

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин і підйомно-транспортні механізми

(повне найменування кафедри)

## Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр

(ступінь вищої освіти)

на тему «Кран козловий ККК Q = 20т.»

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи Мз-319

Спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Криворучко Б.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник Фролов Р.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет Машинобудівний  
 Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортні механізми  
 Ступінь вищої освіти Бакалавр  
 Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»  
(код і найменування)  
 Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини та обладнання  
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ  
 Завідувач кафедри \_\_\_\_\_  
 « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ року

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

Криворучко Богдан Анатолійович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) «Кран козловий ККК Q = 20т.»

керівник проєкту (роботи) Фролов Р.О., старш. викл. кафедри ДМ і ПТМ,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ року  
 № \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) \_\_\_\_\_

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Розрахунок механізму обертання кліщів, Розрахунок механізму головного підйому, 3. Розрахунок механізму керування кліщами, 4. Розрахунок механізму пересування візка, 5. Розрахунок механізму пересування крана

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

1. Барабан, 2. Канатоукладач, 3. Механізм підйому, 4. Загальний вигляд, 5. Барабан тяговий. \_\_\_\_\_

## 6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконавця завдання
1	Фролов Р.О., старш. викл. кафедри ДМ і ПТМ		

7. Дата видачі завдання «\_05\_» \_\_\_\_\_ вересня \_\_\_\_\_ 20\_\_ року.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

Завдання на проект.....	2
Зміст.....	4
Реферат.....	6
Вступ.....	7
1 Розрахунок механізму обертання кліщів.....	17
1.1 Вибір упорного підшипника .....	18
1.2 Вибір двигуна.....	19
1.3 Вибір редуктора .....	21
1.4 Перевірка вибраного двигуна .....	22
1.5 Вибір гальм .....	22
1.6 Вибір муфти .....	23
2 Розрахунок механізму головного підйому .....	25
2.1 Вибір канатів та барабану .....	26
2.2 Вибір двигунів .....	27
2.3 Вибір редукторів .....	28
2.4 Перевірка обраних двигунів .....	29
2.5 Вибір гальм .....	29
2.6 Вибір муфти .....	31
3 Розрахунок механізму керування кліщами .....	32
3.1 Вибір двигуна .....	33
3.2 Вибір редуктора .....	34
3.3 Перевірка обраного двигуна .....	35

3.4	Вибір гальм .....	36
3.5	Вибір муфти .....	36
4	Розрахунок механізму пересування візка .....	38
4.1	Вибір ходових коліс .....	38
4.2	Визначення опору пересування візка .....	39
4.3	Вибір двигуна .....	40
4.4	Вибір редуктора .....	41
4.5	Перевірка обраного двигуна .....	42
4.6	Вибір гальм .....	43
4.7	Перевірка запасу зчеплення коліс з рейкою .....	43
4.8	Вибір муфти .....	44
5	Розрахунок механізму пересування крана .....	46
5.1	Вибір ходових коліс .....	47
5.2	Визначення опору пересування крана .....	49
5.3	Вибір двигуна .....	50
5.4	Вибір редуктора .....	51
5.5	Перевірка обраного двигуна .....	52
5.6	Вибір гальм .....	55
5.7	Перевірка запасу зчеплення коліс з рейкою .....	55
5.8	Вибір муфти .....	56
	Висновки.....	58
	Перелік використаних джерел.....	60

## РЕФЕРАТ

ПЗ: 60 ст. , 9 рис. , 1 табл. , 8 джерел.

Об'єкт дослідження – колодязний кран.

Мета роботи – розрахувати приводи колодязного крану, розглянути можливі варіанти щодо його модернізації.

Проектний кран працює в дуже важкому режимі по перевантаженню злитків на металургійному підприємстві. Кран виготовлення Німеччини. Є пропозиція заміни німецьких приводів на відчинянні та модернізації їх. Необхідно перевірити економічну доцільність проведення модернізації.

В результаті проведених розрахунків та аналізу даних була перевірена економічна доцільність проведення модернізації та заміни німецьких приводів на відчинянні. Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації крана.

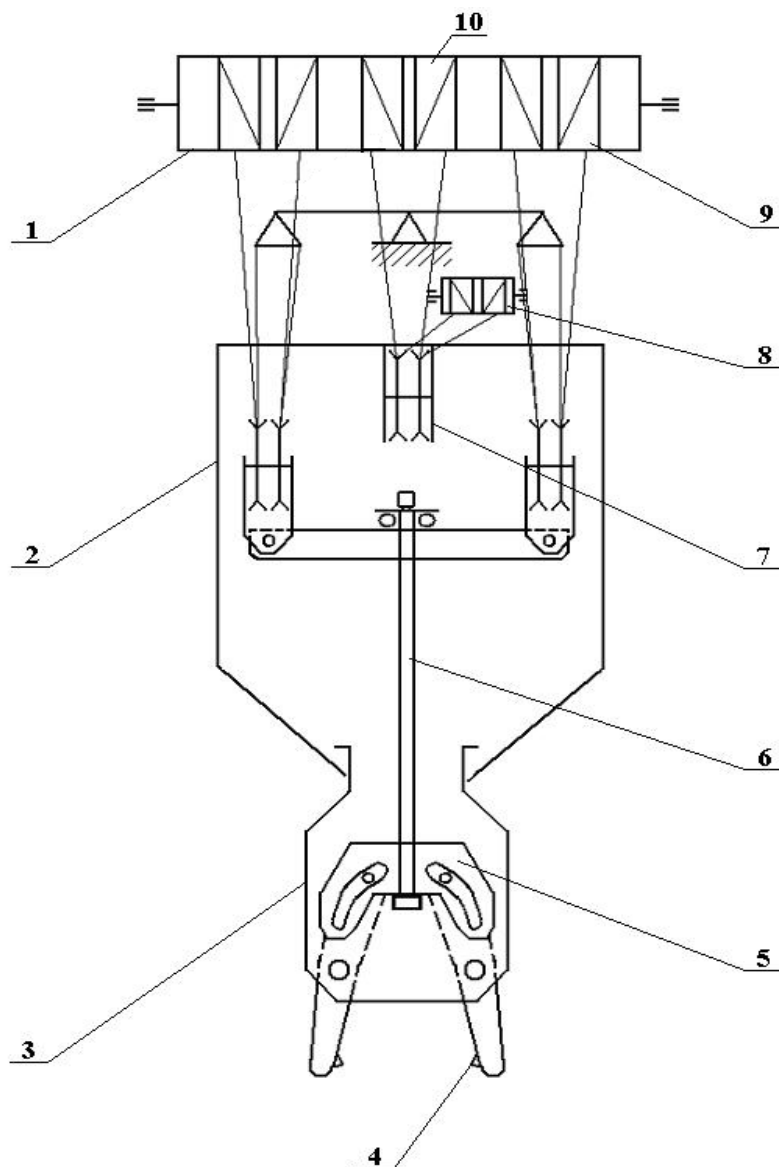
Ключові слова: опора, навантаження на портал, стріла, вага укосин, виробництво, охорона праці, модернізація.

## ВСТУП

Колодязні мостові крани застосовуються в прокатних цехах металургійного виробництва і призначені для посадки і витягання з нагрівальних колодязів нагрітих до температури прокатки (1100-1200 °С) злитків і подачі їх на конвеєр чи безпосередньо на прийомний рольганг прокатного стану.

По характеру виконуваної роботи і конструктивній побудові колодязні крани, як мульті-завалочні і стріперні, відносяться до кранів-маніпуляторів. Для забезпечення основних операцій по посадці і витягання з колодязів гарячих злитків передбачена жорстка підвіска з використанням вертикальної шахти та колони і робочий орган у вигляді могутнього кліщового двошарнірного захватного пристрою. За допомогою крана виконують також допоміжні технологічні операції по чищенню подин нагрівальних колодязів від окалини і шлаку з використанням спеціальної лопати гребінка, що затискається в кліщах. Для виробництва допоміжних підйомно-транспортних операцій по ремонту устаткування і збиранню робочої площадки використовують спеціальні гакоподібні виступи на рамі кліщів, за які можна підвішувати вантаж масою до 50 т.

Технічна характеристика колодязних кранів дана в табл. 1. Усі механізми цих кранів розраховані на дуже важкий режим роботи (ПВ 60%) за винятком механізму керування кліщів, що працює у важкому режимі роботи (ПВ40%). Механізми підйому з допоміжними вантажами розраховані на середній режим роботи (ПВ 25%).



1 – барабан головного підйому; 2 – колона; 3 – кліщова головка; 4 – керн; 5 – напрямні; 6 – шток; 7 – напрямні блоки; 8 – барабан механізму керування кліщами; 9 – нарізка головного підйому; 10 - нарізка керування кліщами.

Рисунок В.1 – кінематична схема колодязьного крана виготовленого заводом ім. Тельмана (Німеччина).

Таблиця 1 - Технічна характеристика колодезних кранів

Параметр	Крани		
	Заводу ім. Тельмана	По ДСТу 12612-57	
Вантажопідйомність механізму підйому в т:			
Головного	10	20 і 30	50
Допоміжного	10	50	50
Висота підйому кліщами в м	7,18	6,6	6,6
Висота підйому припливами на рамі кліщів у м	-----	8,13	8,13
Швидкості:			
пересування крана в м/хв	94	125	80
підйому в м/хв	18	20	12,5
обертання кліщів в об/хв	9,6	10	10
керування кліщами в м/хв	24	32	25
пересування візка в м/хв	75	100	63
Вага крана в т	210	-----	-----
Струм	Постійний		

Колодезний кран складається з наступних основних вузлів: металоконструкції моста, механізму пересування крана, і головного візка. Головний візок спирається ходовими колесами на рейки, по яких переміщується уздовж головних балок моста. Основним вантажозахватним органом колодезного крана є кліщі, за допомогою яких захоплюються і подаються злитки.

Керування краном здійснюється з герметично закритої і теплоізолюваної кабіни. Кабіна з установкою для кондиціонування повітря і площадками для входу й обслуговування прикріплена на кронштейнах до циліндричної шахти візка. Живлення електродвигунів механізмів здійснюється через тролейні лінії, розташовані на внутрішніх сторонах головних балок моста. Для обслуговування головних струмоприймачів і цехових тролей передбачена колиска, підвішена до однієї з головних балок моста.

Для зм'якшення ударів при наїзді крана на тупикові упори передбачені пружинні буфери.

Механізм пересування крана виконаний з роздільним приводом типової конструкції. Головною відмінністю німецького крану є механізм пересування виконаний з роздільним приводом та 8-колісною ходовою частиною крана. Міст крана за допомогою чотирьох балансирів спирається на 8 ходових коліс, при цьому в кожному балансирі об'єднано по 2 колеса. Доцільність цієї конструкції доведена розрахунком.

Механізм пересування крана має чотири приводних ходових колеса. Кожне колесо обертається від електродвигуна постійного струму за допомогою вертикального редуктора і зубчатих муфт. Кожен привід обладнаний коротко ходовими гальмами діаметром шківів 400 мм, що працює на постійному струмі. Два гальма з чотирьох оснащені електромагнітними котушками шунтового виконання і є аварійними (спрацьовують при зникненні струму крана), два інших гальма - котушками сервісного виконання і регулюються на половину розрахункового гальмового моменту.

Особливістю механізму пересування вітчизняного крана є 12-колісна конструкція ходової частини. Міст крана за допомогою чотирьох

балансирів спирається на 12 ходових коліс, при цьому в кожному балансири об'єднано по 3 колеса.

Візок має зварену раму з листової сталі, на якій змонтовані механізм пересування візка, механізм підйому кліщів і механізм керування кліщами. Знизу до рами візка прикріплена на заклепках прямокутна шахта, усередині якої переміщається колона з кліщами і механізмом обертання кліщів. У вітчизняного крана на відміну від німецького шахта прямокутна (Рисунок В.1).

Для зм'якшення ударів при наїзді візка на упори в крайніх положеннях, на рамі візка встановлені два пружинних буфери двосторонньої дії, пружини яких попередньо стиснуті. На шахті передбачені ролики, що забезпечують від сходження візка з рейок.

Механізм пересування візка виконаний по типовій конструктивній схемі. Візок спирається на чотири уніфіковані ходові колеса діаметром 740 мм. Два приводні колеса приводяться в рух від електродвигунів за допомогою вертикальних редукторів. Вихідні кінці валів редукторів з'єднані з валами ходових коліс зубчастими муфтами.

Кожен привід механізму пересування візка обладнаний коротко ходовим пружинним гальмом типу ТКП-400 нормально завжди розгальмованим (катушка знаходиться під струмом); гальмування візка здійснюється протиструмом. Гальмо включається під дією кінцевих вимикачів при аварійному знеструмленні крана.

Візок вітчизняного крана спирається на вісім уніфікованих ходових коліс діаметром 600 мм, об'єднаних попарно в балансирах. Чотири приводних колеса приводяться в рух попарно від електродвигунів. За допомогою вертикальних редукторів вихідні кінці валів редукторів з'єднані з валами ходових коліс зубчастими муфтами.

Механізм підйому кліщів у німецькому крані на барабані головного підйому розташовані шість нарізок: чотири під канати механізму головного підйому та дві під канати механізму керування кліщами. Механізм керування кліщами німецького крана принципово відрізняється тим що закривання кліщів здійснюється під власною вагою колони. Це відбувається наступним чином. Колона з кліщовою головою та кліщами закріпленими на пальцях підвішена на канатах механізму керування кліщами, а траверса зі штоком та направляючими підвішена на канатах головного підйому. Коли виконується закривання кліщів з барабана змотується канат та колона починає опускатись. Кліщі роликами рухаються по направляючим і керни вдавлюються у злиток. При цьому якщо вчасно не зупинити механізм керування кліщами то виникає слабина і канати провисають. Далі слідує підймання злитка. Включають механізм головного підйому і канати намотуються на барабан головного підйому. При цьому виникає небезпека того що канат механізму керування кліщами із-за провисання буде укладатися не в нарізки, а другим шаром. Як що це випадково траплялось виникала різниця кутових швидкостей та канат механізму пересування кліщами вибирався швидше, це в свою чергу призводило до відкривання кліщів. Це викликало декілька нещасних випадків до того як була проведена модернізація. Блоки механізму керування кліщами (раніше встановлені нерухомо) встановили на обойму яка була розмішена у направляючих. Коли кліщі упираються в подину колодязя, а двигуни підйому не виключені, блоки механізму керування кліщами починають опускатись і натискають кінцевий вимикач. Двигун вимикається а блоки під власною вагою опускаються що викликає виникнення слабини.

На рамі візка вітчизняного крана розташований канатний барабан механізму підйому кліщів із приводом. Канатний барабан установлений на рамі візка, за допомогою осі на сферичних роликотидшипниках і сталевих опорах. Барабан приводиться в рух від двох електродвигунів, через зубчаті муфти, редуктор і відкриту зубчасту пару.

Піднімальні канати, на яких висить колона, сходять з барабана на блоки колони. Кінці їх закріплюються на балансірі, компенсуючим нерівномірну витяжку канатів. Балансир розташований нагорі рами в стійці. При роботі механізму підйому кліщі разом з колоною переміщуються вгору чи вниз по напрямних, встановлених у шахті. Механізм головного підйому оснащений двома коротко ходовими пружинними гальмами діаметром шківів 700 мм. Для виключення слабину канатів механізму підйому кліщів, коли кліщі упираються в подину колодязя, а двигуни підйому не виключені, на валу барабана встановлене коротко ходове пружинне гальмо діаметром 500 мм, що утримує барабан від довільного обертання. При цьому двигуни можуть вільно обертатися завдяки храповому механізму, вбудованому в редуктор. Підгальмовування барабана здійснюється при опусканні вантажу. При підйомі гальмо розгальмоване. Для забезпечення значної швидкості механізму підйому, при дуже важкому режимі роботи мається два електродвигуни типу ДП-82А з незалежною вентиляцією. Охолоджене повітря до двигуна подається вентиляційною установкою, обладнаною фільтром для очищення повітря.

Для виключення слабину каната керування при накладенні керн кліщів на злиток механізм оснащений гальмом, гальмовий шків якого насаджений на другий кінець вихідного валу редуктора. У випадку зняття з каната при працюючому двигуні, гальмо зупинить барабан,

зубчасте ж колесо з храповим пристроєм редуктора буде продовжувати обертатися до зупинки двигуна.

Механізм обертання кліщів. Усередині прямокутної шахти звареної з листового прокату по направляючим переміщається колона, підвішена на канатах механізму головного підйому за допомогою блоків. Колона являє собою зварений з листового прокату остів, до якого підвішені кліщі і в якому розташований механізм обертання. Обертання кліщам передається від електродвигуна через вертикальний черв'ячний редуктор, усередині якого убудований фрикціон, що охороняє механізм від надмірних перевантажень. Від редуктора за допомогою зубчатої муфти з вертикальним проміжним валом і зубчату пару обертання передається вертикальному валу, а разом з ним і кліщам. Живлення електродвигуна механізму обертання кліщів підводиться через гнучкий кабель.

Механізм керування кліщами. У німецького крана закриваються кліщі під дією ваги колони. Канатний барабан, консольно насаджений на вихідний вал горизонтального циліндричного редуктора з убудованим храповою механізмом, одержує обертання від електродвигуна, з'єднаного фрикційною муфтою з редуктором. Канат керування, зійшовши з барабана, огинає два направляючі блоки, закріплені у звареній стійці і блоки керування кліщами, закріплені на колоні, і намотується на барабан підйому кліщів. Закриваються кліщі наступним чином. За допомогою механізму керування проводиться опускання колони. Напрявні залишаються на місці а ролики під власною вагою колони рухаються у низ що призводить до закривання. При відкриванні кліщів колона підіймається за допомогою механізму керування, а шток з напрямними

опускається. Кліщі роликками рухаються по напрямним що призводить до розкривання.

Таким чином, при роботі механізму головного підйому зміни розкриття кліщів не відбувається, тому що блок керування переміщається разом з колоною, до якої підвішені кліщі, що видно на схемі.

Розкриваються і закриваються кліщі вітчизняного крана під дією механізму керування. Канатний барабан, консольно-насаджений на вихідний вал горизонтального циліндричного редуктора з убудованим храповим механізмом, одержує обертання від електродвигуна 10, з'єднаного фрикційною муфтою 8 з редуктором.

Канат керування, зійшовши з барабана, огинає направляючий блок, закріплений у звареній стійці 1 і блок керування кліщами, закріплений на штанзі керування, намотується на барабан підйому кліщів.

Для виключення утворення слабини каната керування при накладенні керн кліщів на злиток механізм оснащений гальмом, гальмовий шків якого насаджений на другий кінець вихідного валу редуктора. У випадку зняття з каната при працюючому двигуні, гальмо зупинить барабан, зубчате ж колесо з храповим пристроєм редуктора буде продовжувати обертатися до зупинки двигуна. Гальмування відбувається тільки в період закривання кліщів. Щоб запобігти механізм від перевантажень фрикційна муфта регулюється на 200% розрахункового моменту на валу електродвигуна. Механізм постачений коротко ходовим гальмом з діаметром 400 мм.

Для обмеження крайніх положень розкриття кліщів механізм має командо апарат, вхідний валик якого з'єднаний з віссю барабана. При досягненні мінімального чи максимального розкриття електродвигун

автоматично відключається. Відключення електродвигуна в будь-якому проміжному положенні виробляється за участю машиніста крана.

При підйомі злитка за допомогою механізму керування кліщі зводяться до упору кернами в злиток, при цьому барабан підйому кліщів не обертається. Після упору кернами в злиток включається механізм підйому, при цьому рицини, розклинюючи в направляючих рами кліщів, створюють зтягування, необхідну для утримання злитка, затиснутого в кернах. Керни швидко виходять з ладу в зв'язку з тим, що при роботі крана вони щільно стикаються з розпеченим злитком металу. Для збільшення стійкості голівки керни виготовляються зі сталі 45, робочу поверхню голівок наплавляють сормайттом. Кліщі виготовляють литими зі сталі 25Л.

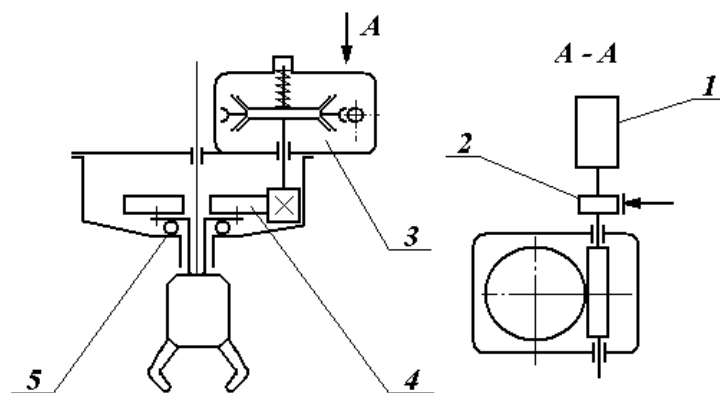
## 1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ КЛІЩІВ

Розрахунок механізму обертання кліщів проводиться до розрахунку механізму підйому так як при розрахунку підйомної лебідки використовуються деякі данні з розрахунку механізму обертання.

Данні для розрахунку:

Частота обертання кліщів . . . . .	$0.16\text{с}^{-1}$
Вага злитку . . . . .	$20\text{т}$
Вага кліщової головки . . . . .	$6,5\text{т}$
Розмір злитку . . . . .	$1400\times 600\times 2700$
ПВ 60%	

Механізм складається з двигуна постійного струму, коротко ходового колодкового гальма, черв'ячного редуктора з вбудованою фрикційною муфтою та циліндричною зубчатою передачею.



1 – двигун; 2 – гальма; 3 – черв'ячний редуктор з вбудованою фрикційною муфтою; 4 – відкрита зубчата пара; 5 – упорний підшипник;

Рисунок 1.1 – Схема механізму обертання кліщів.

## 1.1 Вибір упорного підшипника

Підшипник кліщової головки обираємо за статичною вантажопідйомністю так як поворот в одну сторону за цикл не перевищує як правило  $90^{\circ}$ .

Осьове навантаження на підшипник:

$$F_a = g(Q_{\text{сл}} + Q_{\text{г}}) = 9,81(17,7 + 6,5) = 237\text{кН}, \quad (1.1)$$

де  $Q_{\text{сл}}$  – маса злитку, Т

$Q_{\text{г}}$  - маса кліщової головки, Т

По діаметру цапфи  $d=280\text{мм}$  з креслення вибираємо кульковий підшипник упорний з статичною вантажопідйомністю  $C_0=1170\text{кН}$ .

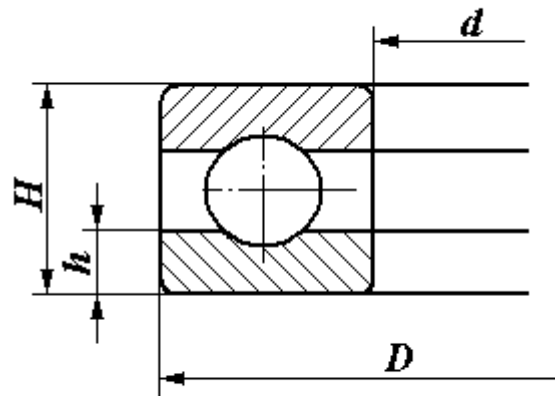


Рисунок 1.2 – Упорний підшипник

Розміри підшипника:

$d=280\text{мм}$ ;  $D=350\text{мм}$ ;  $H=53\text{мм}$ ;  $h=15\text{мм}$ .

Діаметр кульки:

$$d_{ш} = 0,75(350 - 280) = 52\text{мм}, \quad (1.2)$$

Вирішальним фактором є діаметр цапфи. За статичною вантажопідйомністю є запас, який не буде надмірним якщо взяти до уваги умови роботи підшипника.

## 1.2 Вибір двигуна

При роботі механізму обертання малоімовірне співпадіння моментів пуску механізмів обертання кліщів та пересування візка або крана. У зв'язку з цим при розрахунку потужності двигуна не враховується додаткові моменти опору та інерційних зусиль при пуску механізмів руху.

Момент на осі обертання у період короткочасної роботи механізму:

$$M_p = M_{тр} + M_{ин} = 200 + 9551 = 9751\text{Нм}, \quad (1.3)$$

де  $M_{тр}$  – момент тертя на осі опорного підшипника, Нм

$M_{ин}$  - момент від сил інерції або кліщів та злитка на осі обертання, Нм

Момент тертя на осі підшипника:

$$M_{тр} = \frac{(Q+G)df}{2} = \frac{23700*0,28*0,006}{2} = 200\text{Нм}, \quad (1.4)$$

де  $Q + G$  – навантаження на підшипник від ваги злитка та кліщів,  
Н

$d$  – діаметр цапфи, м

$f$  – коефіцієнт тертя підшипника зведений до діаметра вала.

Приймаємо:  $f = 0,006$

Момент від сил інерції мас кліщів та злитка на осі обертання:

$$M_{\text{ин}} = (I_{\text{кл}} + I_{\text{сл}})E_{\text{мах}} = (1330 + 1422)2,01 = 9551,5 \text{ Нм}, \quad (1.5)$$

$I_{\text{кл}}$  – момент інерції кліщової головки,  $\text{кгм}^2$ ;

$I_{\text{сл}}$  – момент інерції злитка,  $\text{кгм}^2$ ;

$E_{\text{мах}}$  – кутове прискорення  $\text{рад/с}^2$ ;

$$I_{\text{зл}} = M \frac{(a^2 + b^2)}{12} = 17700 \frac{(1,4^2 + 0,6^2)}{12} = 3422 \text{ кгм}^2, \quad (1.6)$$

де  $M=17700$  кг – маса злитка

$d, b$  – розміри злитку

Розглядаємо кліщову головку у першому приближенні суцільним паралелепіпедом з розмірами у плані  $1400*700$ , отримаємо:

$$I_{\text{кл}} = M_{\text{кл}} \frac{(a_{\text{кл}}^2 + b_{\text{кл}}^2)}{12} = 6500 \frac{(1,4^2 + 0,7^2)}{12} = 1330 \text{ кгм}^2, \quad (1.7)$$

де  $M_{\text{кл}}=6500$  кг – маса кліщової головки

$$E_{\text{мах}} = \frac{2w}{t_n} = \frac{2 * 1,01}{1} = 2,02 \text{ рад/с}^2$$

де  $w$  – кутова швидкість

$$w = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 9,6}{30} = 1,01 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \quad (1.8)$$

$t_n$  - час розгону до номінальної швидкості. Приймаємо:  $t_n=1$  с

необхідна потужність електродвигуна:

$$P = \frac{M_p n}{9550 \eta} = \frac{99751 * 9,6}{9550 * 0,76} = 12,9 \text{ кВт}, \quad (1.9)$$

де  $\eta_0$  - ККД механізму

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 = 0,78 * 0,98 = 0,76, \quad (1.10)$$

де  $\eta_1 = 0,78$  - ККД черв'ячного редуктора

$\eta_2 = 0,98$  - ККД відкрита передача

Обираємо двигун крановий постійного струму Д – 806 номінальної потужності  $P = 14 \text{ кВт}$  при ПВ 60% з  $n = 700$  об/хв. та послідовним збудженням. Момент інерції ротора  $I_p = 1,00 \text{ кгм}^2$  таб. II.1.22. [1].

### 1.3 Вибір редуктора

Повне передаточне число привода:

$$U_{\Pi} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{кл}}} = \frac{700}{9,6} = 72,92, \quad (1.11)$$

У механізмі обертання використовують черв'ячний редуктор з вбудованим фрикціоном конструкції ЦНИИПТМАШ[7]

Передаточне число редуктора  $U_p = 29$ , найбільший момент фрикційної муфти 23,1кНм

Муфта регулюється на момент [1] :

$$M_{\phi} = 1,1 M_p \frac{1}{U_2} \eta_2 = 1,1 * 9751 \frac{1}{2,51} 0,98 = 4188 \text{ Нм}, \quad (1.12)$$

Передаточне число циліндричної зубчатої передачі:

$$U_3 = \frac{U_0}{U_p} = \frac{72,92}{29} = 2,51, \quad (1.13)$$

#### 1.4 Перевірка обраного двигуна

Перевірка за часом розгону:

$$t_p = \frac{n_{\text{ДВ}}[1,2(I_p + I_M) + \frac{(I_{\text{СЛ}} + I_{\text{КЛ}})}{U^2 \eta}]}{9,55[M_{\text{ср}}^n - \frac{M_{\text{ТР}}}{U \eta}]} > [t_p], \quad (1.13)$$

$$t_p = \frac{700[1,2(1 + 4,8) + \frac{(1330 + 3422)}{72,92^2 * 0,76}]}{9,55[\frac{382 - 200}{72,92 * 0,76}]} = 1,58c > 1c$$

де  $[t_p] = 1c$  - допустимий час розгону

$I_M = 4,8 \text{ кгм}^2$  – момент інерції муфти (табл. V. 2.41. [1])

$M_{\text{ср}}^n$  - середній момент двигуна при пуску

$$M_{\text{ср}}^n = \psi M_H = 2,0 * 9550 \frac{14}{700} = 382 \text{ Нм}, \quad (1.14)$$

де  $\psi = 2$  - середня кратність пускового моменту для двигунів постійного струму з поступовим збудженням (таб. VI. 2.5.[1]).

#### 1.5 Вибір гальм

Гальмівний момент механізму обертання[1]

$$M_T = \frac{1,2(I_p + I_M)n_{\text{ДВ}}}{9,25t_{\Gamma}} + (M_{\text{ИН}} - M_{\text{ТР}}) \frac{\eta}{U}, \quad (1.15)$$

$$M_T = \frac{1,2(1+4,8)700}{9,25*1,5} + (9551,5 - 200) \frac{0,76}{72,92} = 437,6 \text{ Нм}$$

де  $t_T=1,5$  с – час гальмування

Вибираємо колодочні гальма ТКП-400 заводу „Сібтяжмаш”,

допускаючи до 720 включень в годину і розраховані на роботу при температурах до  $65C^0$  з гальмівним моментом  $T=530$ Нм при ПВ100% .

Механізм має порівняно швидкий пуск та гальмування так як частота обертання дорівнює  $0,16c^{-1}$  за завданням, а кліщі у процесі роботи повертаються на кут усього приблизно  $90^0$ .

Підтвердженням можливості такого пуску є збіг отриманої потужності двигуна з потужністю приведеною в таблиці IV.2.24.[1] для механізмів обертання колодязних кранів заводу „Сібтяжмаш”.

## 1.6 Вибір муфти

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

$$T_M = T_H k_1 k_2 \leq T_M^{\max}, \quad (1.16)$$

де  $k_1$  - коефіцієнт відповідальності механізму

$k_2$  - коефіцієнт режиму роботи

$$\underline{T_M = 191 \cdot 1,4 \cdot 1,4 = 374 \text{ Нм}}$$

Обираємо муфту втулочно пальцеву з гальмівним шківом МУВП №4. Головним параметром є максимальний обертовий момент який передає муфта, але при обраних нами гальмах  $D_T=400$ . Тому ми вибираємо муфту із наступними розмірами та перевіряємо її на максимальний обертовий момент [8].

Муфта пружна втулково-пальцева з гальмівним шківом МУВП-10

Найбільший передаваний момент - 2000Нм;

Діаметр шківів під гальма –400мм;

$$T_M \leq T_M^{max}$$

Отримане значення задовольняє умові.

## 2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

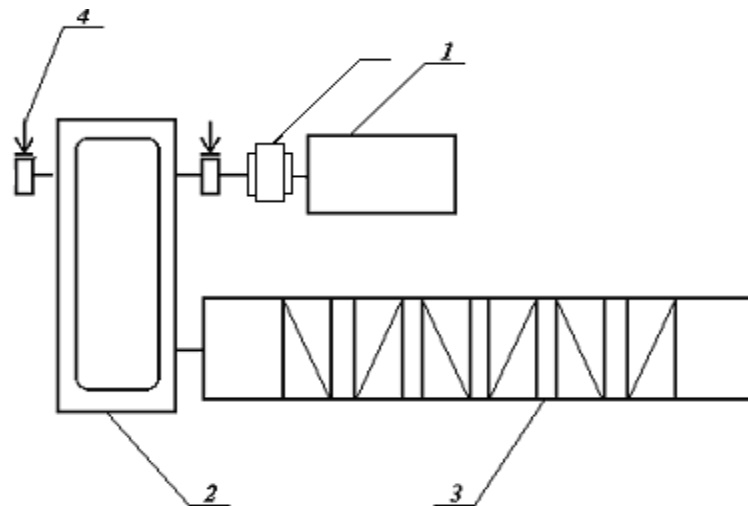
Данні для розрахунку.

Номінальна вантажопідйомність . . .  $Q = 20$  т

Вага колони з кліщовою головою . . .  $Q_k = 20$  т

Швидкість підйому . . . . .  $V_n = 0,32$  м/с

Висота підйому . . . . .  $H_n = 7,2$  м



- 1 - двигун
- 2 - редуктор
- 3 - барабан
- 4 - гальма

Рисунок 2.1 – Механізм головного підйому.

## 2.1 Вибір канатів та барабану

Встановлюємо один редуктор. У зв'язку з високою відповідальністю механізму встановлюють два гальма. Храпові пристрої у механізмі не встановлюють так як крани даного типу досить успішно працюють без них.

Як бачимо, запасовка канатів на крані відрізняється від традиційної. Тут шток підвішен на чотирьох блоках, а колона на двох. Така схема дозволяє використовувати затягнення кліщів вагою колони. Усі здвоєні канати об'єднані у двоярусні балансири, для правильного розподілення зусиль в канатах.

Максимальне натягнення канатів:

$$S_{max} = \frac{9,81(Q+Q_k)}{12m i_n \eta_n} = \frac{9,81(20+20)}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,985} = 49,8 \text{ кН}, \quad (2.1)$$

де  $Q$  – вантажопідйомність, т

$Q_k$  – маса колони, т

$m = 2$  – число поліспастів

$i_n = 2$  – кратність поліспаста

$\eta_n = 0,985$  - ККД поліспаста при поганому змащенні й підвищеним тертям

Розривне зусилля каната:

$$F_0 \geq Z_p S_{max} = 9,0 \cdot 49,8 = 448,2 \text{ кН.}$$

де  $Z_p$  – коефіцієнт використання каната для М8.

Обираємо канат типа ЛК - Р6×19 ГОСТ 2688 – 80

діаметром . . . . . 30,5мм

маркіровочної групи . . . . . 1568 МПа

розривним зусиллям . . . . . S=475 кН

Найменший діаметр блоку, що обгинається канатом:

$$D_2 \geq d_k \cdot h_2 = 30,5 \cdot 28 = 854 \text{ мм.}, \quad (2.2)$$

Обираємо блок діаметром  $D = 900$  мм по нормалі заводу „Сібтяжмаш”.

Найменший діаметр барабану:

$$D_1 \geq d_k \cdot h_1 = 30,5 \cdot 25 = 762,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $D_1 = 850$  мм . Барабан виготовляється з глибокою нарізкою що зв'язано з умовами експлуатації.

## 2.2 Вибір двигунів

Необхідна потужність двох двигунів:

$$P_{\Sigma} = \frac{g(Q+G_k)/n}{1000\eta_0} = \frac{9,81(20+20)0,32 \cdot 10^3}{1000 \cdot 0,91} = 138 \text{ кВт}, \quad (2.2)$$

де  $Q$  – вага злитка, Н;

$G_k$  – вага колони, Н;

$V_n$  – швидкість підйому, м/с;

$\eta_0$  - ККД привода.

$$\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\pi}, \quad (2.3)$$

Обираємо двигун Д – 818 номінальної потужності  $P_n = 73$  кВт при ПВ60%. Частота обертання  $n = 575$  хв<sup>-1</sup>, момент інерції ротора  $I = 27,5$  кгм<sup>2</sup>. Збудження послідовне[6].

### 2.3 Вибір редукторів

Передаточне відношення механізму підйому:

$$U_p = \frac{n_{\delta}}{n_{\sigma}} = \frac{575}{14,39} = 40, \quad (2.4)$$

де  $n$  – частота обертання барабана, хв<sup>-1</sup>;

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,32 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,850} = 14,39, \quad (2.5)$$

де  $V_n$  – швидкість підйому вантажу, м/с;

$D$  – діаметр барабана по осі каната, м/

Редуктор обираємо по передаточному відношенню  $U_p = 40$ . моменту на тихохідному валу й режиму роботи ВТ при  $n = 10$  с<sup>-1</sup>. [1]

Номінальний момент на тихохідному валу:

$$Q_{max} = 2 \cdot S_{max} = 2 \cdot 49,8 = 99,6 \text{ кН}, \quad (2.6)$$

Дане значення перевищує  $[Q] = 80$  кН. Тому барабан розташовуємо на окремих опорах і зв'язуємо з редукторами за допомогою компенсаційних зубчастих муфт.

## 2.4 Перевірка обраного двигуна

Перевірка двигуна за часом пуску

$$t_n = \frac{2 \cdot 1,2(I_p + I_M)n_B + \frac{91Q_0V^2n}{n_{ДВ}\eta_0}}{9,55 \cdot 2 \cdot M \cdot n_{ср} - \frac{G_0D}{2mU\eta_0}}; \quad (2.7)$$

$$t_n = \frac{2 \cdot 1,2(27,5 + 57,8)575 + \frac{91 \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 0,32^2}{575 \cdot 0,91}}{2 \cdot 2 \cdot 41,34 \cdot 0,91} = 4,71 \text{ с,}$$

де  $I_p = 27,5 \text{ кгм}^2$  – момент інерції ротора;

$I_M = 57,8 \text{ кгм}^2$  – для муфти  $\varnothing 600 \text{ мм}$  з гальмівним шківом;

$Q = 40000 \text{ кг}$  – маса злитку та колони;

$M_{ср}^H$  – середній пусковий момент двигуна;

$$M_{ср}^H = \psi M_H = 2 \cdot 1212 = 2424 \text{ Нм}, \quad (2.8)$$

$M_H$  – номінальний момент двигуна;

$$M_H = \frac{9550N_H}{h_H} = \frac{9550 \cdot 73}{575} = 1212 \text{ Нм}, \quad (2.9)$$

$\Psi = 2$  – кратність середнього пускового моменту.

Отриманий час пуску задовольняє умові  $t_n \geq [t]$  ( $[t] = 1 \dots 2 \text{ с}$ ) й знаходиться у рекомендованих границях  $t_n = 2 \dots 5 \text{ с}$ .

## 2.5 Вибір гальм

Гальма вибираємо за статичним моментом на валу двигуна з урахуванням коефіцієнта запасу гальмування:

$$M_T \geq K_T \frac{G_0 D}{Z i_n U} \eta_0 = 1,25 \frac{392400 \cdot 0,85 \cdot 0,91}{2 \cdot 2 \cdot 41,34} = 2294 \text{ Нм}, \quad (2.10)$$

де  $K_T$  – коефіцієнт запасу гальмування

$K_T = 1,25$  при двох приводах та двох гальмах.

Обираємо гальма ТКП – 600 конструкції заводу „Сібтяжмаш” з гальмівним моментом 3370 Нм при ПВ 40%

Час гальмування при опусканні:

$$t_T = \frac{1,2(I_p + I_M)n_{дв} \cdot 2 + \frac{91 Q_0 V^2 n \eta_0}{n_{дв}}}{9,55 \cdot 2 \cdot M_T - \frac{G_0 D \eta_0}{2mU}}, \quad (2.11)$$

$$t_T = \frac{1,2(27,5 + 57,8)575 \cdot 2 + \frac{91 \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 0,32^2 \cdot 0,9}{575}}{9,55 \cdot 2 \cdot 4376 - \frac{392400 \cdot 0,85 \cdot 0,91}{2 \cdot 2 \cdot 41,34}} = 2,52 \text{ с.}$$

Як бачимо час гальмування задовільняє умові  $t_T \geq 1...2$ с при максимальному гальмовому моменті. Практично  $t_T$  можна зробити більше. Отримані значення  $t_n$  і  $t_T$  свідчать про вдалий вибір динамічних характеристик механізму.

Формули для  $t_n$  і  $t_T$  відрізняються від формул з довідника IV.2.4. та IV.2.7. „Справочник по кранам” множителем 2 перед  $1,2(I_p + I_M)M_{ср}^n$ ,  $M_T$  так як двигунів і гальм по два.

## 2.6 Вибір муфти

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

$$T_M = T_H \cdot k_1 \cdot k_2 \leq T_M^{max}, \quad (2.12)$$

де  $k_1$  - коефіцієнт відповідальності механізму

$k_2$  - коефіцієнт режиму роботи

$$T_M = 1213 \cdot 0,8 \cdot 1,4 = 3056 \text{ Нм.}$$

Приймаю [9]:

Муфта пружна втулоково-пальцева з гальмівним шківом МУВП-

10

Найбільший передаваний момент - 4800Нм;

Діаметр шківа під гальма – 600мм

### 3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ КЕРУВАННЯ КЛІЩАМИ

Дані для розрахунку:

Маса колони з кліщами . . . . .  $Q = 20\text{т}$

Швидкість підйому . . . . .  $V = 0,4\text{м/с}$

Режим роботи електрообладнання . . . . . ПВ 40%

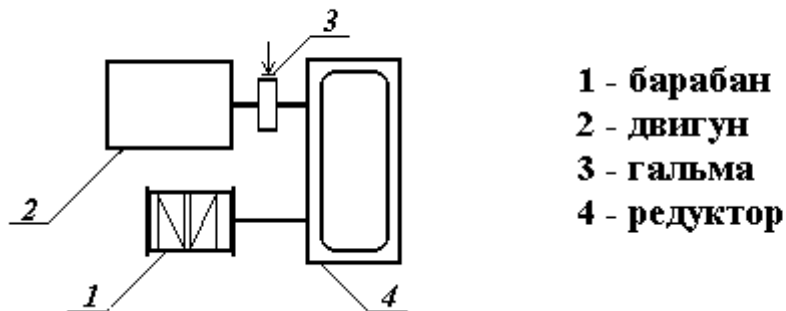


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму керування кліщами.

У механізмі встановлено лише єдині гальма так як в установленні більшої кількості немає потреби. Вихід з ладу гальм може призвести тільки до закриття кліщів які можуть бути розкриті включенням двигуна. Двохдвигунний привід на механізмах керування відомих конструкцій не використовується.

Встановлення храпового механізму не є доцільним, так як верхні блоки колони ( розташовані на колоні ) встановленні рухомо і при у перешкоді натягують канати вагою особистої підвісної системи. При наявності надмірного ходу верхніх блоків двигун відключається та включається гальма за допомогою кінцевих вимикачів.

Ні яких запобіжних муфт у механізмі не передбачається так як відсутня можливість перевантажити двигун.

Так як маса колони дорівнює рівно половині від загальної вантажопідйомності механізму підйому, то усі розрахунки по вибору канатів, діаметрів блоків та барабана для механізму керування будують такі ж самі. Тому залишаємо той же тип каната, блоки  $d=900\text{мм}$  та барабан діаметром  $764\text{ мм}$ , що дуже добре з точки зору уніфікації.

### 3.1 Вибір двигуна

Потужність двигуна:

$$P = \frac{QV_n}{1000\eta_0} = \frac{20000 \cdot 9,81 \cdot 0,4}{1000 \cdot 0,91} = 86,2 \text{ кВт}, \quad (3.1)$$

де  $Q$  – вага колони, Н;

$V_n$  – швидкість підйому, м/с;

$\eta_0$  - загальний ККД приводу.

$$\eta_0 = \eta_n \cdot \eta_6 \cdot \eta_p = 0,985 \cdot 0,98 \cdot 0,94 = 0,91. \quad (3.2)$$

Обираємо двигун Д – 816 з номінальною потужністю 85 кВт при ПВ 40% та частотою обертання  $n = 500\text{хв}^{-1}$ . Максимальний момент

$T_{max} = 12750$  Нм ; момент інерції ротора  $I_p = 16,25$  кгм<sup>2</sup> ; напруга живлення 220 В; збудження послідовне[6].

### 3.2 Вибір редуктора

Передаточне відношення механізму:

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_6} = \frac{500}{100} = 25, \quad (3.3)$$

де  $n_6$  – частота обертання барабана, хв.<sup>-1</sup>

$$n_6 = \frac{60V_n i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,4 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,764} = 20 \text{ хв}^{-1}, \quad (3.4)$$

Статичний момент на тихохідному валу редуктора при  $U_p = 25$ .

$$M_T = M_H U_p = 1624 \cdot 25 = 40,6 \text{ кНм}. \quad (3.5)$$

Вибираємо редуктор Ц2 – 750 – 25 з  $[M_T] = 42,5$  кНм;  $[Q] = 63$  кН при  $n_6 = 10^{-1}$  с, режим роботи Т, максимальне консольне навантаження на вал редуктора при встановлені барабана одним кінцем на валу:

$$Q_{max} = S_{max} = 49,8 \text{ кН (дивитись розрахунок механізму підйому)}$$

$Q_{max} < [Q]$ , це дає можливість встановити барабан одним кінцем безпосередньо на вал редуктора з зубчатою муфтою.

### 3.3 Перевірка обраного двигуна

На час пуску:

$$t_n = \frac{S(I_p + I_M)n_{дв} + \frac{91Q_0V^2n}{n_{дв}\eta_0}}{9,55M_{ср}^n - \frac{G_0D}{2mU\eta_0}}, \quad (3.6)$$

$$t_n = \frac{1,2(16,25 + 57,8)500 + \frac{91 \cdot 20000 \cdot 0,4^2}{500 \cdot 0,91}}{9,55 \cdot 3248 - \frac{196200 \cdot 0,764}{2 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 0,91}} = 2,95 \text{ с,}$$

де  $I_p$  – момент інерції ротора, кгм<sup>2</sup>;

$I_M = 57,8$  кгм<sup>2</sup> – момент інерції муфти з гальмівним шківом Ø600 мм;

$Q_0 = 20000$ кг – маса колони;

$G_0 = Q_0 \cdot g = 20000 \cdot 9,81 = 196200$  Н – вага колони;

$M_{ср}^n$  – середній пусковий момент двигуна.

$$M_{ср}^n = \Psi M_H = 2 \cdot 1624 = 3248 \text{ Нм,} \quad (3.7)$$

де  $\Psi = 2$  – кратність пускового моменту;

$M_H$  – номінальний момент двигуна.

$$M_H = \frac{9550N_H}{n_H} = \frac{9550 \cdot 85}{500} = 1624 \text{ Нм,} \quad (3.8)$$

Час пуску задовольняє умові  $t_n > 1...2$ с. Перевірку за нагрівом немає сенсу так як за весь цикл механізм працює усього біля 4...5секунд (хід колони ~0,8м).

### 3.4 Вибір гальм

Гальмівний момент знаходимо, задаючись часом гальмування  $t_1=2$ с;

$$M_T = \frac{G_0 D \eta_0}{2mU} + \frac{1,2(I_p + I_M)n_{дв}}{9,55t_T} + \frac{91Q_0 V_n^2 \eta_0}{9,55 \cdot t_T \cdot n_{дв}}, \quad (3.9)$$

$$M_T = \frac{196200 \cdot 0,764 \cdot 0,91}{2 \cdot 2 \cdot 25} + \frac{1,2(16,25 + 57,8)500}{9,55 \cdot 2} + \frac{9,55 \cdot 20000 \cdot 0,4^2 \cdot 0,91}{2 \cdot 500} = 3720 \text{ Нм}$$

Обираємо гальма ТКП – 600 з номінальним моментом 3370 Нм при ПВ40% конструкції заводу „Сібтяжмаш” [1].

Цей гальмівний момент декілька менший розрахункового, але треба зробити поправку на приблизний характер розрахунку. На справді  $t_p$  та  $t_T$  будуть менше розрахункових так як двигун не буде виходить на номінальну частоту. Можливість експлуатації привода з такими характеристиками підтверджується практикою (вони близькі до характеристик німецького крана).

### 3.5 Вибір муфти

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

$$T_M = T_H \cdot k_1 \cdot k_2 \leq T_M^{max}, \quad (3.10)$$

де  $k_1$  - коефіцієнт відповідальності механізму;

$k_2$  - коефіцієнт режиму роботи.

$$T_M = 1623 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 3799 \text{ Нм}, \quad (3.11)$$

Приймаю [8]:

Муфта пружна втулково-пальцева з гальмівним шківом МУВП-10

Найбільший передаваний момент - 4800Нм;

Діаметр шківа під гальма –600мм;

А також муфту зубчасту по ГОСТ 5006-83 (тип 1) МЗ №4 [9]

Найбільший передаючий момент - 4000 Нм

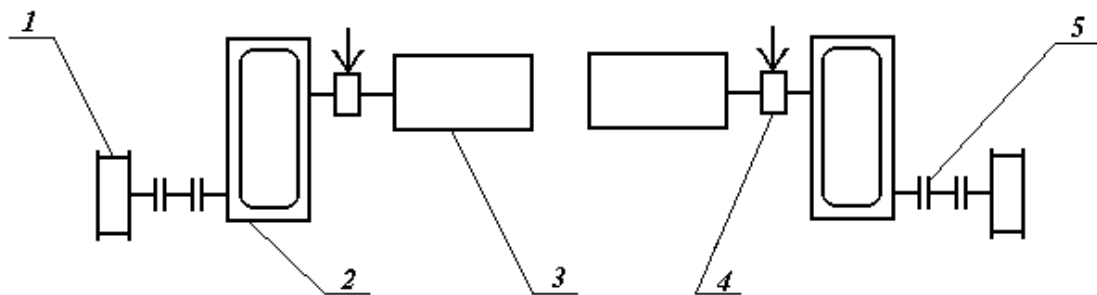
## 4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Дані для розрахунку:

Швидкість пересування візка . . . . .  $V = 1,25$  м/с

Маса візка у зборі . . . . .  $G_T = 89,13$  т

Вантажопідйомність . . . . .  $Q = 20$  т



- 1 - ходове колесо**
- 2 - редуктор**
- 3 - двигун**
- 4 - гальма**
- 5 - муфта**

Рисунок 4.1 – Схема механізму пересування візка

### 4.1 Вибір ходових коліс

Визначаємо максимальний тиск на ходові колеса. При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальний тиск на колеса.

$$R = \frac{(Q+G_B)10^4}{4} = \frac{(89,130+20)10^4}{4} = 272.8 \text{ кН}, \quad (4.1)$$

Вибираємо ходове колесо  $\varnothing 710$  мм з максимальним навантаженням 340кН при ВТ режимі роботи. Посадочний діаметр підшипників колеса  $d_1 = 170$ мм. Колеса опираються на рейку КР100 ГОСТ 4121 – 76.

#### 4.2 Визначення опору пересування візка

Максимальний опір пересування візка, встановлених у приміщенні, Н

$$W = W_{Tp} + W_i + W_y = 15,9 + 21,8 + 2,1 = 39,8 \text{ кН}, \quad (4.2)$$

де  $W_{Tp}$  – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс візка без горизонтальних роликів, Н.

$$W_{Tp} = (G_T + Q) \frac{2M + f d_n}{D_k} K_p =$$

$$(874,4 + 196) \frac{2 \cdot 0,8 + 0,015 \cdot 170}{710} 2,5 = 15,9 \text{ кН}, \quad (4.3)$$

де  $G_T$  – вага візка

$$G_T = 9,81 \cdot 89,13 = 874,4 \text{ кН},$$

$Q$  – вага вантажу

$$Q = 9,81 \cdot 20 = 196 \text{ кН},$$

$\mu = 0,8$  – коефіцієнт тертя кочення сталених коліс по рейках для колеса  $\varnothing 710$ мм при рельсі з випуклою головкою (табл. VI 3.2. [1]);

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

$K_p = 2,5$  – коефіцієнт що враховує тертя реборд для візків з тролейним струмопроводом (табл. VI 3.3.[1]);

$d_n = 170$  мм – діаметр вала колеса у місці посадки підшипника;

$W_i$  – сила інерції при допустимому прискоренні;

$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2$ .

$W_i = 103(Q + G_T)[a] = 103(89,13 + 20) \cdot 0,2 = 21,8$  кН,

$W_y$  – опір від ухилу шляху при прогині прольотних балок.

$W_y = \alpha(G_T + Q) = 0,002(874,4 + 196) = 2,1$  кН,

де  $\alpha = 0,002$  – розрахунковий уклон рейкового шляху для візків мостових кранів.

### 4.3 Вибір двигуна

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт

$$P_c = \frac{W \cdot V}{10^3 \eta \psi} = \frac{39800 \cdot 1,25}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 2} = 29,3 \text{ кВт}, \quad (4.4)$$

де  $V$  – швидкість руху візка, м/с;

$W$  – опір руху візка, Н;

$\eta$  – ККД приводу;

$\psi$  – середня кратність пускового моменту двигуна.

Потужність одного двигуна:

$$P = 0,6 \cdot P_c = 0,6 \cdot 29,3 = 17,68 \text{ кВт}, \quad (4.5)$$

Вибираємо двигун Д-808 номінальною потужністю  $P = 19$  кВт при ПВ60%. Частота обертання ротора  $n = 700 \text{ хв}^{-1}$  момент інерції ротора  $I_p = 2,00 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  (табл.ІІ.1.22,ІІ.1.23[1]).

#### 4.4 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування:

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_k} = \frac{700}{33,62} = 20,82, \quad (4.6)$$

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

$n_k$  - частота обертання ходового колеса візка,  $\text{хв}^{-1}$ .

$$n_k = \frac{60V}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 1,25}{3,14 \cdot 0,71} = 33,62 \text{ хв}^{-1}, \quad (4.6)$$

$V$  – швидкість руху, м/с;

$D_k$  – діаметр ходового колеса, м.

Обертний момент на тихохідному валу:

$$T_T = \frac{9550 P U_p \eta}{n_{дв}} = \frac{9550 \cdot 17,6 \cdot 20,82 \cdot 0,85}{700} = 4249,3 \text{ Нм}, \quad (4.7)$$

Найбільший короточасний момент:

$$T_{max} = t_T T = 2,5 \cdot 4249,3 = 10623,2 \text{ Нм}, \quad (4.8)$$

де  $t$  – кратність пускового струму двигуна при ВТ режимі.

Вибираємо редуктор: ВКУ-765м з  $U = 20,5$  ;  $[T_T] = 9240 \text{ Нм}$  ;  $[T_{max}] = 25700 \text{ Нм}$  при ВТ режимі та  $n_6 = 750 \text{ хв}^{-1}$ .

Фактична швидкість візка:

$$U_{\phi} = \frac{\pi D}{60} \cdot \frac{n_{\text{дв}}}{U_p} = \frac{3,14 \cdot 0,71}{60} \cdot \frac{700}{20,5} = 1,269 \text{ м/с}, \quad (4.9)$$

$$\Delta = \frac{U_{\phi} - U}{U_{\phi}} \cdot 100\% = \frac{1,269 - 1,25}{1,269} \cdot 100\% = 1,5\%.$$

Отримане значення задовольняє умові  $\Delta \leq 5\%$ .

#### 4.5 Перевірка обраного двигуна

Перевірка двигуна за часом розгону

$$t_p = \frac{n_{\text{дв}} \left[ 2 \cdot 1,2 (I_p + I_M) + \frac{(Q + m_T) D_k^2}{4 U^2 \eta} \right]}{9,55 \left( 2 M_n^{cp} - \frac{W_c D_k}{2 U \eta} \right)}, \quad (4.10)$$

$$t_p = \frac{700 \left[ 2 \cdot 1,2 (2 + 4,8) + \frac{(20000 + 89130) 0,71^2}{4 \cdot 20,5^2 \cdot 0,85} \right]}{9,55 (2 \cdot 20,5 \cdot 0,85)} = 5,8 \text{ с},$$

де  $W_c$  – опір руху візка;

$$W_c = W_{\text{тр}} + W_y = 15,9 + 2,1 = 18 \text{ кН}, \quad (4.11)$$

$M_n^{cp}$  – середній пусковий момент двигуна;

$$M_n^{cp} = T_H \Psi = 259,2 \cdot 2 = 518,4 \text{ Нм}, \quad (4.12)$$

$T_H$  – номінальний момент двигуна, Нм.

$$T_H = 9550 \frac{19,0}{700} = 259,2 \text{ Нм}, \quad (4.13)$$

$\Psi = 2$  – кратність середнього пускового моменту (табл. VI. 2.5.

[1])

Час пуску знаходиться в межах допустимих для кранових візків (5...6с).

#### 4.6 Вибір гальм

Гальмівний момент на валах двох двигунів при русі під уклон:

$$M_T^\Sigma = (W_y + W_{\text{тp}}^{msn}) \frac{D_k \eta}{2U} + \frac{n_{\text{дв}}}{9,55 t_T} \left[ 2 \cdot 1,2(I_p + I_M) + \frac{(Q + mT) D_k^2 \eta}{4U^2} \right],$$

$$M_T^\Sigma = (2050 - 6000) \frac{0,71 \cdot 0,85}{2 \cdot 20,5} + \frac{700}{9,55 \cdot 3,5} \cdot \left[ 2 \cdot 1,2(2 + 4,8) + \frac{(20000 + 89130) 0,71^2 \cdot 0,85}{4 \cdot 20,5^2} \right] = 841,5 \text{ Нм.} \quad (4.14)$$

Знаходимо гальмівний момент одного гальма:

$$M_T = \frac{M_T^\Sigma}{2} = \frac{841,5}{2} = 420,7 \text{ Нм,} \quad (4.15)$$

$$M_{\text{тp}}^{\text{min}} = \frac{W_{\text{тp}}}{K_p} = \frac{15,0}{2,5} = 6 \text{ кН.} \quad (4.16)$$

Вибираємо гальма ТКП – 400 з моментом  $M_T = 530 \text{ Нм}$  при ПВ100% (табл.V.2.22.[1]).

#### 4.7 Перевірка запасу зчеплення коліс з рейкою

Коефіцієнт запасу зчеплення:

$$K_{\text{сч}} = \frac{\varphi}{\left[ \frac{v}{9,81 t_n} + (2\mu + f d_n) \frac{k_p}{D_k} \right] \frac{n_k}{n_{\text{нр}}} \frac{f d_n'}{D_k}} \quad (4.17)$$

$$K_{\text{сч}} = \frac{0,2}{\left[ \frac{1,25}{9,81 \cdot 5,8} + (2 \cdot 0,8 + 0,015 \cdot 170) \frac{2,5}{710} \right] \frac{4}{2} - \frac{0,015 \cdot 170}{700}} = 2,01 > [K_{\text{сч}}].$$

де  $[K_{сч}] = 1,05$  – допустимий коефіцієнт зчеплення для кранів що працюють без вітрового навантаження;

$\varphi = 0,2$  – коефіцієнт зчеплення ходових коліс з рейкою;

$n_k$  – загальна кількість коліс;

$n_{np}$  – кількість приводних коліс.

Прийнята схема забезпечує достатнє зчеплення коліс з рельсом.

#### 4.8 Вибір муфти

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

$$T_M = T_H \cdot k_1 \cdot k_2 \leq T_M^{\max}, \quad (4.18)$$

де  $k_1$  - коефіцієнт відповідальності механізму;

$k_2$  - коефіцієнт режиму роботи.

$$T_M = 260 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 437 \text{ Нм.}$$

Обираємо муфту втулково – пальцеву з гальмівним шківом МУВП №4. Головним параметром є максимальний обертовий момент який передає муфта, але при обраних нами гальмах  $D_T = 400$ . Тому ми вибираємо муфту з наступними розмірами та перевіряємо її на максимальний обертовий момент[8].

Муфта пружна втулково-пальцева з гальмівним шківом МУВП-10

Найбільший передаваний момент - 2000 Нм;

Діаметр шківа під гальма – 400 мм;

$$T_M \leq T_M^{\max}, \quad (4.19)$$

Отримане значення задовільняє умові.

А також МЗ №5 так як момент на тихохідному валу (див. пункт 4.4.) [9].

Найбільший передаваний момент на тихохідному валу - 4249 Нм.

Найбільший передаваний момент муфти - 6300 Нм.

## 5. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

Дані для розрахунку:

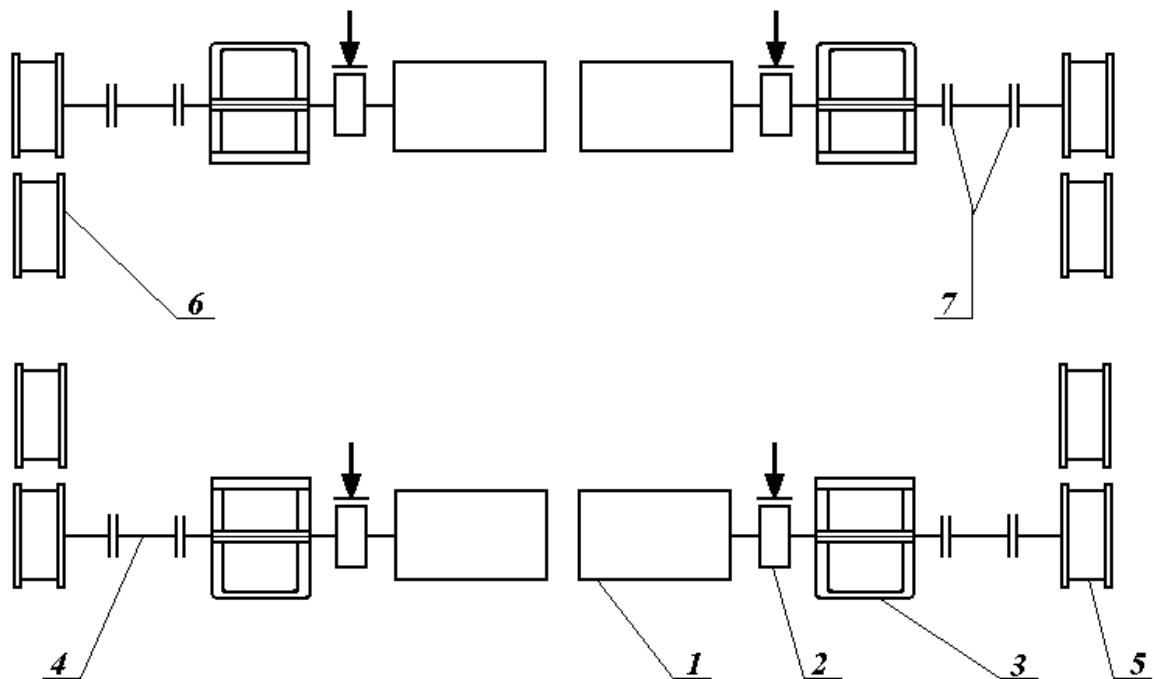
Маса крана . . . . .  $m_{кр}=210600$  кг

Маса візка . . . . .  $m_{Т}=89130$  кг

Вантажопідйомність . . . . .  $Q=20000$  кг

Швидкість пересування . . . . .  $V=2$  м/с

Класифікаційна група режиму роботи механізму М8

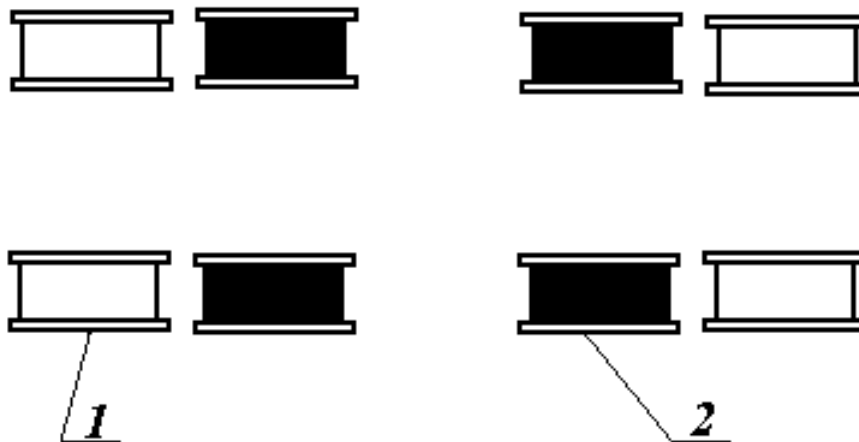


1 – двигун; 2 – гальма; 3 – редуктор; 4 – трансмісійний вал; 5 –  
приводне колесо; 6 – холесте колесо; 7 – компенсаційна зубчата муфта

Рисунок 5.1 – Схема механізму пересування крана

## 5.1 Вибір ходових коліс

Кран опирається на вісім ходових коліс, з яких чотири приводних. Для визначення максимального тиску на ходове колесо, розглянемо найгірше положення візка біля однієї з опор (рис.5.3).



**1 - холості колеса**

**2 - приводні колеса**

Рисунок 5.2 – Схема розташування приводних коліс

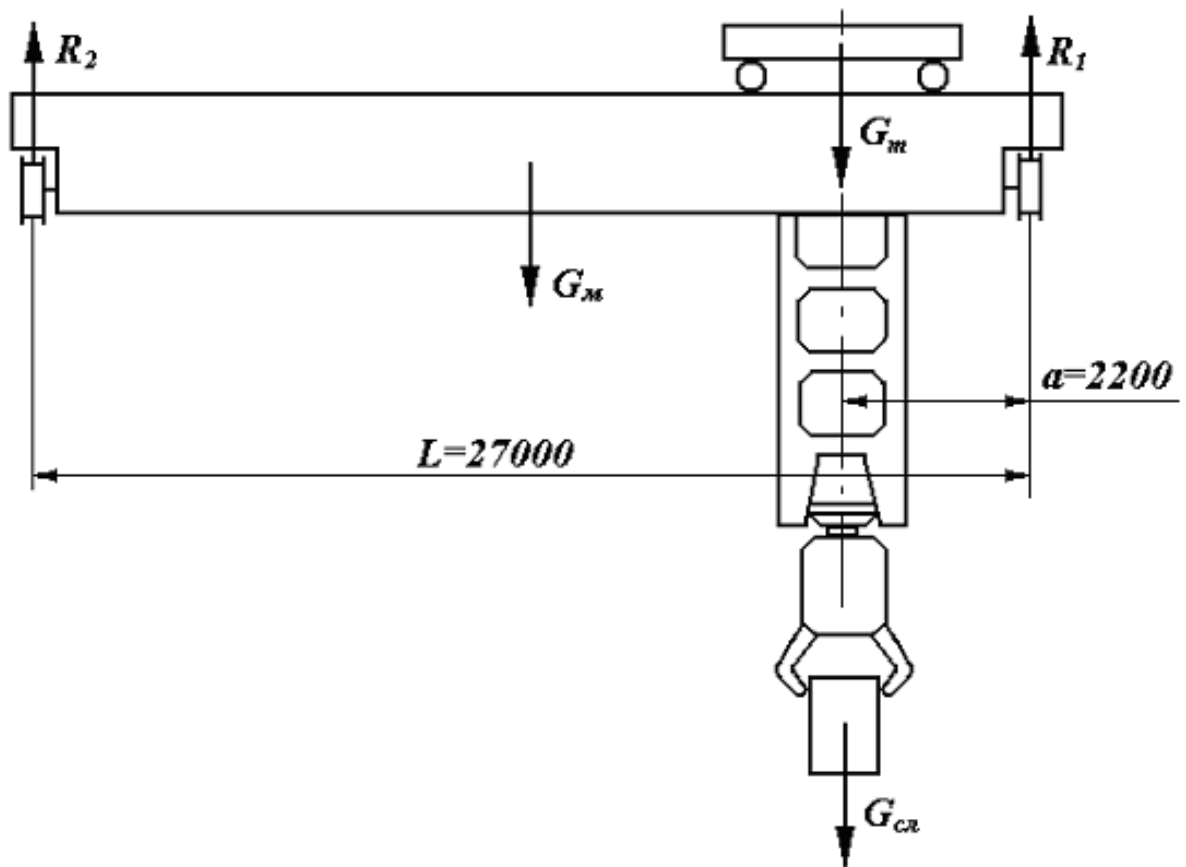


Рисунок 5.3 – Схема колодезного крана

Максимальний тиск на колесо, Н

$$R = \left[ \frac{G_k}{8} + (Q + G_B) \frac{L - l_{min}}{4L} \right] 10^4, \quad (5.1)$$

$$R = \left[ \frac{126,1}{8} + (89,13 + 20) \frac{27 - 2,2}{4 \cdot 27} \right] 10^4 = 408,2 \text{ кН},$$

де  $G_k$  – маса моста крана, враховуючи вагу приводів та електрообладнання;

$L$  – проліт крана, м;

$Q$  – номінальна вантажопідйомність, т;

$G_B$  – маса колони, т.

Вибираємо ходове колесо діаметром  $D_k = 800$  мм з максимальним допустимим тиском 437 кН при Вт режимі роботи та рейки КР120. Прийняте у німецькому крані колесо  $D_k = 700$  мм при рейки КР100 являється недостатнім за вітчизняними нормами проектування.

## 5.2 Визначення опору пересування крана

Статичний опір пересування:

$$W_c = W_{\text{тр}} + W_y = 14,15 + 2,26 = 16,41 \text{ кН}, \quad (5.2)$$

де  $W_{\text{тр}}$  – опір від тертя в ходових частинах коліс, кН;

$$W_{\text{тр}} = (G_k + Q) \frac{2\mu + f d_n}{D_k} K_p, \quad (5.3)$$

$$W_{\text{тр}} = (2066 + 196,2) \frac{2 \cdot 1 + 0,015 \cdot 170}{800} 1,1 = 14,15 \text{ кН},$$

де  $G_k$  – вага крана;

$$G_k = m_k g = 20 \cdot 9,81 = 2066 \text{ кН}, \quad (5.4)$$

$Q_B$  – вантажопідйомність;

$$Q_B = Q g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ кН}, \quad (5.5)$$

$\mu = 1$  – коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці (табл.VI. 3.2. [1]);

$f = 0,015$  – коефіцієнт тертя підшипників кочення;

$d_n = 170\text{мм}$  – діаметр вала колеса у місці посадки підшипника;

$K_p = 1,1$  – коефіцієнт реборд для опорних кранів з роздільним приводом (табл. VI. 3.3. [1]);

$W_y$  – опір від уклону підкранового шляху, кН;

$$W_y = (G_k + Q)\alpha = (2066 + 196,2)0,001 = 2,26 \text{ кН}, \quad (5.6)$$

$\alpha = 0,001$  – розрахунковий ухил підкранового шляху. [1]

### 5.3 Вибір двигуна

Розрахунок потужності двигуна виконуємо з урахуванням сил інерції крану при розгоні так як кран швидкохідний.

Потужність двигунів:

$$P = \frac{(W_c + 1,3F_{и})V}{1000\eta_0} = \frac{(16,41 + 1,3 \cdot 57,65)2}{0,85 \cdot 2} = 107,5 \text{ кВт}, \quad (5.7)$$

де  $F_{и}$  – сила інерції мас крану і вантажу:

$$F_{и} = (m_k + Q) \frac{V}{t_p} = (210,6 + 20) \frac{2}{8} = 57,65 \text{ кН}, \quad (5.8)$$

$$F_{и} = (m_k + Q) \frac{V}{t_p} = (210,6 + 20) \frac{2}{8} = 57,65 \text{ кН},$$

$\eta = 0,85$  – загальний ККД приводу;

$\Psi = 2$  – середня кратність пускового моменту;

$t_p$  – час розгону крана.

Потужність одного двигуна:

$$P_{\text{дв}} = \frac{N}{4} = \frac{107,5}{4} = 26,9 \text{ кВт}, \quad (5.9)$$

Вибираємо двигун Д-810 номінальною потужністю 30кВт при ПВ60% Частота обертання  $n = 750$ об/мин ; момент інерції ротора  $3,65$ кгм<sup>2</sup>[6].

#### 5.4 Вибір редуктора

Частота обертання колеса:

$$n_k = \frac{60V}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,8} = 47,7 \text{ хв}^{-1}, \quad (5.10)$$

Передаточне число редуктора:

$$U_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k} = \frac{750}{47,7} = 15,7, \quad (5.11)$$

Обертний момент на тихохідному валу редуктора при сталому русі:

$$M_T = \frac{1}{4} W_c \frac{D_k}{2} = \frac{1}{4} 16,41 \frac{0,8}{2} = 1,6 \text{ кНм}, \quad (5.12)$$

Вибираємо редуктор ВКУ – 765 з передаточним відношенням  $U_p = 16$  та обертовим моментом на валу  $4,5$ кНм при ВТ режимі роботи (табл. 79 [2]).

Обертний момент на тихохідному валу редуктора при сталому русі:

$$M_T = \frac{1}{4} W_c \frac{D_k}{2} = \frac{1}{4} 16,41 \frac{0,8}{2} = 1,6 \text{ кНм} < [M_T], \quad (5.13)$$

де  $[M_T]=4,5$ кНм.

Фактична швидкість крана:

$$V_{\phi} = \frac{\pi D_k}{60} \cdot \frac{n_{дв}}{U_p} = \frac{3,14 \cdot 0,8}{60} \cdot \frac{750}{16} = 1,96, \quad (5.14)$$

$$\Delta = \frac{V_{\phi} - V}{V_{\phi}} 100\% = \frac{1,96 - 2}{1,96} 100\% = 2\%, \quad (5.15)$$

Отримане значення задовільняє умові  $\Delta \leq 5\%$

### 5.5 Перевірка обраного двигуна

Перевірка двигуна за часом розгону

$$t_p = \frac{n_{дв} \left[ 4 \cdot 1,2 (I_p + I_M) + \frac{(Q + m_{кр}) D_k^2}{4 U^2 \eta} \right]}{9,55 \left( 4 M_{ср}^n - \frac{W_c D_k}{2 U \eta} \right)}, \quad (5.16)$$

$$t_p = \frac{750 \left[ 4 \cdot 1,2 (3,65 + 4,8) + \frac{(20000 + 210600) 0,8^2}{4 \cdot 16^2 \cdot 0,85} \right]}{9,55 \left( 4 \cdot 764 - \frac{16410 \cdot 0,8}{2 \cdot 16 \cdot 0,85} \right)} = 6,4 \text{ с,}$$

де  $I_p = 3,65 \text{ кгм}^2$  – момент інерції ротора двигуна;

$I_M = 4,8 \text{ кгм}^2$  – момент інерції муфти з гальмівним шківом  $\text{Ø}400\text{мм}$ ;

$M_{ср}^n$  – середній момент двигуна при пуску, Нм.

$$M_{ср}^n = \Psi M_H = 2 \cdot 382 = 764 \text{ Нм}, \quad (5.17)$$

де  $M_H$  – номінальний момент двигуна, Нм.

$$M_H = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \frac{30}{750} = 382 \text{ Нм}, \quad (5.18)$$

$\Psi = 2$  – кратність середнього пускового моменту (табл. VI. 2.5.  
[7])

Час пуску не перевищує встановлених 8...10с для кранів.

Перевірка по середньому прискоренню при запуску двигуна

Середнє прискорення при пуску:

$$a_{cp} = \frac{V}{t_p} = \frac{2}{6,4} = 0,3 \text{ м/с} \leq [a_{cp}] = 0,3 \text{ м/с}^2 \quad (5.19)$$

$$a_{cp} = \frac{V}{t_p} = \frac{2}{6,4} = 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}} \leq [a_{cp}] = 0,3 \text{ м/с}^2,$$

де  $[a_{cp}]$  - допустиме прискорення для кранів з жорстким підвісом вантажу (табл. VI.3.5.[1])

Перевірка за нагрівом

Умова перевірки на нагрів:

$$N_{25} \geq KN_{\text{екв}}, \quad (5.20)$$

де  $N_{25}$  – номінальна потужність двигуна при ПВ25% для Д810  $N_{25} = 85 \text{ кВт}$ ;

$K$  – коефіцієнт режиму роботи,  $K=1,5$  для ВТ режиму роботи;

$N_{\text{екв}}$  – еквівалентна потужність двигуна:

$$N_{\text{екв}} = \gamma N_{\text{ст}} = 1,58 \cdot 9,65 = 15,2 \text{ кВт}, \quad (5.21)$$

де  $\gamma$  – коефіцієнт еквівалентності, що знаходимо по співвідношенню  $t_n/t_p = 6,4/10 = 0,64$

де  $t_p$  – середній час робочої інерції.

$$t_p = \frac{L_{\text{раб}}}{V} = \frac{20}{2} = 10 \text{ с}, \quad (5.22)$$

$$L_{\text{раб}} = 20 \text{ м}; \quad \gamma = 1,58;$$

$$N_{\text{ст}}^{\Sigma} = \frac{W_c V}{1000\eta} = \frac{16410 \cdot 2}{1000 \cdot 0,85} = 38,6 \text{ кВт}, \quad (5.23)$$

$$N_{\text{ст}} = \frac{N_{\text{ст}}^{\Sigma}}{4} = 9,65 \text{ кВт},$$

$$N_{25} = 85 \text{ кВт} > KN_{\text{екв}} = 1,5 \cdot 15,2 = 22,9 \text{ кВт}.$$

Дане значення задовільняє умові.

## 5.6 Вибір гальм

Загальний гальмівного момент усіх чотирьох гальм:

$$M_T = (W_y - W_{\text{тр}}^{\text{min}}) \frac{D_k \eta}{2U} + \frac{n_{\text{дв}}}{9,55 t_T} \left[ 4 \cdot 1,2 (I_p + I_M) + \frac{(Q + m_k) D^2 k \eta}{4U^2} \right], \quad (5.24)$$

$$M_T = (2260 - 12860) \frac{0,8 \cdot 0,85}{2 \cdot 16} + \frac{750}{9,55 \cdot 6} \cdot \left[ 4 \cdot 1,2 (3,65 + 4,8) + \frac{(20000 + 210600) 0,8^2 \cdot 0,85}{4 \cdot 16^2} \right] = 1909,1 \text{ Нм},$$

$$M_T = \frac{M_T^{\Sigma}}{4} = \frac{1909,1}{4} = 477,3 \text{ Нм}, \quad (5.25)$$

$$\text{де } W_{\text{тр}}^{\text{min}} = \frac{W_{\text{тр}}}{K_p} = \frac{14150}{1,1} = 12860 \text{ Н},$$

$t_T = 6\text{с}$  – час гальмування.

Вибираємо гальма ТКП – 400 з  $M_T = 530 \text{ Нм}$  при ПВ100% (табл.V.2.22. [7]). Гальма регулюємо на  $M_T = 478 \text{ Нм}$ .

## 5.7 Перевірка запасу зчеплення коліс з рейкою

Запас зчеплення:

$$K_{\text{сц}} = \frac{\varphi}{\left[ \frac{v}{9,81 t_T} + (2\mu + f d_n) \frac{K_p}{D_k} \right] \frac{n_k - f d_n'}{n_{\text{пр}} D_k}} \quad (5.26)$$

$$K_{\text{сц}} = \frac{0,2}{\left[ \frac{1}{9,81 \cdot 6} + (2 \cdot 1,0 + 0,015 \cdot 170) \frac{1,1}{800} \right] \frac{8}{4} - \frac{0,015 \cdot 170}{800}} = 1,27 > [K_{\text{сч}}] \\ = 1,05;$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення ходових коліс крана з рельсом. Для кранів працюючих в закритому приміщенні  $\varphi = 2$

$t_T$  – час гальмування;

$n_k = 8$  – кількість коліс крана;

$n_{пр} = 4$  – кількість приводних коліс;

$[K_{сч}] = 1,05$  – для кранів працюючих без вітрового навантаження.

### 5.8 Вибір муфти

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

$$T_M = T_H \cdot k_1 \cdot k_2 \leq T_M^{\max}, \quad (5.27)$$

де  $k_1$  - коефіцієнт відповідальності механізму

$k_2$  - коефіцієнт режиму роботи

$$T_M = 382 \cdot 1,2 \cdot 1,4 = 642 \text{ Нм.}$$

Обираємо муфту втулково – пальцеву з гальмівним шківом МУВП №4. Головним параметром є максимальний обертовий момент який передає муфта, але при обраних нами гальмах  $D_T = 400$ . Тому ми вибираємо муфту з слідуєчими розмірами та перевіряємо її на максимальний обертовий момент [8].

Муфта пружна втулочно-пальцева з гальмівним шківом МУВП-10

Найбільший передаваний момент - 2000 Нм;

Діаметр шківів під гальма – 400 мм;

$$T_M \leq T_M^{\max}. \quad (5.28)$$

Отримане значення задовільняє умові.

А також МЗ №2 [9] так як момент на тихохідному валу (див. пункт 5.4.)

Найбільший передаваний момент на тихохідному валу - 1600 Нм

Найбільший передаваний момент муфти - 1600 Нм.

## ВИСНОВКИ

У дипломній роботі було розраховано приводи колодязного крану, та розрахунки щодо можливого варіанту його модернізації.

Колодязний кран складається з наступних основних вузлів: металоконструкції моста, механізму пересування крана, і головного візка. Головний візок спирається ходовими колесами на рейки, по яких переміщується уздовж головних балок моста. Основним вантажозахватним органом колодязного крана є кліщі, за допомогою яких захоплюються і подаються злитки.

Проектний кран працює в дуже важкому режимі по перевантаженню злитків на металургійному підприємстві. Кран виготовлений у Німеччині. Проведені розрахунки вказують на можливість заміни закордонних приводів на більш дешеві на ремонтпригодні вітчизняні аналоги. Економічна доцільність зумовлена відсутністю запасних частин для заміни старих компонентів.

Для обладнання механізму підйому крана обрано електродвигун Д-818 потужністю 75 кВт, редуктор М04-54750 з передаточним відношенням 40 та гальмо ТКП-600. Механізм замикання кліщів електродвигун Д-816 потужністю 85 кВт, редуктор Ц2-750 з передаточним відношенням 25, гальмо ТКП-600. Механізм обертання кліщів електродвигун Д-806 потужністю 14 кВт, черв'ячний редуктор з передаточним відношенням 29 та гальмо ТКП-400. Механізм пересування візка електродвигун Д-808 потужністю 19 кВт, редуктор ВКУ-765 з передаточним відношенням 20,5, та гальмо ТКП-400.

Для зм'якшення ударів при наїзді візка на упори в крайніх положеннях, на рамі візка встановлені два пружинних буфери

двосторонньої дії, пружини яких попередньо стиснуті. На шахті передбачені ролики, що убезпечують від сходження візка з рейок.

Для виконання допоміжних підйомно-транспортних операцій по ремонту устаткування і прибиранню робочої площадки використовують механізм підйому спеціальні гакоподібні виступи на рамі кліщів, за які можна підвішувати вантаж масою до 50 т.

Також під час виконання дипломного проекту були розроблені робочі креслення з розміщення, компануванню нових приводів на рамі візка, з реконструкцією та підсиленням рами візка.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Колісник М.П., Шевченко А.Ф., Ракша С.В., Мелашич В.В. Розрахунки будівельних стрілових кранів.– Дніпропетровськ: Пороги, 2014. – 816 с.
2. Хмара Л.А., Колісник М.П., Голубенко О.І. Крани будівельні. Конструкції та експлуатація. – К.: «Техніка», 2001. – 294 с.
3. CraneSource Crane components : Drawings and Specification Book. – Muskegon, Michigan, USA, 2007. – 56 P.
4. ДСТУ 3008:2015 Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання.
5. Журнал Підйомні споруди. Спеціальна техніка Lifting equipment and Special devices Magazine. Інтернет-ресурс: <https://pro-ptm.blogspot.com/>
6. Розрахунок механізмів карнів мостового типу: Навчальний посібник / С.В. Ракша, В.В. Мелашич, М.П. Колісник. – Дніпропетровськ: Пороги, 2006. – 147 с.
7. Румянцев Б.П., Бурко Я.В., Зеленко О.В. Довідник конструктора вантажопідіймальних машин. Навчальний посібник. Луганськ. Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2002. – 250 с.