Уточнене значення міжосьової відстані, м

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.19)$$

$$a = \frac{0,174 + 1,548}{2} = 0,861$$

Висота головки зуба шестерні при $z_1 = 10$ [2], м

$$h_1 = 0,44 \cdot t \quad (3.20)$$

$$h_1 = 0,44 \cdot 0,0546 = 0,024$$

Діаметр виступів кола зірочки, м

$$D_{E2} = d_1 + 2 \cdot h_1 \quad (3.21)$$

$$D_{E2} = 0,174 + 2 \cdot 0,024 = 0,222$$

Відстань між опорами цівки, м

$$l = (1,2 \dots 1,6)b \quad (3.22)$$

$$l = (1,2 \dots 1,6) \cdot 0,052 = 0,062 \dots 0,083$$

де b - ширина зуба зірочки;

$$b = \psi_{bd} \cdot d_{\text{ц}} = 2 \cdot 0,026 = 0,052.$$

Приймаємо: $l = 0,07$ м.

Напруження згину в цівці, МПа

$$\sigma_{згин} = \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot T_1}{0,4 \cdot d_1 \cdot d_{Ц}^3} \left(l - \frac{b}{2} \right) \leq [\sigma]_{згин} \quad (3.23)$$

$$\sigma_{згин} = \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot 1567}{0,4 \cdot 0,174 \cdot 0,026^3} \cdot \left(0,07 - \frac{0,05}{2} \right) = 112,8 < [\sigma]_{згин} = 140$$

де $[\sigma]_{згин}$ - допустиме напруження згину;

$[\sigma]_{згин} = 140$ МПа [2] – для сталі 45.

Умова міцності на згин виконується.

3.9 Вибір фрикційної муфти

Для попередження поломок елементів механізму повороту при випадковому зачепленні стріли крану за зовнішню перепону в кінематичному ланцюгу механізму повороту передбачаємо запобіжний пристрій. Виконуємо його у вигляді фрикційної муфти граничного моменту. Її раціональніше встановити на валу з мінімальним крутним моментом, тобто між електродвигуном та глобоїдним редуктором.

Розрахунковий момент муфти, Н·м

$$T_M^P = \frac{(T_i + T_C) \cdot K_1 \cdot K_2}{U_3 \cdot \eta_3} \quad (3.24)$$

$$T_M^P = \frac{(13679,4 + 318,7) \cdot 1,4 \cdot 1,1}{373,8 \cdot 0,7} = 79,8$$

де $K_1 = 1,4$ [13] - для механізму повороту.

$K_2 = 1,1$ [13] - для легкого режиму роботи.

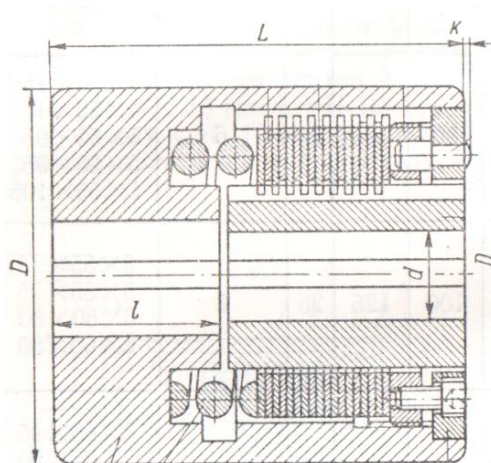


Рисунок 3.6 – Багатодискова муфта з малим зовнішнім діаметром

Підбираємо з табл. А.13 запобіжну фрикційну багатодискову муфту з малим зовнішнім діаметром (рис. 3.6).

Таблиця 3.5 – Основні параметри муфти [8]

Параметри	Значення
Найбільший гальмівний момент T_M , Н·м	80
Момент інерції муфти I_p , кгм ²	0,020
Маса муфти m , кг	5,5

Умова $T_M^P \leq T_M$ виконується.

3.10 Вибір гальм

Гальма вибираємо за гальмівним моментом, Н·м

$$T_T = \frac{1,1 \cdot T_i \cdot \eta_3}{U_3} - \frac{T_C}{U_3 \cdot \eta_3} \quad (3.25)$$

$$T_T = \frac{1,1 \cdot 13679,4 \cdot 0,7}{373,8} - \frac{318,7}{373,8 \cdot 0,7} = 26,9$$

Вибираємо з табл. А.12 (див. додаток А) колодкове гальмо з коротко ходовими електромагнітами типу ТКТ 200/100 (рис. 3.7).

Таблиця 3.6 – Колодкові гальма типу ТКТ

Параметри	Значення
Тип гальма	ТКТ-200/100
Діаметр гальмівного шківa D , мм	200
Ширина гальмівної колодки B , мм	90
Гальмівний момент при ПВ40%, Н·м	40
Відхід колодок шківa ϵ , мм	0,4
Тип електродвигуна	МО100Б
Маса гальма з гідро штовхачем , кг	25

Регулюємо на розрахунковий момент $T_r = 26,9H \cdot м$.

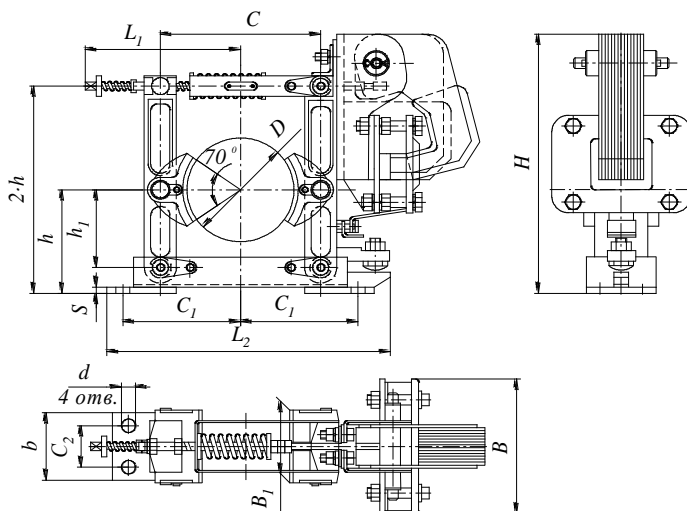


Рисунок 3.7 – Гальма колодкові типу ТКТ

4 ВИБІР ЗАСОБІВ БЕЗПЕКИ

4.1 Запобіжні пристрої механізмів підйому вантажу

Для забезпечення безпечної роботи механізмів підйому вантажопідйомні машини обладнуються автоматично діючими обмежувачами, які вимикають механізми, якщо вантаж наближується до положення, при якому робота людей стає небезпечною, а також якщо маса вантажу перевищує вантажопідйомність крана.

В механізмові підйому вантажу використовуємо обмежувач вантажопідйомності та обмежувач висоти підйому вантажу. Для обмеження вантажопідйомності використовуємо торсіонний обмежувач, основним робочим елементом яких є торсіонний (гнучкий) валик. Один кінець цього валика закріплюємо нерухомо в опорі, другий через важіль закріплюємо до урівноважуючого блока вантажного поліспада та з'єднуємо з рухомим контактом потенціометра, який ввімкнутий в ланцюг керування роботою електродвигуна механізму підйому (рис. 4.1). [2]

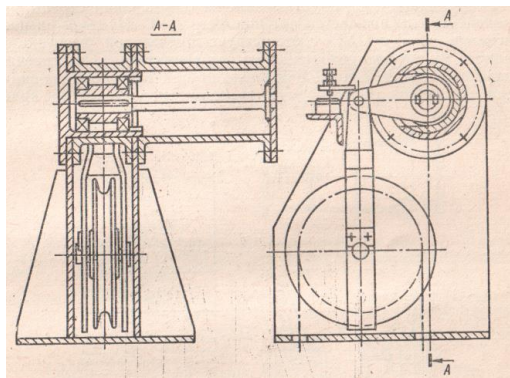


Рисунок 4.1 – Торсіонний обмежувач вантажопідйомності

Для обмеження висоти підйому вантажу використовуємо важільний обмежувач. Принцип дії такого обмежувача полягає в тому, що тільки як гакова підвіска торкнеться важеля, то він замкне контакти потенціометра, який ввімкнутий в ланцюг керування роботою електродвигуна механізму підйому (рис. 4.1). [2]

4.2 Запобіжні пристрої механізмів пересування

До запобіжних пристроїв механізмів пересування відносять обмежувачі пересування візків, буфери, упори.

Обмежувачі пересування візка призначені для автоматичного відключення електродвигунів механізмів пересування при досягненні візком крайнього положення на підвізкових рейках. Обмежувачі пересування складаються з кінцевих вимикачів, які є елементами схем керування електродвигунами та лінійок, які діють на важелі цих вимикачів.

При обмеженні ходу в один бік використовуємо кінцевий вимикач серії ВК.

Серія ВК — вимикачі шляхові призначені для комутації електричних ланцюгів керування змінної напруги до 660 В, частоти 50-60 Гц і постійної напруги до 440 В під впливом керуючих упорів у певних крапках шляху контрольованого об'єкта.

Схема обмеження пересування візка працює за принципом коли, вимикач встановлено на балці крана і відносно візка він нерухомий, а переміщується лінійка, яка закріплена на рамі візка.

На кінцях підвізкової колії встановлюємо тупикові упори, які будуть фіксувати крайні положення візка, а на балках крана, — буфери, призначені для пом'якшення ударів крана та візка об упори. Використовуємо еластичні буфери БР-160 (див. Додаток А.16).

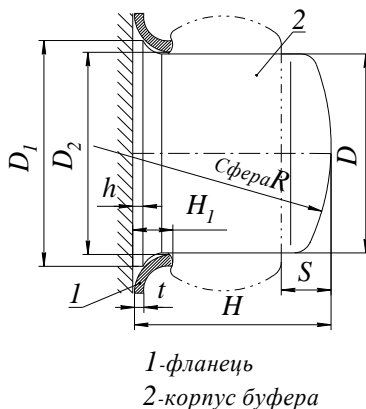


Рисунок 4.2 – Буфер гумовий монолітний ОСТ 24.191.37-38

Корпуси буферів виготовляють з морозостійкої гуми середньої твердості, призначеної для формових виробів, за ТУ 38-105376-82. Фланці виготовляють зі сталі ВСт.3пс за ГОСТ 380-94.

Умовне позначення буфера діаметром $D=160$ мм:

Буфер БР160 ОСТ 24,191,37-78

Для запобігання попадання сторонніх предметів під колеса кранів та візків, перед колесами встановлюємо щитки, зазор між якими та поверхнею головки рейки повинен бути не більше 10 мм.

4.3 Запобіжні пристрої механізмів повороту

Для запобігання руйнування деталей механізму при випадковому стопорінні поворотної частини крана, а також від екстремальних динамічних навантажень у несталий період руху в приводі механізму встановлюємо запобіжну фрикційну муфту граничного моменту (п. 3.9).

На кінці балки зліва та справа встановлюємо буфера гумові БР 80.

5 ПРОЕКТУВАННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

Металевими конструкціями називаються споруди, виготовлені з прокатної сталі, листів і труб. Елементи цих споруд з'єднуються за допомогою зварювання, заклепок, болтів.

Основні принципи вітчизняної школи проектування металевих конструкцій можуть бути сформульовані в такий спосіб: найбільша економія металу: найменші трудомісткість виготовлення, терміни виконання монтажу і вартість конструкції: уніфікація і стандартизація при забезпеченні заданої міцності, жорсткості, стійкості і витривалості.

Сучасні розрахунки металоконструкцій підйомно-транспортних машин /ПТМ/ здійснюються за методикою допускних напружень, граничних станів і можливості безвідмовної роботи. Метод допускних напружень, заснований на урахуванні дійсних навантажень з їх розрахунковими комбінаціями, несучої здатності матеріалу і перевірених багаторічною практикою коефіцієнтів запасу міцності, є найбільш поширеним у кранобудуванні. Метод граничних станів ґрунтується на системі коефіцієнтів, одержаних на базі ймовірного трактування як навантажень, так і несучої спроможності матеріалу, і використовується при розрахунках конструкцій деяких типів кранів. Ймовірності методи розрахунку з урахуванням чинників часу і гарантії не руйнування поки знаходяться в стадії теоретичних розробок і накопичення статистичних даних.

5.1 Вибір матеріалу та типу конструкції

Розрахунковий кран працює в приміщенні, тобто середовище – не агресивне. Тому для конструкції використовуємо найбільш поширену для таких конструкцій сталь ВСтЗсп5 ГОСТ 1050-88. Вона також є раціональнішою в нашому випадку через незначну необхідну вантажопідймальність.

Допускне напруження в розрахунку:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{K} \quad (5.1)$$

де $K = 1,4$ – коефіцієнт запасу міцності; [16]

$\sigma_T = 230 \text{ МПа}$ – для сталі ВСт3сп5.

$$[\sigma] = \frac{230}{1,4} = 164,3 \text{ МПа}$$

За завданням до курсового проекту маємо стаціонарний консольний обертвовий електричний кран з балкою та підкосом (рис. 4.1).

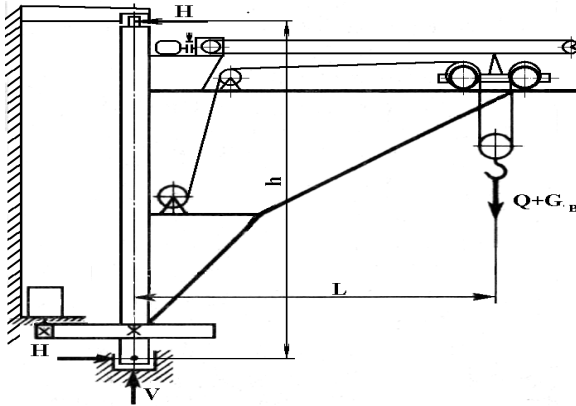


Рисунок 5.1 – Загальний вигляд стаціонарного консольного крана

Зменшимо зону яку займає металоконструкція виконавши підкіс з трьох ланок, які з'єднуються між собою. Схема підкосу показана на рисунку 5.2.

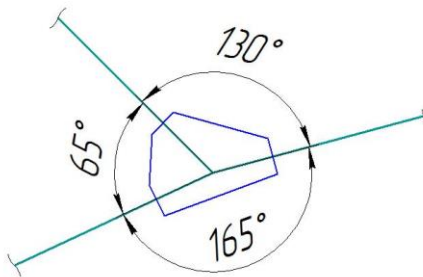


Рисунок 5.2 – Схема підкосу

5.2 Визначення габаритних розмірів металоконструкції та вибір перетину елементів конструкції

Згідно завдання до курсового проекту виліт крана дорівнює $L = 5$ (див. п.1.1). З урахуванням мертвої зони ходу візка встановлюємо необхідну довжину балки $L_0 = 5,5$. Згідно попередніх розрахунків відстань між верхньою і нижньою дорівнює $h = 3,0$ м (див. п.3.3).

В нашому випадку найбільш технологічно доцільно використати такі види перетину елементів металоконструкції:

- для пролітної балки – два швелери (рис. 5.3, а);
- для підкосу – здвоєні кутники (рис. 5.3, б);
- для поворотної колони – труба (рис. 5.3, в).

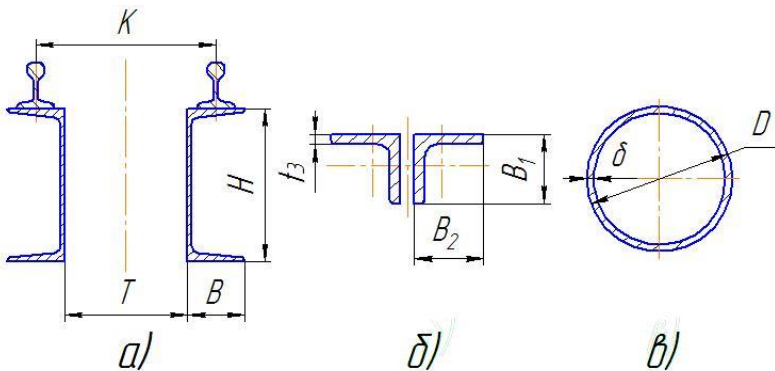


Рисунок 5.3 – Перетин балки (а), підкосу (б), колони (в)

За аналогами обираємо швелер $\frac{27_ГОСТ_8240-72}{Ст3сп_ГОСТ_535-58}$ [16].

5.3 Складання розрахункової схеми металоконструкції

Складаємо розрахункову схему металоконструкції. За рекомендаціями [16] та існуючими конструкціями обираємо співвідношення $l_4 = 0,8 \cdot L$ (рис. 5.4).

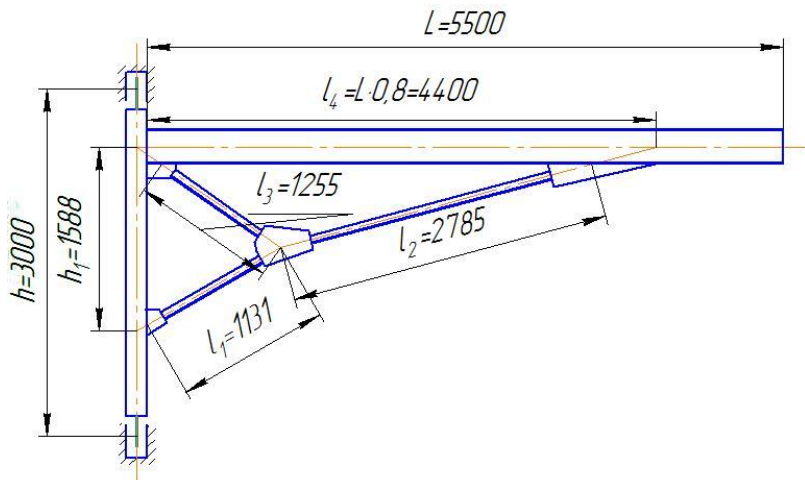


Рисунок 5.4 – Схема металоконостуції

Отримуємо розміри металоконостуції та заносимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Основні розміри металоконостуції

L, м	L ₄ , м	l ₂ , м	l ₃ , м	l ₁ , м	h, м	h ₁ , м
5,5	4,4	2,785	1,255	1,131	3,0	1,588

Таблиця 5.2 – Характеристики обраного швелера ГОСТ 8240-72

Номер швелера	Розміри, мм						F, 10 ⁴ м ²	Маса 1м, кг	I _x , 10 ⁻⁸ м ⁴	W _x , 10 ⁻⁶ м ³	i _x , 10 ⁻² м	I _y , 10 ⁻⁸ м ⁴	W _y , 10 ⁻⁶ м ³	I _y , 10 ⁻² м
	h	b	S	t	R	r								
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,2	27,7	4160,0	308,0	10,90	262,00	37,30	2,730

Визначаємо найбільші силові чинники, що впливають на елементи металоконструкції. Для балки це згинаючий момент, для підкосу – розтягуючі та стискаючі зусилля, для колони – згинаючий момент та зусилля стиску.

5.4 Визначення напружень елементів металоконструкції

З трьох можливих розрахункових випадків навантажень, що діють на кран [19] розрахунок проводимо по другому випадку, а саме по максимальним навантаженням робочого стану, що виникають при роботі в найважчих умовах експлуатації. Проведемо розрахунок міцності, жорсткості та стійкості елементів конструкції.

Розглянемо дві комбінації навантажень:

а. Проводиться прискорений підйом вантажу максимально допустимої ваги в найбільш невіддаленому для розрахункового елемента положенні.

б. Проводиться гальмування механізму повороту крана, таль з максимальним вантажем знаходиться в найвіддаленішому від осі повороту положенні.

Головну балку розглядаємо як балку на двох опорах з пролітною і консольною ділянками.

Орієнтовна вага металоконструкції, з урахуванням габаритів та сортаменту використаного металу $Q_{МК} = (Q_T + Q_B + Q_{II}) \cdot 1,1$.

5.4.1 Визначення напружень головної балки

Головну балку розглядаємо як балку на двох опорах з розподіленою по всій довжині силою її власної ваги, та тиском коліс талі, умовно зосередженим в двох точках.

Знаходимо координати небезпечного перерізу (рис. 5.5). Для цього перерізу будемо лінії впливу максимального згинаючого моменту та поперечної сили. За лініями впливу знаходимо значення M_{\max} , Н·м

$$M_{\max} = P_{\kappa 1} \cdot y_1 + P_{\kappa 2} \cdot y_2 + \frac{y_1}{2} \cdot l_1 \cdot q_b + \frac{y_1}{2} \cdot l_1 \cdot q_p \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} P_{\kappa 1} = P_{\kappa 2} &= (Q_T + Q_{II} + Q) \cdot K \cdot 0,5 = \\ \text{де} &= (0,41 + 0,2 + 8) \cdot 0,6 \cdot 0,5 \cdot 10^4 = 25830H \end{aligned} \quad \text{– тиск від першого}$$

та другого колеса візка;

$K = 0,6$ – коефіцієнт перекриття сил ваги на кожний швелер;

q_B – розподілений тиск від власної ваги балки;

$$q_B = \frac{G_B}{L} = \frac{1494,6}{5,5} = 271,7 \frac{H}{M} \text{ – розподілений тиск від власної}$$

ваги балки;

$G_B = 1494,6$ – власна ваги балки; [табл. 5.2]

q_P – розподілений тиск від власної ваги балки;

$$q_P = \frac{G_P}{L} = \frac{636,7}{5,5} = 115,8 \frac{H}{M} \text{ – розподілений тиск від власної}$$

ваги під візкової колії (рейка залізнична – Р11);

$G_P = 636,7$ – вага під візкової колії;

$y_1 = 1,085$; $y_2 = 0,744$ [рис. 5.5].

$$\begin{aligned} M_{\max} &= 25830 \cdot 1,085 + 25830 \cdot 0,744 + \frac{1,085}{2} \cdot 4,4 \cdot 271,7 + \\ &+ \frac{1,085}{2} \cdot 4,4 \cdot 115,8 = 48168 \end{aligned}$$

За лініями впливу знаходимо значення Q_{\max} , Н

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= (-z_3 \cdot x/2 + z_1 \cdot (l_1 - x)/2) \cdot (q_B + q_P) + \\ &+ (z_1 - z_3) \cdot P_{\kappa 1} + z_2 \cdot P_{\kappa 2} \end{aligned} \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= (-0,457 \cdot 2/2 + 0,543 \cdot (4,4 - 2)/2) \cdot (271,7 + 115,8) + \\ &+ (0,543 - 0,457) \cdot 25830 + 0,372 \cdot 25830 = 11905 \end{aligned}$$

Визначаємо розрахункові напруження в поясах швелера, МПа

$$\sigma_P = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{48168}{0,308 \cdot 10^{-3}} = 156,4 \text{ МПа}; \quad (5.4)$$

де $M_{\max} = 48168$ – найбільший згинаючий момент на швелері,

Н·м;

$W_x = 0,308 \cdot 10^{-3}$ [табл. 5.2] – момент опору швелера, м³.

Порівнюємо отримані розрахункові напруження з допусковими:

$\sigma_p = 156,4 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 164,3 \text{ МПа}$ - умова міцності при максимальному моменті згину виконується.

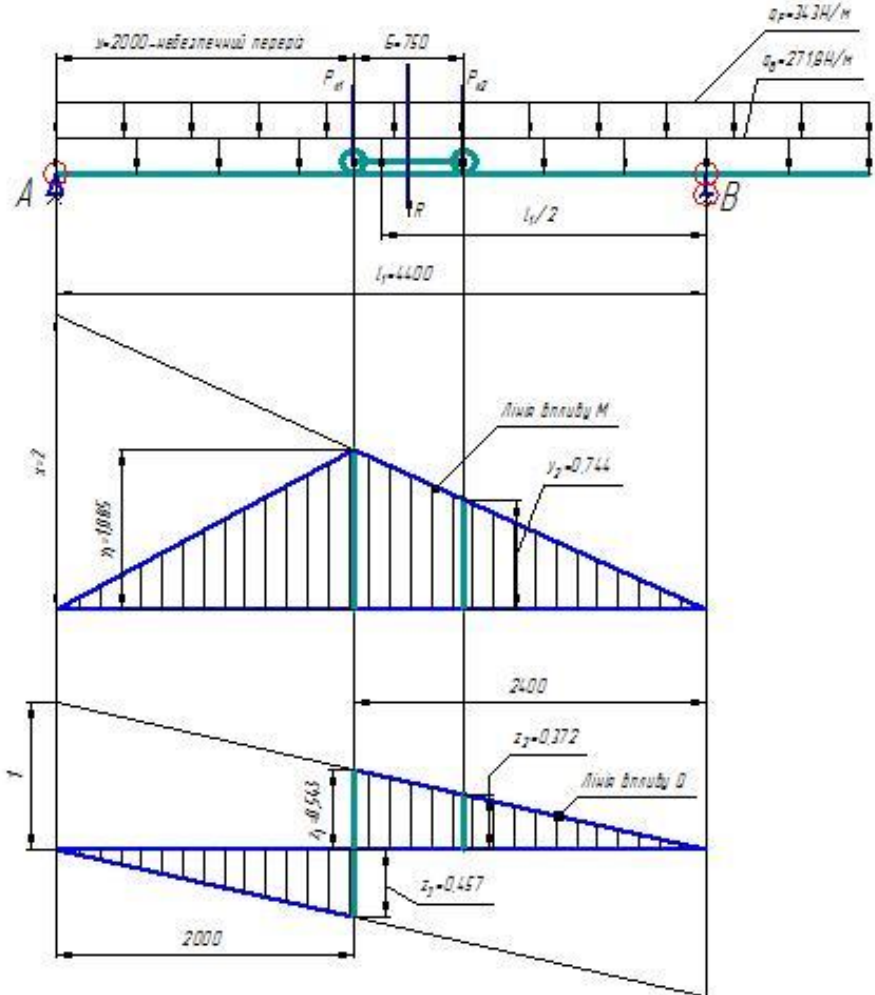


Рисунок 5.5 – Лінії впливу для пролітної частини балки

Перевіряємо жорсткість швелера на прогин і порівнюємо з допустимою жорсткістю, м

$$f = \frac{ML^2}{10EI_x} \quad (5.5)$$

$$f = \frac{48168 \cdot 4,4^2}{10 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 4160 \cdot 10^{-8}} = 0,011$$

$$[f] = \frac{L}{400} \quad [16], (5.6)$$

$$[f] = \frac{4,4}{400} = 0,022$$

$$f \leq [f] \quad (5.7)$$

$$f = 0,011 \leq [f] = 0,022$$

Умова перевірки жорсткості балки на прогин виконується.

5.4.2 Визначення зусиль в стрижнях підкосу

Визначаємо найбільші зусилля розтягу та стиску в стрижнях підкосу крана (рис. 5.6)

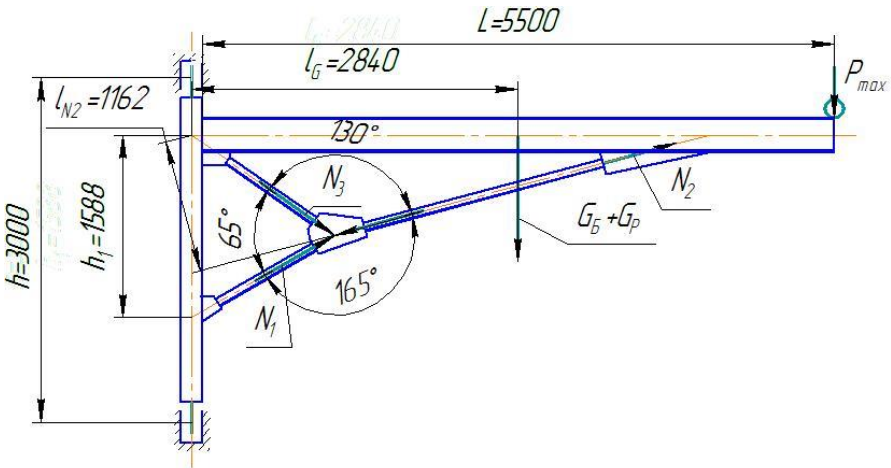


Рисунок 5.6 – Схема визначення зусиль в підкосі

Визначаємо зусилля стиску в стрижні N_2 при положенні візка з вантажем на кінці балки, Н

$$N_2 = \frac{(G_B + G_P) \cdot l_G + P_{\max} \cdot l}{l_{N_2}} \quad (5.8)$$

$$N_2 = \frac{2131 \cdot 2,84 + 43050 \cdot 5,59}{1,162} = 212307$$

де

$P_{\max} = (G_T + G_{II} + G) \cdot 10^4 / 2 = (8 + 0,2 + 0,41) \cdot 10^4 \cdot 0,5 = 43050$ – максимальне навантаження на кінці балки, Н;

$l_G = 2,84; l = 5,59; l_{N_2} = 1,162$ [рис. 5.6] – довжини, м;

$G_B + G_P = 1494,6 + 636,7 = 2131,3$ – сила ваги балки та рейкової колії, Н.

Знаходимо мінімальну площа перетину стиснутого стержня N_2 , m^2

$$F_{\min} = \frac{N_2}{\varphi \cdot [\sigma]} \quad (5.9)$$

де $\varphi = f(\lambda)$ [16] – коефіцієнт повздовжнього згину, який залежить від λ ;

$$\lambda = \frac{l}{r_{\min}} = \frac{2,785}{2,76 \cdot 10^{-2}} = 100,9 \text{ – гнучкість стрижня;}$$

$l = 2,785$ – вільна довжина стрижня, м;

$r_{\min} = 2,76 \cdot 10^{-2}$ [16] – мінімальний радіус інерції, м.

$$F_{\min} = \frac{212307}{0,54 \cdot 164,3 \cdot 10^6} = 23,93 \cdot 10^{-4}$$

Обираємо пару кутників для стрижня N_2 з умовним позначенням:

$$\text{Кутник } \frac{B - 90 \times 90 \times 8 \text{ _ГОСТ_ 8509 - 86}}{СтЗсп \text{ _ГОСТ_ 535 - 58}}$$

Площа перетину кожного з них: $F = 13,90 \cdot 10^{-4} m^2$.

Визначаємо зусилля в інших стрижнях підкошу методом вирізання вузлів (рис 5.7) та складання рівнянь:

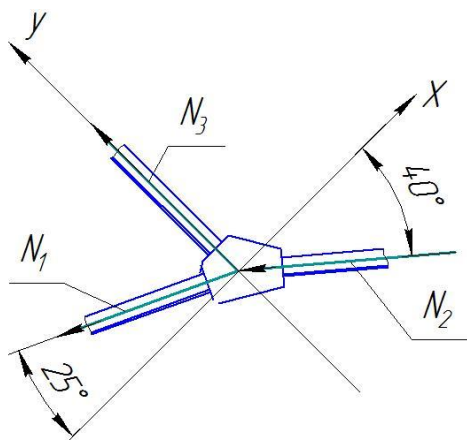


Рисунок 5.7 – Вирізаний вузол у підкосі

Складаємо рівняння $\sum X = 0$ та знаходимо зусилля в стрижні N_1 , Н

$$N_1 \cdot \cos 25 + N_2 \cdot \cos 40 = 0 \quad (5.10)$$

$$N_1 = -N_2 \cdot \cos 40 / \cos 25 = -212307 \cdot 0,766 / 0,906 = -179450$$

Складаємо рівняння $\sum Y = 0$ та знаходимо зусилля в стрижні N_3 , Н

$$N_3 + N_1 \cdot \cos 65 + N_2 \cdot \cos 50 = 0 \quad (5.11)$$

$$N_3 = -N_2 \cdot \cos 50 - N_1 \cdot \cos 65 = -212307 \cdot 0,643 + 179450 \cdot \cos 65 = -60630$$

Знак мінус вказує на те, що стрижні N_1 та N_3 стиснуті.

Знаходимо мінімальну площа перетину стиснутого стержня N_1 за формулою 5.9, м²

$$F_{\min} = \frac{179450}{0,89 \cdot 164,3 \cdot 10^6} = 12,27 \cdot 10^{-4}$$

Обираємо пару кутників для стрижня N_1 з умовним позначенням:

$$\text{Кутник} \frac{B - 90 \times 90 \times 8 \text{ _ГОСТ_ 8509 - 86}}{СтЗсп \text{ _ГОСТ_ 535 - 58}}$$

Площа перетину кожного з них: $F = 13,90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Знаходимо мінімальну площа перетину стиснутого стержня N_3 за формулою 5.9, м^2

$$F_{\min} = \frac{60630}{0,87 \cdot 164,3 \cdot 10^6} = 4,24 \cdot 10^{-4}$$

Обираємо пару кутників для стрижня N_1 з умовним позначенням:

$$\text{Кутник} \frac{B - 90 \times 90 \times 8 \text{ _ГОСТ_ 8509 - 86}}{СтЗсп \text{ _ГОСТ_ 535 - 58}}$$

Площа перетину кожного з них: $F = 13,90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

5.4.3 Визначення напружень в колоні

Для визначення необхідного перетину колони знайдемо сумарне напруження колони (труби) в найбільш небезпечному перетині – вузол приєднання балки до колони. В цьому перетині труба піддається стиску, згину і крученню. Розрахунковим випадком є гальмування механізму повороту стріли з максимальним вантажем на максимальному вильоті.

Орієнтовно обираємо сталеву безшовну гаряче деформовану трубу за ГОСТ 8732-78 з зовнішнім діаметром 245 мм та товщиною стінки 25 мм. Умовне позначення труби:

$$\text{Труба} \frac{194 \times 22 \times 3000 \text{ _ГОСТ_ 8732 - 78}}{ВСтЗсп \text{ _ГОСТ535 - 58}}$$

Визначаємо напруження стиску в трубі, МПа

$$\sigma_c = \frac{P_c}{F_{\text{ТР}}} = \frac{151100}{0,02684} = 5,6$$

(5.12)

$P_c = G_{\text{констр}} + P_{\text{пвх}} = 65000 + 86100 = 151100$ – максимальний тиск на колону, Н;

де $F_{\text{ТР}}$ – площа поперечного перетину труби, м^2 ;

$$F_{\text{ТР}} = 0,7854 \cdot (D^2 - d^2) = 0,7854 \cdot (0,299^2 - 0,235^2) = 0,02684$$

Отже напруження стиску незначне по відношенню до допустимого згідно умови $\sigma_C = 5,6 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 164,3 \text{ МПа}$.

Визначаємо напруження згину в трубі (за найбільшим моментом в небезпечному перерізі), МПа

$$\sigma_3 = \frac{M_{MAX}}{W_p} = \frac{149937}{9,21 \cdot 10^{-4}} = 162,8 \quad (5.13)$$

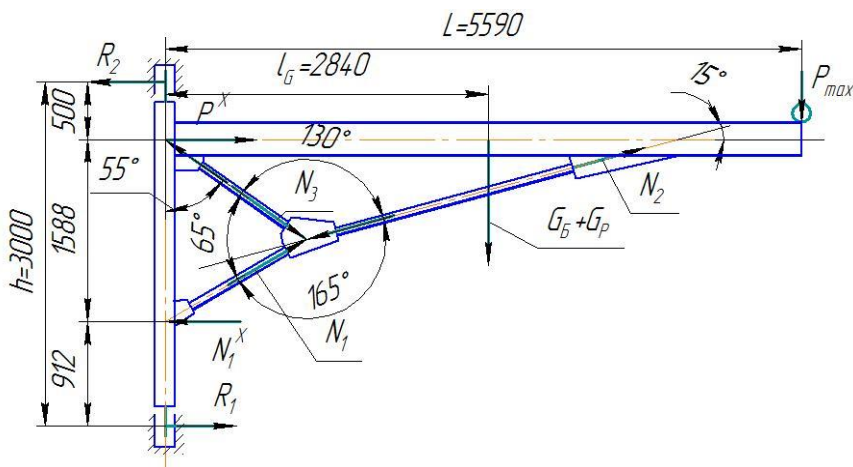


Рисунок 5.8 – Схема для розрахунку колони

де R_1, R_2 - горизонтальна реакція нижнього та верхнього підшипника, Н

$$R_1 = R_2 = ((G_B + G_p) \cdot l_G + P_{MAX} \cdot L) / h \quad (5.14)$$

$$R_1 = R_2 = ((2989,2 + 1273,4) \cdot 2,840 + 86100 \cdot 5590) / 3000 = 164404$$

$$N_1^x = N_1 \cdot \cos 30 = 155408 \text{ - реакція на вісь X, Н;}$$

$P^x = N_2 \cdot \cos 15 - N_3 \cdot \sin 55 = 155408$ - реакція, яка діє на колону зі сторони балки та здвоєного кутника, Н;

W_p - момент опору, м^3 ;

$$W_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} (1 - \alpha^4) \quad (5.15)$$

де $\alpha = \frac{d}{D} = \frac{150}{194} = 0,773$.

$$W_p = \frac{\pi \cdot 0,194^3}{16} (1 - 0,773^4) = 9,21 \cdot 10^{-4}$$

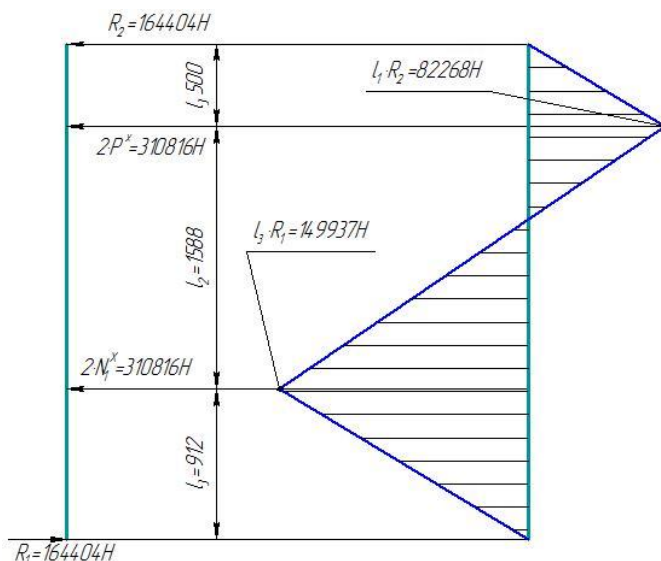


Рисунок 5.9 – Епюра згинаючих моментів в колоні

Умова міцності на згин виконується згідно $\sigma_3 = 162,8 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 164,3 \text{ МПа}$.

Визначаємо напруження кручення труби, МПа

На кручення труба розраховується по допуским дотичним напруженням.

Умова не скручування труби:

$$W_K \geq \frac{M_{\text{круч}}^{\text{max}}}{[\tau]} \quad (5.16)$$

де $M_{\text{кр}}^{\text{max}} = T_i = 13679,4$ - момент сил інерції поворотної частини, Н·м;

$$W_K = W_P;$$

$$[\tau] = 90 \text{ МПа};$$

$$W_K = W_P = 9,21 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

$$\frac{M_{\text{кр}}^{\text{max}}}{[\tau]} = \frac{13679}{90 \cdot 10^6} = 1,52 \cdot 10^{-4} < 9,21 \cdot 10^{-4}$$

Отримуємо коефіцієнт запасу на кручення $k = 6,06$.

Теоретична масу 1м довжини труби вираховуємо за формулою 5.17.

$$M = 0,02466 \cdot S \cdot (D - S) \quad [16] \quad (5.17)$$

де M - маса 1м труби, кг;

$D = 194$ - зовнішній діаметр труби, мм;

$S = 22$ - товщина стінки труби, мм.

$$M = 0,02466 \cdot 22 \cdot (194 - 22) = 93,3$$

5.5 Розрахунок зварних швів

Важливою умовою тривалої роботоздатності металоконструкції є достатня міцність зварного шва. Знайдемо необхідну розрахункову довжину зварного шва, м

$$l_{\text{розрах}} = \frac{N}{\mu \times k \times [\tau]} \quad (5.18)$$

де $\mu = 0,75$ - коефіцієнт не провару;

$[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma] = 99$ - допустиме дотичне напруження зварного шва, МПа;

k - катет зварного шва;

Катет шва обираємо таким, що не перевищує мінімальну товщину зі сталевих виробів, що з'єднуються.

За формулою 5.18 знайдемо необхідну довжину зварного шва приєднання стрижнів N_1, N_2, N_3 (здвоєних кутників) до косинок, м

$$l_{K-K}^{Ш} = \frac{212307}{0,75 \cdot 0,008 \cdot 99 \cdot 10^6} = 0,36$$

Отже необхідна довжина шва кріплення кожного кутника дорівнює 180 мм.

Перевіряємо умову не перевищення довжини флангового шва $50k$:

$$50k = 50 \cdot 0,008 = 0,4м > 0,180м - \text{умова виконується.}$$

Шов наноситься у співвідношенні 7:3 відповідно щодо ближчої та дальшої від осі стрижня доріжки.

За формулою 5.18 знайдемо необхідну довжину шву приєднання косинок стрижнів N_1, N_2, N_3 (здвоєних кутників) підкосу до колони та двотаврової балки, м

$$l_{K-T/Ш}^{Ш} = \frac{212307}{0,75 \cdot 0,01 \cdot 99 \cdot 10^6} = 0,286$$

Знайдемо необхідну довжину шву приєднання швелера до полки на колоні (трубі) . Розрахунок довжини зварного шва проводимо за навантаженням від інерційних мас повороту при гальмуванні максимального вантажу на максимальному вильоті.

$$l_{\text{колона-двотавр}}^{\text{шву}} = \frac{P_{\text{інерц}}}{\mu \times k \times [\tau]} = \frac{65138}{0,75 \cdot 0,01 \cdot 99 \cdot 10^6} = 0,088м$$

$$\text{де } P_{\text{інерц}} = \frac{T_i}{b} = \frac{13679}{0,21} = 65138Н.$$

Знайдемо необхідну довжину шву приєднання швелера до полки на колоні (трубі) . Розрахунок довжини зварного шва проводимо за навантаженням від інерційних мас повороту при гальмуванні максимального вантажу на максимальному вильоті.

$$l_{\text{колона-двотавр}}^{\text{шву}} = \frac{P_{\text{інерц}}}{\mu \times k \times [\tau]} = \frac{45749}{0,75 \cdot 0,01 \cdot 99 \cdot 10^6} = 0,062м$$

$$\text{де } P_{\text{інерц}} = \frac{T_i}{R_{\text{тр}}} = \frac{13679}{0,299} = 45749Н.$$

Максимальна довжина шва дорівнює
 $l = 2 \cdot \pi \cdot R_{TP} = 3,14 \cdot 0,299 = 0,95 \text{ м.}$

5.6 Розрахунок косинок

Косинки обираються за умови, що площа поперечного перетину косинки на зрізі стержня дорівнює площі перетину стержня.

$$F_{\text{розк}} = 2 \cdot F_{\text{кутн}} = 2 \cdot 13,90 \cdot 10^{-4} = 27,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (5.19)$$

Враховуємо, що товщина косинок $l = 10 \text{ мм.}$

Необхідна довжина перетину косинки на зрізі стержнів, м

$$l_{\text{перет}} = \frac{F_{\text{розк}}}{\delta} = \frac{27,8 \cdot 10^{-4}}{0,01} = 0,278$$

ВКАЗІВКИ ЩОДО ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект повинен складатися з пояснювальної записки ПЗ та графічної частини. ПЗ курсової роботи складає 45-60 сторінок рукописного або друкованого на персональному комп'ютері тексту, виконаних на стандартних аркушах білого паперу формату А4 210 x 297 мм з однієї сторони. Аркуші слід з'єднати в зошит. ПЗ необхідно виконати згідно з вимогами СТП 15-96.

РПЗ складається з наступних розділів: титульний лист, завдання на курсову роботу, календарний, зміст, реферат, перелік умовних позначень, передмова або вступу, розрахунково-пояснювальні розділи, заключна частина, список використаних джерел та використані в роботі додатки.

Реферат включає: свідчення про об'єкт курсової роботи, кількість ілюстрацій, таблиць, використаних джерел, ключові слова і далі текст реферату.

Текст реферату повинен відображати об'єкт курсової роботи, ціль роботи, метод виконання роботи, одержані результати та їх новизну, ефективність технічних рішень, галузь застосування, основні характеристики спроектованої машини.

В передмові необхідно в короткій формі обґрунтувати актуальність теми на основі аналізу шляхів удосконалення відповідного типу машин безперервного транспорту по темі роботи.

В розрахунково-пояснювальній частині проводиться опис конструкції та аналіз роботи машини.

В ПЗ повинні бути необхідні розрахунки, коментарі, пояснення, розрахункові схеми, діаграма натягів, поперечні січення конвеєра, стрічки., роликів опор.

Окремі підрозділи розрахунків можуть виконуватися за допомогою ЕОМ.

У висновках слід в короткій формі проаналізувати ефективність пропозицій по модернізації машин безперервного транспорту, реалізованих в курсовій роботі, викласти результати теоретичних або експериментальних досліджень, відмітити реальність роботи, можливість застосування її у виробництво.

До списку літератури повинні увійти джерела, використані при виконанні роботи.

В додаток включають розрахунки на ЕОМ, таблиці допоміжні, специфікації креслень.

Графічна частина роботи повинна досить повно розкривати конструкцію спеціального промислового транспорту та його вузлів.

Графічна частина складається з 3-4 аркушів формату А1, на яких викреслено загальний вигляд машини, приводну станцію, натяжну станцію, яка проектується у відповідності з ЄСКД.

На кресленні слід розмістити необхідні розрізи та січення. Також тут вказуються необхідні розміри, технічна характеристика машини. Кутовий штамп креслення заповнюється згідно з вимогами ЄСКД. На креслення виконується специфікація, яка як додаток входить останньою сторінкою в ПЗ.

Завдання випишує викладач на бланку, який підписує керівник роботи з визначенням терміну її та студент-виконавець. Закінчену курсову роботу підписує студент-виконавець і керівник-викладач. Керівник на ПЗ повинен зазначити допуск проекту до захисту. Захищають проект перед комісією кафедри з двох або трьох викладачів.

Захист роботи складається з короткої доповіді студента 10-15 хвилин про виконану роботу і з відповідей на запитання. Оцінку роботи визначають члени комісії по чотирьохбальній системі і виставляють її в залікову книжку з підписами всіх членів комісії.

Оцінка враховує якість і правильність доповіді та відповідей на запитання студента, самостійність та оригінальність технічних рішень, наявність наукових досліджень, ступінь використання технічної літератури і стандартів, інженерний рівень виконання ПЗ та графічної частини роботи і інше.

При виконання курсового проекту студент керується приведеним в методичних вказівках порядком розрахунків і табличними матеріалами. Для більш глибокого вивчення матеріалу необхідно використовувати спеціальну літературу [1 – 17].

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Методические указания по расчету поворотного крана с электрической талью /Сост. Б.А. Ершов. – Запорожье, ЗМИ, 1984. –24 с.
- 2 Справочник по кранам: В 2 т. /Под общ. ред. М.М. Гохберга. –М.: Машиностроение, 1988.
- 3 Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Иванченко Ф. К. и др. Киев, издательское объединение «Вища школа», 1978, 576 с.
- 4 Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Руденко Н.Ф., Александров М.П. и Лысяков А.Г. –М.: Машиностроение, 1971, 464 с.
- 5 НПАОП 0.00 - 1.01 – 07.
- 6 Подшипники качения: Справочник-каталог /Под ред. В.Н. Нарышкина и П.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
- 7 Справочник по сопротивлению материалов /Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – Киев: Наук. думка, 1988. 736 с.
- 8 Поляков В.С. и др. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1974.
- 9 Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций /Под ред. М.П. Александрова и Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1973. –256 с.
- 10 Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Грузоподъемные машины». – Запорожье: ЗМИ, 1982.- 56с.
- 11 ГОСТ 21164-75. Редукторы глобоидные типа ЧГ.
- 12 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроителей спец. вузов. – М.: Высшая. школа, 1985 – 416 с.
- 13 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – М.: Высшая школа, 1983. – 350 с.
- 14 Ивашков И. И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин: Учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и

оборудование». – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1991. – 400 с.: ил.

15 Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроительных спец. вузов. – 6-е изд., переработаное. – М.: Высшая школа, 1985-520 с., ил.

16 Методичні вказівки до курсової роботи з курсу «Проектування металоконструкцій ПТМ» для студентів спеціальності 8.090214 «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини і обладнання» /Укл.: Л.М. Мартовицький. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2003.- 75 с.

17 Иванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К.: Вища школа., 1993. – 413 с.:іл.

Додаток А. Довідкові дані

Таблиця А.1 - Канати дротяні сталеві

Діаметр, мм	Маса каната (1000 м), кг.	Маркувальна група, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		Розривне зусилля, кН			
1	2	3	4	5	6
Канат ЛК-Р 6×19+1 о.с. по ГОСТ 2688-80					
8,3	256,0	-	34,800	38,150	41,600
9,1	305,0	-	41,500	45,450	49,600
9,9	356,6	-	48,850	53,450	58,350
11,0	461,6	-	62,850	66,800	75,150
12,0	527,0	-	71,750	78,550	85,750
13,0	596,6	71,050	81,250	89,000	97,000
14,0	728,0	86,700	98,950	108,000	118,000
15,0	844,0	100,000	114,500	125,500	137,000
16,5	1025,0	121,500	139,000	152,000	166,000
18,0	1220,0	145,000	166,000	181,500	198,000
19,5	1405,0	167,000	191,000	209,000	228,000
21,0	1635,0	194,500	222,000	243,500	265,500
22,5	1850,0	220,000	251,000	275,000	303,500
24,0	2110,0	250,500	287,000	314,000	343,000
Канат ЛК-3 6×25+1 о.с. по ГОСТ 7667-80					
8,1	236,5	-	31,900	35,100	38,050
9,7	342,5	-	46,300	50,850	55,100
11,5	464,0	54,900	62,700	68,900	74,750
13,0	605,0	71,500	81,750	89,450	97,200
14,5	763,5	90,350	102,500	113,000	122,500
16,0	941,5	110,500	126,500	139,500	151,000
17,5	1140,0	134,500	153,500	169,000	183,000
19,5	1357,5	160,000	183,000	201,000	218,500
21,0	1594,0	188,500	215,000	236,500	256,500
22,5	1857,0	219,0	250,500	275,000	298,500
24,0	2132,0	251,500	288,000	316,500	343,000

Таблиця А.2 – Накладки для кріплення каната до барабана

Позначення	Діаметр каната, мм	Розміри, мм							Шпилька
		a	L	B	H	h	r	d	
1	> 10 до 12	13	40	40	12	1,5	10	13	M12
2	“ 12 “ 14	15	45	45	14	2,0	11	13	M12
3	“ 14 “ 17	18	55	50	16	2,5	12	17	M16
4	“ 17 “ 20	22	65	55	18	3,0	14	22	M20
5	“ 20 “ 23	25	75	60	22	3,5	16	26	M24
6	“ 23 “ 26	28	85	65	26	4,0	18	26	M24
7	“ 26 “ 27,5	32	95	70	30	4,5	20	32	M30
8	“ 27,5 “ 31	34	105	80	30	5,0	22	32	M30

Таблиця А.4 – Підшипники кулькові упорні одинарні за ГОСТ 6874-75

Позначення	d	d _i	D	H	r	C, Н	C ₀ , Н	Кульки		Маса, кг
								D _T	Z	
8205	25	25,2	47	15	1,0	24700	40000	7,94	13	0,12
8206	30	30,2	52	16	1,0	25500	46000	7,94	15	0,14
8207	35	35,2	62	18	1,5	35100	66500	9,53	15	0,22
8208	40	40,2	68	19	1,5	39700	78500	10,32	15	0,27
8209	45	45,2	73	20	1,5	41000	89000	10,32	17	0,32
8210	50	50,2	78	22	1,5	43000	103000	11,11	17	0,39
8211	55	55,2	90	25	1,5	63700	127000	12,70	16	0,61
8212	60	60,2	95	26	1,5	65000	150000	13,49	17	0,69
8213	65	65,2	100	27	1,5	66300	150000	12,70	19	0,75
8214	70	70,2	105	27	1,5	70000	158000	12,70	20	0,80
8215	75	75,2	110	27	1,5	71500	166000	12,70	21	0,86
8216	80	80,2	115	28	1,5	80000	188000	13,49	21	0,95
8217	85	85,2	125	31	1,5	85000	235000	15,88	19	1,30
8218	90	90,2	135	35	2,0	108000	285000	17,46	17	1,86
8220	100	100,2	150	38	2,0	133000	330000	19,84	17	2,40
8222	110	110,2	160	38	2,0	153000	385000	19,84	18	2,60

Таблиця А.3 – Гаки кранові однорогі машинного приводу за ГОСТ 6627 – 74

Но- мер гака	Вантажопідйомність, т		Номінальні розміри, мм							
	Режим роботи		D	S	d ₁	d ₀	L		ℓ, не менше	ℓ ₁
	3М,4М	5М,6М					Тип А	Тип Б		
7	1,0	0,8	36	26	20	М20	100	180	50	30
8	1,25	1,0	40	30	20	М20	110	195	60	50
9	1,6	1,25	45	38	25	М24	125	210	60	35
10	2,0	1,6	50	38	30	М27	145	240	70	40
11	2,5	2,0	55	40	30	М30	155	285	85	45
12	3,2	2,5	60	45	35	М33	175	330	85	50
13	4,0	3,2	65	50	40	М36	190	375	95	55
14	5,0	4,0	75	55	45	М42	210	425	105	60
15	6,3	5,0	85	65	50	М48	230	475	130	70
16	8,0	6,3	95	75	55	М52	260	520	140	75
17	10,0	8,0	110	85	60	М56	280	580	150	80
18	12,5	10,0	120	90	70	М64	325	640	180	90
19	16,0	12,5	130	100	75	Грап	420	700	190	95
	20,0	16	150	120	80	70×10 Грап	420	760	210	100
20	25,0	20	170	130	100	80×10 Грап 90×12	470	820	250	115

Таблиця А.5 – Основні розміри блоків

Діаметр каната	$D_{от}$	D_f	B_f	l_{cm}	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4	z^*	S
От 11 до 14	250	294	40	50	45	85	130	175	25	4	8
					50	90					
	320	364	40	60	50	90	140	210	45	4	10
					55	100					

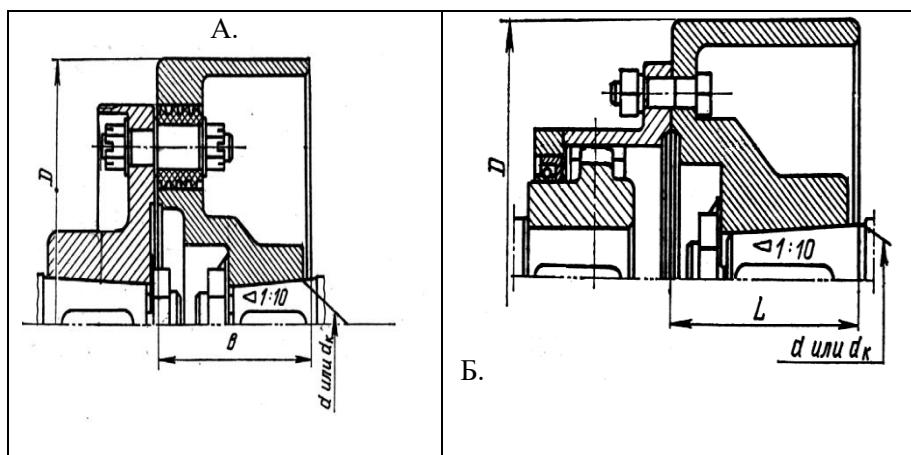
Таблиця А.6 – Характеристики кранових двигунів з фазним ротором серії МТФ

Типорозмір двигуна	Потужність P_{∂} , кВт і частота обертання ротора n_{∂} , хв ⁻¹						Момент інерції ротора, кг·м ²	Максимальний момент, T_{max} , Нм	Маса, кг
	ПВ=15%		ПВ=25%		ПВ=40%				
	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
МТФ									
011-6	2,0	800	1,7	850	1,4	885	0,022	40	51
012-6	3,1	785	2,7	840	2,2	890	0,03	57	58
111-6	4,5	850	4,1	870	3,5	895	0,05	87	76
112-6	6,5	895	5,8	915	5,0	930	0,07	140	88
211-6	10,5	895	9,0	915	7,5	930	0,115	195	120
311-6	14,0	925	13,0	935	11,0	945	0,225	320	170
312-6	19,5	945	17,5	950	15,0	955	0,312	480	210
411-6	30,0	945	27,0	955	22,0	965	0,5	650	280
412-6	40,0	960	36,0	965	30,0	970	0,7	950	345

Таблиця А.7 – Основні розміри кранових двигунів з фазним ротором серії МТФ

Розміри, мм												
Тип	b ₁₀	b ₁₁	b ₃₁	d ₁	h	h ₃₁	L ₁	L ₁₀	L ₁₁	L ₃₀	L ₃₃	Вал
011	180	230	133	28	112	302	60	150	200	515,5	585	Ц
012								190	240	550,5	620	Ц
111	220	290	137	35	132	342	80	190	240	583,5	673	Ц
112								235	285	623,5	713	Ц
211	245	320	158	40	160	385	110	243	306	700,5	820	Ц
311	280	350	176	50	180	444	110	260	320	748	859	Ц
312								320	380	823	934	Ц
411	330	440	198	65	225	527	140	335	395	877	1027	К
412								420	480	952,5	1102	К

Таблиця А.8 – Основні розміри втулково-пальцевої та зубчастої муфт з гальмівним шківом.



D, мм	D ₁ , мм	l	l _к	d	d _к	Найбільши й гальмівни й момент, Нм	B, м H	Момен т інерції муфти, кг·м ²	Маса муфти, кг
		не більш							

А. Пружна втулично-пальцева муфта

100	88	90	60	20	19,5	32	75	0,008	2
200	185	110	80	50	49,5	500	95	0,125	25
300	280	110	105	60	69,5	800	145	0,625	60
400	370	150	130	70	89,5	5500	185	2,25	125
500	410	-	130	-	89,5	7000	210	5,0	175
Б. Зубчаста муфта									
200	185	90	105	45	64,5	70	95	0,1	13
200	185	90	80	50	49,5	1450	135	0,15	18
300	280	110	105	50	69,5	3150	145	0,625	30
400	370	-	130	-	89,5	5600	185	1,75	68
500	410	-	200	-	129,5	8000	205	3,75	122

Примітка. d_k – розміри маточин при конічній розточці.

Таблиця А.9 – Найменший допускний коефіцієнт запасу міцності канатів К

№ п/п	Канати	Група режимів роботи	Режим роботи	К
1	Вантажні та стрілові	1М-3М	Р	4,0
		4М	Л	5,0
		5М	С	5,5
		6М	В	6,0
			ДВ	6,0
2	Розтяжки стріл			3,5
3	Тягові, які використовуються на кранах			4,0
4	Веж і опор кранів			5,0

Таблиця А.10 - Вибір ходових коліс та горизонтальних роликів

Діаметр колеса та тип рейки	160/P8			200/P11			250/P15		
Режим роботи	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
Швидкість руху, м/с	Допускний тиск, кН								
0.33	26.8	15.4	10.8	42.5	23.2	16.3	70.0	58.3	50.0
0.67	22.9	12.6	8.7	34.6	19.0	13.2	70.0	58.3	41.5
1.32	18.6	10.2	7.1	28.0	15.4	10.7	70.0	48.5	33.8
1.67	17.3	9.6	6.6	26.3	14.4	10.0	70.0	46.6	31.6
2.0	16.2	9.0	6.2	24.9	13.4	9.4	70.0	42.2	29.6
Діаметр колеса та тип рейки	320/P24			400/P38			500/кр70		
Режим роботи	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
Швидкість руху, м/с	Допускний тиск, кН								
0.33	123	102	65.0	218	188	128	320	295	229
0.67	123	84.5	59.0	218	159	110	320	251	188
1.32	123	68.5	47.8	218	128	90.0	320	220	153
1.67	115	64.0	44.5	218	120	84.0	320	206	144
2.0	108	60.0	42.0	200	112	78.0	320	192	134

Таблиця А.11 – Підшипники радіальні сферичні дворядні (ГОСТ 5721-75)

Розміри, мм									
Позначення	d	D	B	r	С, Н	С ₀ , Н	Ролики		Маса, кг
							D_T	Z	
<i>Легка серія діаметрів 5, широка серія ширин 0</i>									
3508	40	80	23	2,0	57000	33300	9	17	0,58
3509	45	85	23	2,0	64000	35000	9	17	0,6
3514	70	125	31	2,5	132000	93800	12,5	21	1,8
3516	80	140	33	3,0	160000	118000	14	21	2,2
3517	85	150	36	3,0	183000	130000	15,5	20	2,80
3518	90	160	40	3,0	216000	159000	17	18	3,5
3519	95	170	43	3,5	245000	170000	18	18	4,31
3520	100	180	46	3,5	275000	212000	20	19	5,2

Таблиця А.12 – Колодкові гальма з короткоходовими електромагнітами

Тип гальма	Діаметр гальмівного шківа, мм	Ширина гальмівної колодки В, мм	Гальмівний момент, Нм при ПВ механізму, %		Відхід колодок від шківів ε, мм	Тип електродвигуна	Маса гальма з електромагнітом, кг
			25	40			
ТКТ-100	100	70	20	20	0,4	МО100Б	12
ТКТ-200/100	200	90	40	40	0,4	МО100Б	25
ТКТ-200	200	90	160	160	0,5	МО200Б	37
ТКТ-300/200	300	140	240	240	0,5	МО200Б	69
ТКТ-300	300	140	500	500	0,7	МО300Б	93

Таблиця А.13 – Багатодискова муфта з малим зовнішнім діаметром

$M_{кр},$ кгс·м	d	D	L	l	l_1	D_1	k	Масса, кг	$GD^2,$ кгс·м ²
2	12—20	70	90	35	—	—	0,5	2,4	0,001
5	15—30	90	105	45	—	—	1,0	4,0	0,010
8	18—40	100	110	45	—	—	1,0	5,5	0,020
15	20—48	125	125	60	—	—	1,5	9,8	0,080
35	20—60	150	130	50	40	80	2,0	10,5	0,096
50	28—70	170	170	70	60	120	2,0	18,5	0,200
140	30—80	210	195	80	65	130	2,0	31,0	0,540

Таблиця А.14 – Редуктори горизонтальні циліндричні типу Ц2

Типоразмер редуктора	Передаточное число u	$M_T,$ Н*м	Масса редуктора, кг	A_{wC}	A_{wT}	A_{wB}
Ц2-250	8, 10, 12.5, 16, 20, 25, 31.5, 40,50	2500	86	250	150	100
Ц2-300		3400	138	300	175	175
Ц2-350		5800	210	350	200	150
Ц2-400 Ц2-400П		8000 9200	315 290	400	250	150
Ц2-500		18000	500	500	300	200
Ц2-650		33500	1100	650	400	250
Ц2-750		47500	1650	750	450	300

Таблиця А.15 – Редуктори черв'ячні

U ном.	Ч-100							Ч-125						Ч-160							
	U факт.	n _{вх} =1500 об/мин		n _{вх} =1000 об/мин		n _{вх} =750 об/мин		U факт.	n _{вх} =1500 об/мин		n _{вх} =1000 об/мин		n _{вх} =750 об/мин		U факт.	n _{вх} =1500 об/мин		n _{вх} =1000 об/мин		n _{вх} =750 об/мин	
		Мт, Н·м	η	Мт, Н·м	η	Мт, Н·м	η		Мт, Н·м	η	Мт, Н·м	η	Мт, Н·м	η		Мт, Н·м	η	Мт, Н·м	η	Мт, Н·м	η
8	7,75	380	0,93	426	0,92	477	0,91	8	659	0,93	758	0,92	826	0,91	8	1250	0,94	1400	0,93	1567	0,92
10	10	367	0,93	410	0,91	460	0,90	10	636	0,93	712	0,92	800	0,91	10,5	1153	0,93	1294	0,92	1450	0,91
12,5	12	374	0,92	420	0,90	470	0,89	13	626	0,92	700	0,91	785	0,89	13	1150	0,93	1290	0,91	1440	0,90
16	15,5	392	0,89	440	0,87	492	0,85	16	676	0,89	757	0,87	850	0,86	16	1390	0,91	1557	0,89	1743	0,88
20	20	389	0,87	414	0,85	464	0,83	20	653	0,88	730	0,86	820	0,84	21	1150	0,88	1290	0,86	1442	0,84
25	24	372	0,87	417	0,84	466	0,83	25	616	0,87	690	0,84	772	0,82	26	1110	0,87	1243	0,85	1392	0,83
31,5	31	400	0,79	448	0,76	500	0,73	32	800	0,81	890	0,78	1000	0,75	32	1600	0,83	1790	0,82	2000	0,79
40	40	387	0,78	433	0,74	485	0,71	40	692	0,79	715	0,76	870	0,73	42	1244	0,79	1360	0,76	1522	0,73
50	48	389	0,77	436	0,73	488	0,71	52	640	0,77	717	0,73	803	0,70	52	1168	0,73	1310	0,74	1465	0,71
63	64	313	0,69	350	0,64	396	0,60	60	610	0,76	683	0,71	765	0,68	66	1033	0,74	1157	0,70	1295	0,66
80	84	292	0,69	327	0,61	366	0,58	84	525	0,69	590	0,63	660	0,60	78	1092	0,74	1223	0,69	1370	0,64

Таблиця Д.16 – Буфера гумові монолітні ОСТ 24.191.37-38

Типо-розмір	Максимальні робочі		
	зусилля, Н	хід S, м	енергомісткість E, Н·м
БР40	3280	0,012	20
БР50	5120	0,0152	39
БР63	8130	0,02	81
БР80	13100	0,0254	166
БР100	20500	0,0316	324
БР125	32000	0,0416	666
БР160	52500	0,0544	1430
БР200	82000	0,0704	2890
БР250	128000	0,0888	5680
БР320	210000	0,115	12070
БР350	250000	0,124	15550