МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний
(повне найменування інституту, факультету)
Деталі машин та ПТМ
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)
Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему Аналіз технологічних можливостей крана мостового підвісного Q=25 т

Виконав: студент(ка) 2 курсу, групи М-313м

Спеціальності 133 Галузеве машинобуд.
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Підйомно-транспортні машини та меліорат.
Шутов Кирило Русланович
(прізвище та ініціали)
Керівник Мартовицький І. М.
(прізвище та ініціали)
Рецензент Сидоренко М. В
(прізвище та ініціали)

20 24

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

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталі машин та ТіТеМ
Ступінь вищої освіти Магістр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомно транспортні машини та механізми
(назва освітньої програми (спеціалізації)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
«26» 11 2024 року

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

Шутов Кирило Геннадійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Аналіз технологічних можливостей крана мостового підвісного Q=25т

керівник проєкту (роботи) Мартовицький І.М. к.т.н. доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання),
затверджені наказом закладу вищої освіти від «11» жовтня 2024 року №404
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 26.11.24
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Кран мостовий підвісний спеціальний вантажопідйомністю 25т

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Розрахунок механізму підйому. 2. Розрахунок механізму переміщення візка. 3 Розрахунок механізму переміщення крана. 4. Основні заходи з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Загальний вигляд мостового крану Q=25т; 2 Візок вантажний мостового крану Q=25т; 3 Гакова підвіска вантажопідйомністю 32т; 4. Підвіска приводна механізма переміщення крана; 5 Підвіска холостого ходу механізму переміщення крану

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартавицький М.М.		
2	Мартовицький І.М.		
3	Мартовицький І.М.		
4	Мартовицький І.М.		

7. Дата видачі завдання «2» 10 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок механізму підйому		
2	Розрахунок механізму переміщення візка		
3	Розрахунок механізму переміщення крана		
4	Основні заходи з охорони праці		

Студент _____ (підпис) Шутов Я.І. (прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи) _____ (підпис) _____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: с; рисунків, таблиць, 12 джерел технічної літератури.

Об’єкт дослідження - кран мостовий спеціальний підвісний вантажопідйомністю 25 т., обладнаний механізмами підйому і переміщення.

Мета проекту – розробка концепції, структури та дослідження мостового підвісного крана спеціального призначення. Зробити висновок про можливість застосування даного крану на виробництві.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний, з використанням програми Microsoft Office та Autocad 2022.

У роботі було проведено дослідження мостового крану з підвісним візком. Були розраховані геометричні параметри крану, проаналізована несуча здатність конструкції Були змодельовані та досліджені зони обслуговування крану для двох режимів його роботи.

Під час виконання роботи було розроблено конструкцію візка з оригінальни механізмом пересування – підвісний візок для екномії місця та розміщення мостового крану в малих приміщеннях.

У пояснювальній записці диплома розглядаються методи визначення основних параметрів крана. Наведена методика розрахунку дає змогу, залежно від режиму роботи крана, вибрати оптимальні технологічні параметри обладнання, заходи щодо пом'якшення несприятливих екологічних наслідків, а також вимоги безпеки до модернізованої техніки.

Ключові слова: РЕДУКТОР, ДВИГУН, ГАЛЬМО, ШВИДКІСТЬ, СИЛА, ПРИСКОРЕННЯ.

ЗМІСТ

Завдання……...2
Реферат…….4
Перелік умовних позначень……7
Вступ……9
1. Розрахунок механізму підйому……14
1.1. Вибір схеми поліспаста та його розрахунок……14
1.2 Вибір каната……16
1.3 Діаметр барабана і блоків……...17
1.4 Гакова підвіска……..…..17
1.4.1 Вибір гака, гайки й упорного підшипника…….……18
1.4.2 Траверса підвіски……..……20
1.4.3 Блок і підвіска……...……22
1.4.4 Розрахунок осі нерухомого блока……...……24
1.5 Вузол барабана…….……26
1.5.1 Вибір розмірів барабана……...……26
1.5.2 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана……...……27
1.6 Розрахунок електродвигуна механізму підйому……...……32
1.7 Вибір редуктора механізму підйому…….……35
1.8 Стопорне гальмо……..……36
1.9 Розрахунок гальма……...…38
2 Розрахунок механізму переміщення візка……..…….40
2.1 Вибір ходових коліс……41
2.2 Визначення потужності електродвигуна……..……42
2.3 Вибір редуктора механізму переміщення…….……45
3. Розрахунок механізму переміщення крана…….……49
3.1 Вибір ходових коліс……49
3.2 Визначення потужності електродвигуна……...……50

3.3 Вибір редуктора механізму переміщення…….……53
3.4 Розрахунок гальма……...…55
4. Основні заходи з охорони праці……...57
4.1 Аналіз потенційних небезпек…….…57
4.2 Заходи забезпечення техніки безпеки……...58
4.3 Заходипо забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці……...64
4.4 Заходи з пожежної безпеки……69
Висновок…….72
Перелік використаних джерел……..……75

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

У дипломному проекті прийнято такі умовні позначення :

C - коефіцієнт вибору каната (мінімальний)

Zp - номінальний фактичний коефіцієнт використання

d - мінімальний діаметр каната , мм

S - максимальний натяг каната , Н

f_o - мінімальне розривне зусилля каната, Н

d_i - діаметр барабана по середній лінії навитого каната, мм

D_2 - діаметр блоку по середній лінії навитого каната, мм

hj , h_2, h_3 - коефіцієнт вибору діаметрів

u_n - кратність поліспаста

m - число гілок поліспаста, на яких підвішений вантаж

V - швидкість підйому вантажу, м/с

Vф - фактична швидкість підйому вантажу, м/с

Fраз - розривне зусилля, Н

G - вантажопідйомність крана, т

U_p- передавальне число редуктора

U_M- передавальне число механізму

P - потужність електродвигуна, кВт

n - число обертів, $^{хв-1}$

Mc - статичний момент, Нм

ω - кутова швидкість, $^{c-1}$

η| - загальний ККД механізму

t_n - тривалість пуску приводу, хв

$M_{кр}$ - крутний момент, Н-м

$M_т$ - гальмівний момент, Н-м

D_T - мінімальний діаметр шківа, мм

k - коефіцієнт запасу міцності каната

$I_к$ - довжина каната, м

f - коефіцієнт тертя

$_{FK}$ - натяг каната, Н

α=π-2- кут обхвату барабана канатом

[$_{\delta CM}$] - допустима напруга зминання, МПа

р - крок різьби, мм

ір ,$_{IT}$,$_{IM}$ - моменти інерції мас, $^{кгс-м-с2}$

ВСТУП

Вирішальними засобами, що забезпечують подальший технічний прогрес у народному господарстві і на цій основі - новий підйом продуктивності праці, зниження собівартості та поліпшення якості продукції, є комплексна механізація та автоматизація технологічних процесів. У зв'язку з цим ще більшого значення набуває підіймально-транспортне машинобудування, що забезпечує випуск найбільш досконалих кранів та інших підіймально-транспортних машин, призначених для механізації підйому і переміщення вантажів - найбільш трудомістких виробничих процесів.

Вантажопідйомні машини в загальному випадку призначені для підйому, переміщення і подачі вантажу на потрібне місце, яке обслуговується машиною або іншим транспортним засобом. Вони обслуговують виробничі процеси в цехах заводів і на будівельних об'єктах, встановлюють і монтують промислове обладнання, виконують вантажно-розвантажувальні роботи на складах і є складовою частиною комплексної механізації виробництва. На сучасних підприємствах системи підйомних машин часто є органічно пов'язаною, невід'ємною частиною технологічного обладнання, що забезпечує нормальну безперебійну роботу виробництва [1].

Існує багато типів вантажопідйомних машин, конструкції яких залежать від виду вантажу, умов застосування і ступеня складності. Основною ознакою класифікації вантажопідйомних машин є спільність їхньої конструкції та методів їхніх розрахунків. Нині основним із засобів внутрішньоцехового транспорту є консольні поворотні крани. Останнім часом вітчизняне кранобудування досягло значних результатів у створенні досконалих консольних кранів, що відповідають дедалі зростаючим вимогам народного господарства. Зокрема було здійснено широку уніфікацію кранів

загального призначення і деяких видів спеціальних кранів, поліпшено конструкції кранів і досягнуто істотного зниження ваги мостів і візків.

Нині вантажопідйомність мостових кранів перевищує 900 тонн з довжиною прольоту 40...55 метрів.

Залежно від роду матеріалу, що транспортується, крани забезпечуються різними типами вантажозахоплювальних пристроїв: гаками, скобами, вантажними електромагнітами, кліщовими захопленнями та інші. Найчастіше зустрічаються гакові мостові крани, в яких вантажі, що транспортуються, обв'язуються ланцюгами або канатами (стропами) і підвішуються до гака крана.

Актуальність теми дослідження обумовлена необхідністю підвищення ефективності вантажопідйомних робіт у промисловості та пошуком шляхів вдосконалення мостових підвісних кранів. У зв'язку з цим, аналіз технологічних можливостей крана мостового підвісного Q=25т є важливим для оптимізації його роботи та впровадження передових рішень у галузі вантажопідйомної техніки.

Метою даної дипломної роботи є проведення комплексного аналізу технологічних можливостей мостового підвісного крана вантажопідйомністю 25 тонн (Q=25т) для підвищення ефективності його експлуатації в промислових умовах. Це включає дослідження технічних характеристик, оцінку функціональних можливостей, а також виявлення потенційних напрямків для вдосконалення в процесі роботи.

Завданнями роботи є:

1. Провести огляд конструктивних особливостей мостового підвісного крана з вантажопідйомністю 25 тонн.
2. Дослідити основні технічні характеристики крана, включаючи вантажопідйомність, робочий діапазон, швидкість пересування та інші параметри.
3. Вивчити режими роботи та технологічні можливості крана в різних виробничих умовах.

4. Проаналізувати рівень автоматизації та безпеки крана, а також вплив сучасних технологій на його експлуатаційні можливості.

5. Розглянути вплив технічного стану та експлуатаційних умов на продуктивність крана.

6. Запропонувати рекомендації щодо оптимізації роботи крана з урахуванням технічних та економічних аспектів.

7. Провести порівняння можливостей мостового підвісного крана з іншими типами кранів аналогічної вантажопідйомності.

8. Оцінити економічну ефективність застосування крана в різних виробничих процесах.

Загальний вигляд мостового крана представлено на рисунку 1. Мостовий кран складається з двох основних частин: моста 1 і візка 2 (див. рис. 1). Міст крана являє собою металеву конструкцію, що спирається на ходові колеса, які приводяться в дію механізмом пересування моста. Цей механізм встановлений безпосередньо на мосту і здійснює горизонтальне пересування крана вздовж цеху по рейках, розташованих на підкранових балках.

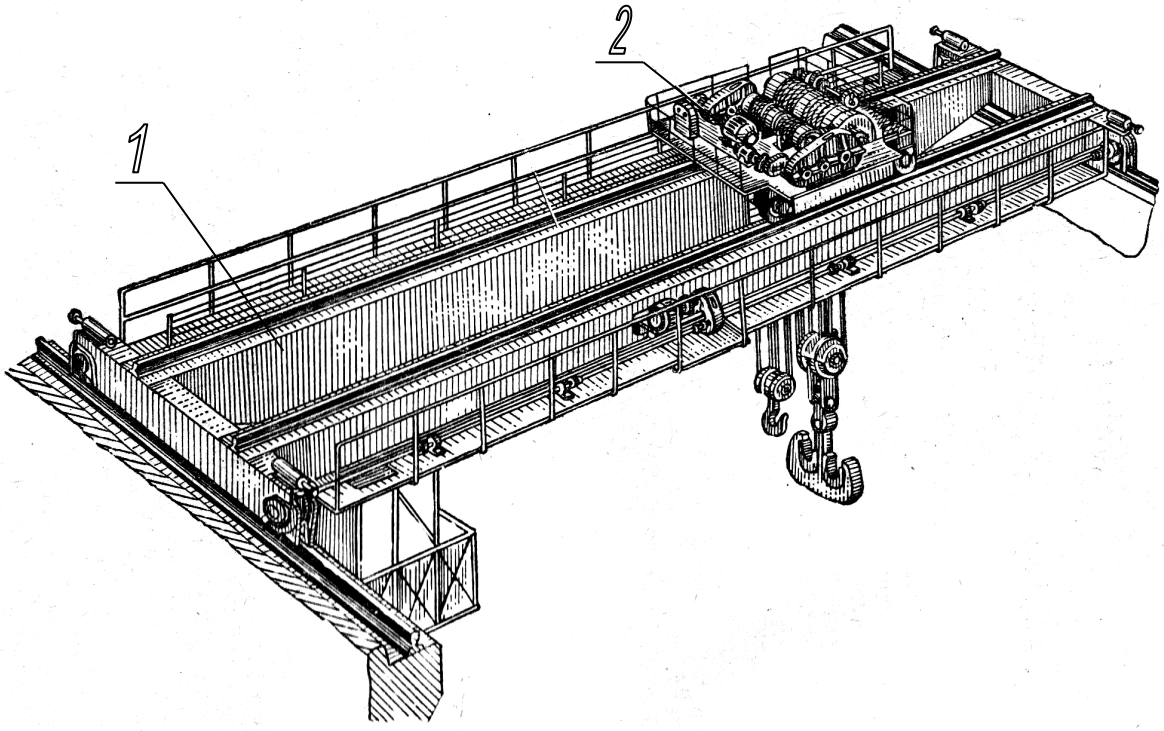


Рисунок 1. – Загальний вид крана мостового.

1. – міст; 2. –візок.

Візок крана складається з рами, що спирається на ходові колеса, а також механізмів підйому і пересування. Механізм підйому призначений для здійснення вертикального переміщення вантажів, а механізм пересування - для горизонтального його переміщення вздовж моста крана, тобто поперек цеху.

Усі три механізми мостового крана - механізм підйому, механізм переміщення візка і механізм переміщення моста - мають незалежні двигуни і приводяться в дію незалежно один від одного.

Поряд із мостовими кранами, що мають один механізм підйому, широке поширення мають також мостові крани з двома механізмами підйому. У цьому випадку на візку встановлюють три механізми: механізм головного підйому, механізм допоміжного підйому і механізм пересування.

Управління механізмами крана здійснюється найчастіше з кабіни кранівника, підвішеної до мосту крана. Іноді в окремих випадках управління

тельфером і механізмом пересування кран-балки здійснюється з підлоги, за допомогою підвісних кнопкових коробок і магнітних пускачів [2].

Механізм переміщення візка крана розташовується безпосередньо на ходовому візку крана і складається з черв'ячного редуктора, з'єднаного з електродвигуном втулково-пальцевою муфтою, і колодкового електромагнітного гальма. Вихідний вал редуктора механізму переміщення з'єднаний безпосередньо через муфту з приводними колесами візка. Під час передавання крутного моменту від двигуна через редуктор і муфти ходові колеса візка починають обертатися і тим самим завдяки силам тертя і власній масі крана відбувається переміщення крана.

Усі механізми мостового крана - механізм підйому, механізм переміщення візка і механізм переміщення крана - мають незалежні двигуни і приводяться в дію незалежно один від одного.

Управління механізмами крана здійснюється як з підлоги, так і за допомогою підвісних кнопкових коробок і магнітних пускачів [2].

Темою даного дипломного проєкту є модернізація і розрахунок мостового крана. Необхідними даними для виконання дипломного проекту є загальний вигляд стандартного крана мостового підвісного спеціального вантажопідйомністю 25 тс і такі технічні характеристики:

- вантажопідйомність крана Q- 25.0 т;
- проліт між колонами L - 11 м;
- висота підйому H - 8.5 м;
- режим роботи ПВ - 40 % (важкий);
- швидкість підйому вантажу Vп - 0.028 м/с;
- швидкість переміщення візка Vт - 0.196 м/с;
- швидкість переміщення крана Vк - 0.2 м/с;
- маса крана - не більше 20 т.

РОЗДІЛ 1. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

1.1. Вибір схеми поліспаста та його розрахунок

Поліспастами називають систему рухомих і нерухомих блоків, що огинаються канатом або ланцюгом, яка призначена для виграшу в силі - силові поліспасти або швидкості - швидкісні поліспасти. У цьому підйомному механізмі будемо використовувати силові поліспасти з метою зниження зусилля в канаті та зниження передавального числа редуктора [1, 2].

Згідно із завданням на проектування, розрахунковою схемою мостового крана (див. мал. 3), поздовжнє виконання талі визначає вибір до розрахунку одинарного поліспаста. Використання такого типу поліспаста за заданих технічних характеристик проєктованого крана (вантажопідйомність крана Q = 25 т; проліт L = 11 м; висота підйому H = 8,5 м; режим роботи ПВ = 40 % (важкий); швидкість підйому вантажу Vп = 0,028 м/с) може призвести до поломок останнього завдяки тому, що разом із підйомом вантаж переміщається також горизонталлю, унаслідок чого змінюються величини реакції опор та утруднюється точність установлення.

Виходячи з технічних характеристик на проєктування крана, до розрахунку приймаємо здвоєний поліспаст, який забезпечує строго вертикальний підйом вантажу, а також забезпечує рівний розподіл реакцій опор у блоках і барабані. Здвоєний поліспаст складається з двох одинарних поліспастів із зрівняльним блоком. На барабан (з правим і лівим різьбленням) навивається одночасно дві гілки каната поліспаста. При цьому вирівнювальний блок під час підйому (опускання) вантажу не обертається і слугує для зрівняння довжин правої та лівої гілки каната поліспаста в разі нерівномірного витягування.

Загальну схему запасовки поліспаста, прийняту до розрахунку, представлено на малюнку 1.1 [3].

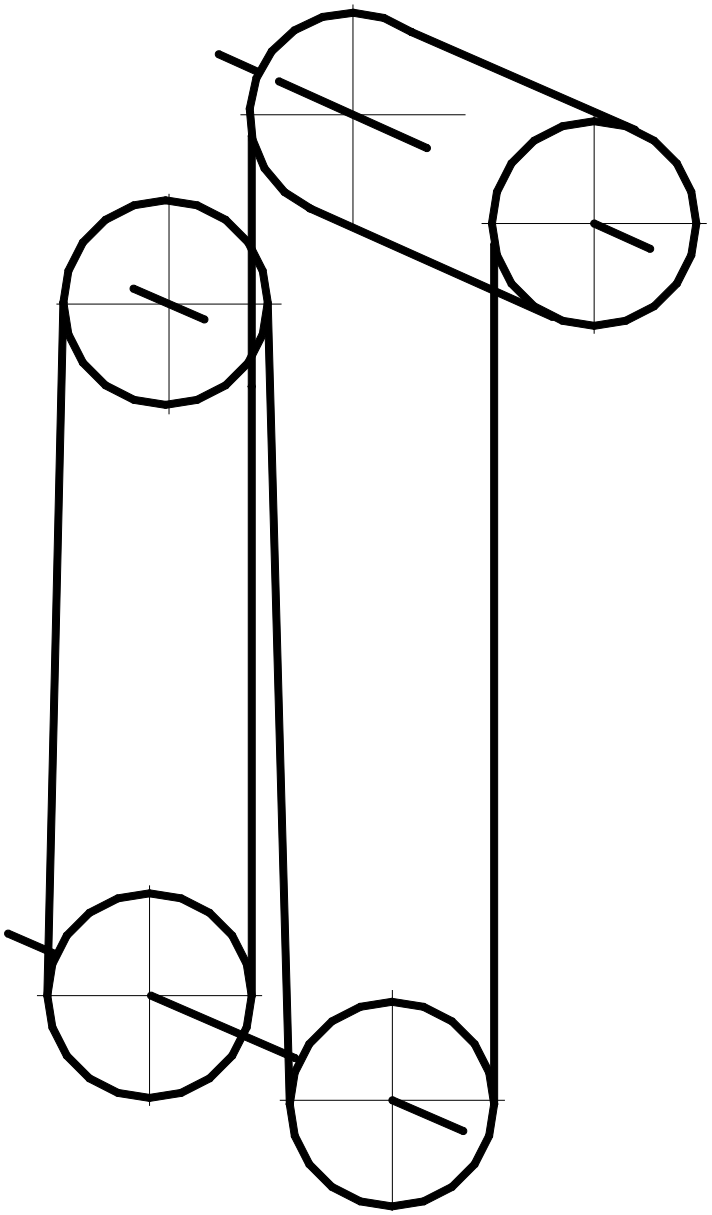


Рисунок 1.1 - Схема запасовки поліспаста, прийнята до розрахунку.

Насамперед під час розрахунку механізму підйому вантажу визначимо максимальний натяг каната в поліспасті за формулою [1]

$$S\max = \frac{10^4 \cdot Q\max}{a \cdot U_n \cdot \eta_n} \quad (1.1)$$

де, Qmax - номінальна вага вантажу і гакової підвіски, що визначається як

$$Qmax = Q + Gп = Q + (0.02...0.025) - Q \quad (1.2)$$

Q = 25 т - вантажопідйомність крана (див. завдання на проектування);

Qmax = 25 +(0.02...0.025) -25=25.5...25.625 т

Приймаємо Qmax =25.6 т

а - кількість місць закріплення каната на барабані. Згідно з даною схемою запасування, а=2;

Un - кратність поліспаста. Згідно зі схемою запасування приймаю кратність поліспаста Uп=2;

ηп - ККД здвоєного поліспаста визначимо за такою формулою [1].

$$\eta_n = \frac{1-\eta^{Un}}{Un\cdot(1-\eta)}\cdot\eta \qquad (1.3)$$

де, η = 0.98 - ККД одного блока на підшипниках кочення, тоді

$$\eta_n = \frac{1-0.98^2}{2\cdot(1-0.98)}\cdot 0.98 = 0.97$$

Підставляючи числові значення у формулу 1.1 отримаємо

$$S\max = \frac{10^4\cdot 25.6}{2\cdot 2\cdot 0.97} = 65980 \text{ Н} = 65.98 \text{ кН}$$

1.2 Вибір каната

Сталеві дротяні канати є основним типом гнучких органів, що застосовуються у вантажопідйомних машинах. Вони мають такі переваги: високу міцність, невелику погонну масу, велику гнучкість у всіх напрямках, можливість роботи на високих швидкостях, безшумність роботи, великі довговічність і надійність, внаслідок великої пружності знижують динамічні навантаження в механізмах і металоконструкціях.

Вибір каната здійснюємо за формулою, що враховує максимальний натяг каната [4].

$$Smax\text{-}Zp \le Pк \qquad (1.4)$$

де, Кк - коефіцієнт запасу міцності каната. При важкому режимі роботи Zp =7.1 [1];

Рк - розривне зусилля каната, що приймається за ГОСТ, тоді

65.980-7.1=468.458 кН ≤ 485.00 кН

Приймаємо канат подвійного скручування з лінійним дотиком дротів у пасмах типу ЛК-Р0 з одним органічним осердям за ГОСТ 7668-69 вантажного призначення, з дроту марки І, оцинкованого за групою ЖС, правого хрестового скручування, розкручуваного, з маршрувальною групою з тимчасового опору розриву 160 кгс/мм2, діаметром dк=31.0 мм з розривним зусиллям Рк=485.00 кН. Розрахунковий перетин усіх дротів 369.97 мм2 [4].

Загальне позначення каната: Канат 31-Г-І-ЖС-Р-160 ГОСТ 7668-69 [4].

1.3 Діаметр барабана і блоків

У більшості вантажопідйомних машин застосовують барабани з гвинтовими канавками для намотування каната в один шар. Призначення канавок - зменшити напругу зминання, усунути тертя між сусідніми витками, а отже, зменшити знос і підвищити довговічність каната.

Як основний матеріал для виготовлення блоків будемо використовувати литі конструкції з чавуну марки СЧ 15-32, а конструкцію барабана зі сталі Ст3 [2].

Мінімально допустимий діаметр барабана або блоків, що огинається по осі каната, визначається за формулою

$$Dmin=dk*e \qquad (1.5)$$

де, dк=31 мм - діаметр каната;

е - коефіцієнт, що залежить від типу вантажопідйомної машини і режиму роботи. Для мостового крана за важкого режиму роботи е=30 [1], тоді

Dmin=31*30=930 мм

1.4 Гакова підвіска

Вантажні гаки і петлі закріплюють у гакових блокових підвісках, підвішених на канатах поліспаста. Залежно від кількості блоків підвіски бувають одно- і багатоблочні; від способу кріплення гака - нормальні та укорочені. У нормальних підвісках гак закріплюється гайкою, а в укорочених

траверса і вісь суміщені. Короткі підвіски застосовують тільки в разі парної кількості блоків, вони більш компактні і краще використовується корисна висота підйому.

Для виконання подальших розрахунків як підвіску візьмемо укорочену гакову підвіску, розрахункову схему якої представлено на рисунку 1.2 [1].

1.4.1 Вибір гака, гайки й упорного підшипника

За вантажопідйомністю і режимом роботи вибираємо подовжений гак вантажопідйомністю 25 т з ряду вантажопідйомності за ГОСТ 6627-74 [1].

Загальний вигляд гака, а також значення його геометричних характеристик наведено на малюнку 1.3 і в таблиці 1.1 відповідно.

Висоту гайки гака приймаємо рівною 130 мм (приблизно рівною довжині різьблення на хвостовику гака). Зовнішній діаметр гайки приймаємо рівним діаметру наполегливого підшипника.

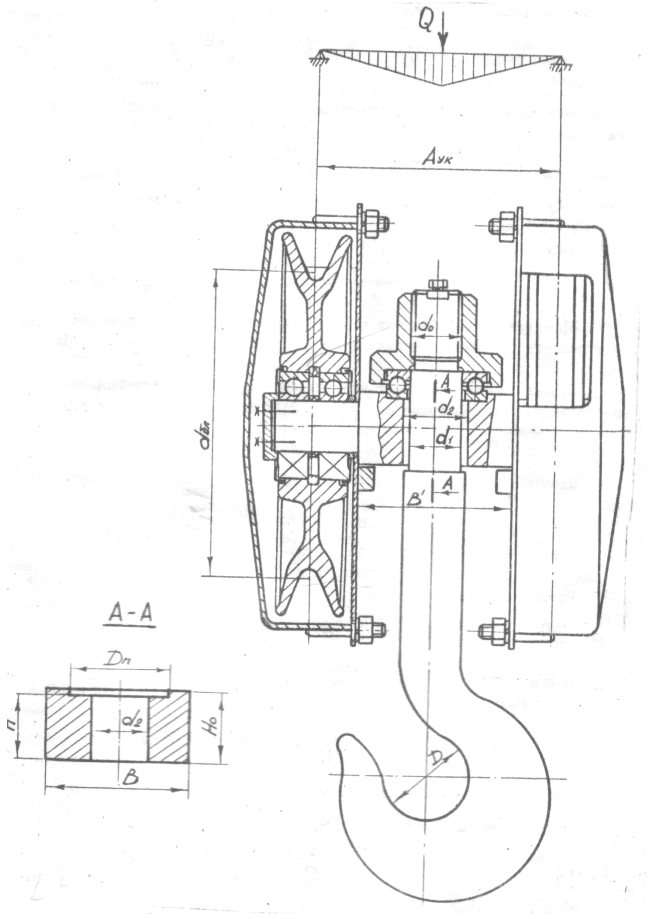


Рисунок 1.2 - Схема до розрахунку укороченої гакової підвіски [1]..

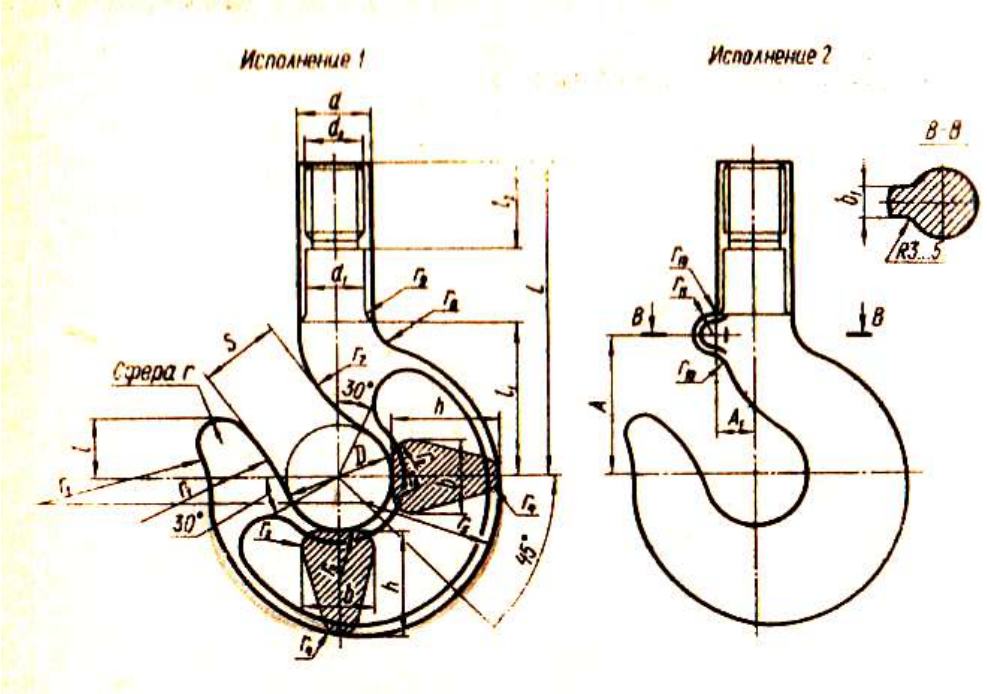


Рисунок 1.3 - Загальний вигляд гака [1].

Таблиця 1.1 - Основні геометричні характеристика гака № 22 вантажопідйомністю 32 т за ГОСТ 6627-74 [1].

Вантажопідйомніс	Розміри, мм																					
	D	S	d	d1	d2	b	b1	L		l не менше	l1	l2	h	R	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8	Маса, кг
								Тип А	Тип Б														
	210	160	135	120	Трап10*	130		675	960	100	280	140	205	35	230	25	120	25	270	150	2100	60	130

Підбір підшипника здійснюємо за діаметром шийки гака $_{d1}$=120 мм (див. таблицю 1.1) і статичним навантаженням.

Згідно з ГОСТ 6874-75 обираємо упорний кульковий однорядний підшипник середньої серії діаметрів 2, серії висот 0, № 8324, загальний

вигляд якого та геометричні характеристики наведені на рисунку 1.4 і в таблиці 1.2 відповідно [5].

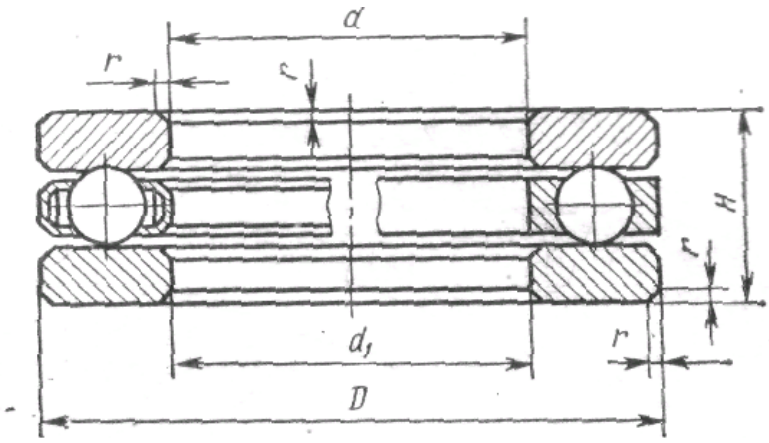


Рисунок 1.4 - Загальний вигляд упорного кулькового однорядного підшипника.

Таблиця 1.2 - Геометричні характеристики упорного кулькового підшипника №8324 згідно з ГОСТ 6874-75 [5].

d	d_1	D	H	r	Ca, кгс	Coa, кгс	N, об/хв		кульки		Маса, кг
							п	Ж	Dt	Z	
120	120.2	210	70	3.5	27600	82900	800	1000	35.72	13	10.9

1.4.2 Траверса підвіски

Як матеріал для виготовлення траверси підвіски будемо використовувати сталь 40, механічні характеристики якої наведено в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Механічні характеристики сталі 40 [6].

ГОСТ	Стан поставки	$\sigma_в$	$\sigma_т$	σ_{-1}	δ, %
		Мпа			
19282-73	Листи та смуги	≥580	≥410	≥230	19

Ширину траверси визначаємо з умови встановлення упорного шарикопідшипника №8324 за такою формулою

B=D+(10...20)=210+(10...20) = 220...230 мм. Приймаємо B=220 мм.

де, D=210 мм - зовнішній діаметр підшипника (див. таблицю 1.2).

Визначимо діаметр отвору в траверсі для проходу шийки гака

$d_2 = d_1 + (2...5) = 120 + (2...5) = 122...125$ мм. Приймемо $d_2 = 123$ мм.

де, $d_1 = 120$ мм - діаметр шийки гака.

Знайдемо величину згинального моменту в середньому перерізі траверси, Н-мм

$$M = \frac{Q_{MAX} \cdot A_{УК}}{4} \quad (1.6)$$

де, Аук- розмір укороченої гакової підвіски, мм

$$Аук = 1.2 \cdot B + \delta + 2 \cdot \delta_1 \quad (1.7)$$

де, δ=8...15 мм - товщина сережки. Приймемо δ=15 мм;

δ1=3...5 мм - товщина кожуха. Приймемо δ1=5 мм, тоді

Аук=1.4-120+15+2-5=333 мм.

Приймаємо Аук=335 мм.

21.44-106 Н-мм

Допустиму напругу вигину при пульсуючому циклі траверси можна знайти за формулою [5]

$$[\sigma] = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1}}{k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} \quad (1.8)$$

де К2 - коефіцієнт, що враховує вплив внутрішніх дефектів металу на втомні характеристики. Під час розрахунку на міцність коефіцієнт приймають таким, що дорівнює К2=1.1 для прокату і поковок [1];

К3 - коефіцієнт, що залежить від ступеня відповідальності механізму, і приймається для гакових кранів і візків з машинним приводом для важкого режиму роботи конструкції К3 =1.3 [1];

К4 - коефіцієнт, що залежить від режиму роботи механізму, який враховує характер і частоту докладання навантаження, а також сили інерції, що виникають у процесі пуску і гальмування механізмів. Для цього важкого режиму роботи К4=1.2 [1], тоді

$$[\sigma] = \frac{1.4 \cdot 230}{1.1 \cdot 1.3 \cdot 1.2} = 187.646 \text{ МПа}$$

Знайдемо мінімальну висоту траверси

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M}{(B - d2) \cdot [\sigma]}} = H = \sqrt{\frac{6 \cdot 21.44 \cdot 10^6}{(220 - 123) \cdot 187.646}} = 84.06 \text{ мм} \quad (1.9)$$

Приймаємо Н=85 мм, Но=90 мм.

1.4.3 Блок і підвіска

Матеріал блок осі - сталь 40.

Мінімальний діаметр цапфи траверси обчислюють за напругою вигину, мм

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot Mц}{[\sigma]_Ц}} \quad (1.10)$$

де, Mu - згинальний момент у середньому перерізі, Н-мм

$$M_Ц = \frac{A_{УК} - 1.4 \cdot B}{2} \cdot \frac{Q_{MAX}}{2} \cdot 10^4 \quad (1.11)$$

$$M_Ö = \frac{335 - 1.4 \cdot 220}{2} \cdot \frac{25.6}{2} \cdot 10^4 = 1728000 \text{ Н-мм} = 172800 \text{ Н-см}$$

де

$$[\sigma]_Ц = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1}}{k_2 \cdot k_3 \cdot k_5}$$

К5 =3 - коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень для місць посадки підшипників, тоді

$$[\sigma] = \frac{1.4 \cdot 230}{1.1 \cdot 1.3 \cdot 3} = 75.058 \text{ МПа}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 17280}{75.058}} = 13.2 \text{ см} = 132 \text{ мм}$$

Отриманий діаметр цапфи траверси округляємо до d4=130 мм.

Підшипники блока підвіски вибираємо за діаметром цапфи траверси d4=130 мм і динамічною вантажопідйомністю С

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{Lh \cdot 60 \cdot n}{10^6}} \quad (1.12)$$

де, Р - наведене еквівалентне навантаження на підшипник, Н

За двох підшипників у блоці, встановлених для сприйняття навантажень від можливого нахилу каната, приймаємо, що на один підшипник припадає 0.6 від загального навантаження, тоді

$$P=0.6\text{-}Qпр\text{-}Кк\text{-}Ке \qquad (1.13)$$

Кк = 1.35 - кінематичний коефіцієнт за обертового зовнішнього кільця підшипника;

Ке = 1.2 - динамічний коефіцієнт для механізму підйому;

Qпр- наведене навантаження на підшипник, Н, визначається з урахуванням прискореного графіка роботи механізму залежно від режиму роботи

$$Q_{пр}=\sqrt[3]{\frac{Q_1{}^3\cdot t_1+Q_2{}^3\cdot t_2+Q_3{}^3\cdot t_3+Q_4{}^3\cdot t_4}{t}} \qquad (1.14)$$

За важкого режиму роботи [1]:

$$Q1=Qн\ Q2=0.75\text{-}Qн\ Q3=0.195\text{-}Qн\ Q4=0.05\text{-}Qн$$

$$t1=0.2\text{ - }t\ t2=0.4\text{ - }t\ t3=0.1\text{ - }t\ t4=0.3\text{ - }t$$

тоді

$$Q_{пр}=Q_H\cdot\sqrt[3]{0.2+0.4\cdot 0.75^3+0.1\cdot 0.195^3+0.3\cdot 0.05^3}=Qн\text{-}0.718\ Н$$

Прирівняємо Qн = Smax = 468458 Н - номінальне навантаження на один із двох підшипників блока, тоді Qпр=0.718-468458=336400 Н

Р=0.6-336400-1.35-1.2=327000 Н

Lh= 5000 годин - термін служби підшипника за важкого режиму роботи механізму.

Знайдемо максимальну частоту обертання зовнішнього кільця підшипника, хв-1

$$n=\frac{60\cdot Vn\cdot(Un-1)}{\pi\cdot D_{БЛ}} \qquad (1.15)$$

де, Vn=0.028 м/с - швидкість підйому й опускання вантажу (див. завдання на проект);

Uп= 2 - кратність поліспаста, тоді

Dбл=Dmin=0.93 м - діаметр блока по осі каната.

$$n = \frac{60 \cdot 0.028 \cdot (2-1)}{3.14 \cdot 0.930} = 0.575 \text{ хв-1}$$

Підставляючи числові значення у формулу 1.13 отримаємо

$$C = 327000 \cdot \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 60 \cdot 0.575}{10^6}} = 182000 \text{ Н}$$

За прийнятим діаметром осі d=130 мм і динамічною вантажопідйомністю вибираємо радіальний однорядний кульковий підшипник за ГОСТ 8338-75 середньої серії діаметрів 3, серії ширин 0 типу 326 [5].

Схему кулькового радіального однорядного підшипника наведено на рисунку 1.5, а геометричні розміри, якого наведено в таблиці 1.4.

Рисунок 1.5 - Схема кулькового радіального однорядного радіального підшипника

Таблиця 1.4 - Основні розміри та характеристики кулькового однорядного підшипника за ГОСТ 8338-75 середньої серії діаметрів 3, серії ширин 0, типу 326 [5].

Позначеннння	Розміри, мм				Навантаження, кгс		Частота, хв^{-1}		Кульки		Маса, кг
	$d_{вп1}$	D	T	r	C	Co	п	ж	Dt	Z	M
326	130	280	58	5	18000	19800	1600	2000	44.45	8	15.2

1.4.4 Розрахунок осі нерухомого блока

Схему до розрахунку осі нерухомого (зрівняльного блока) блока наведено на рисунку 1.6 і 1.7 відповідно [1, 5]. Середній блок (див. рис.1.1) схеми запасування є зрівняльним. Обертання цього блоку відбувається тільки під час запасування каната і в процесі витягування каната під навантаженням. Блок встановлюється без підшипників, і посадковий діаметр перевіряється за допустимим тиском.

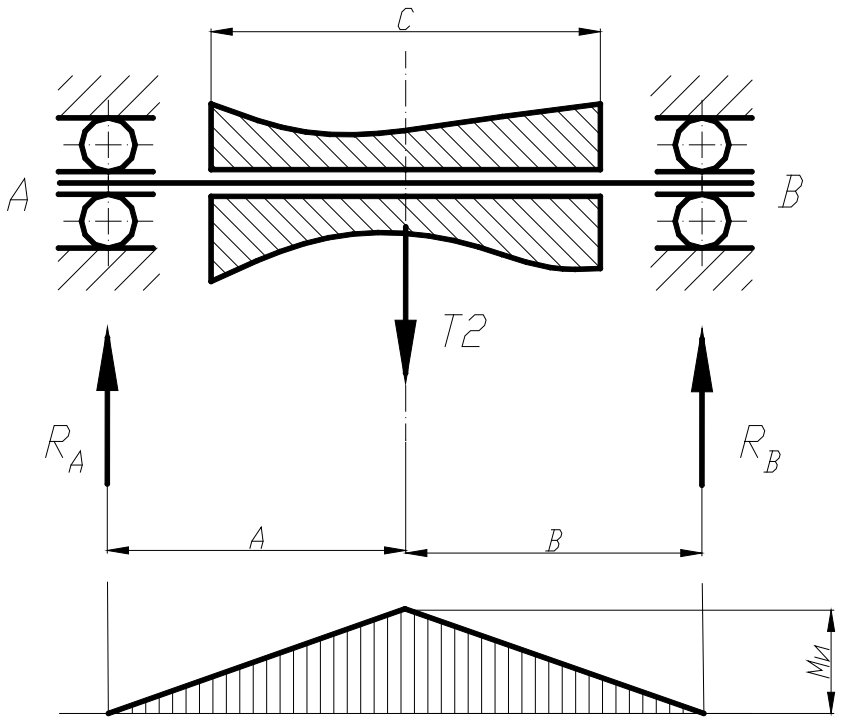


Рисунок 1.6 - Схема до розрахунку нерухомого блока.

Задамося розмірами А=В=Вбл= = 121.98 мм, тобто приблизно дорівнює ширині маточини блока. Приймемо А=В=122 мм.

Визначимо реакції опор для знаходження діаметра осі зрівняльного блока виходячи з малюнка 1.7.

ΣMA=0, ΣMB=0

-P1-A+ RB-(A+B)=0 RA=RB= 32990 Н

P1 = Smax = 65980 Н - максимально допустиме зусилля в канаті.

Тоді My =RA-A=32990-0.122=4025 Н-м

Діаметр осі зрівняльного блока визначимо за такою формулою. Як матеріал для виготовлення осі приймаємо сталь 40, у якої =98.3 МПа.

$$d_{ур} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot My}{[\sigma]_И}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 4025}{98.3}}$$ =7.42 см. Приймемо dур = 75 мм.

1.5 Вузол барабана

1.5.1 Вибір розмірів барабана

Профілі та розміри канавок на барабані визначаються з умов забезпечення довговічності та надійної роботи каната. Загальну схему до розрахунку профілю і розмірів канавок наведено на рисунку 1.8.

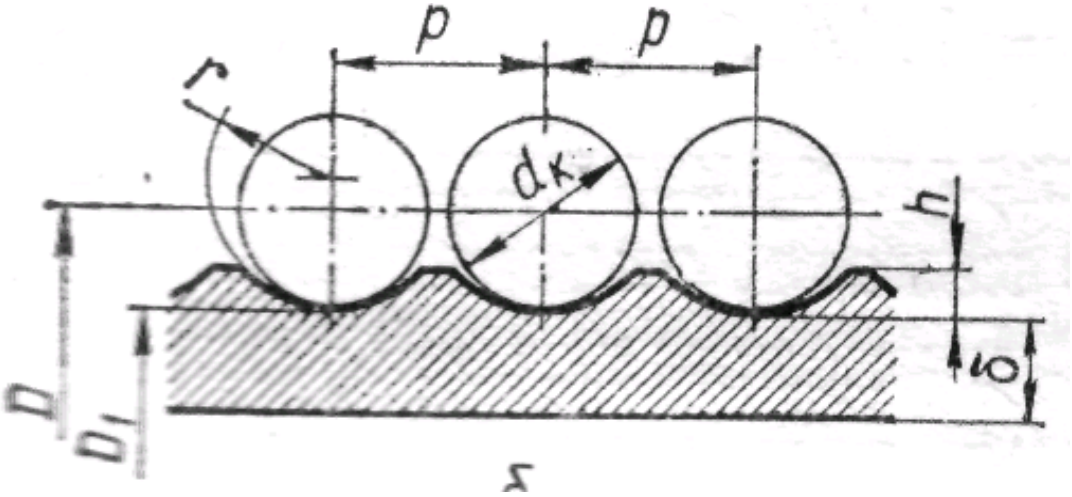


Рисунок 1.8 - Схема до розрахунку профілю і розмірів канавок на барабані.

Зробимо розрахунок основних характеристик профілю і розмірів канавок на барабані [1, 2]:

- радіус канавки: r = (0.6...0.7)-dк = 18.6...21.7 мм. Приймаємо r = 20 мм;

- крок гвинтової лінії: P=dк+(2...3)=31+(2...3)=33...34. мм. Приймаємо P=34 мм;

- глибина канавки: h=(0.25...0.4) -dк=(0.25...0.4) -31=7.75...12.4 мм. Приймаємо h=12 мм;

- довжина нарізної частини барабана, що характеризує його канатоємність

$$z = \frac{H \cdot m}{\pi \cdot D\,\min} + z_З + z_К \qquad (1.16)$$

де, m = 4 - кількість гілок каната;

H = 8.5 м - висота підйому вантажу (див. завдання на проектування);

zЗ - число запасних витків, згідно з нормами Держгіртехнагляду приймають zЗ=1.5...2. витка [2]. Приймаємо zЗ = 2 витки

zК- число витків для кріплення каната, приймаємо zк=3 витки, тоді

$$z = \frac{8.5 \cdot 4}{3.14 \cdot 0.93} + 2 + 3 = 16.643 \sim 17 \text{ витків}$$

- довжина барабана: Lб=2-z-P+ lС =2-17-34+30= 1186 мм. Приймемо Lб=1190 мм.

де, lС - довжина середньої (не нарізної частини барабана). Приймаємо конструктивно lС = 30 мм;

- товщина стінки барабана: δб=1.2-dк=+1.2-11=37.2 мм;

Для оцінки міцності стінки барабана визначаємо тільки напруження стиснення. У разі Lб>3-DБ, крім стиснення, необхідно враховувати вигин і кручення

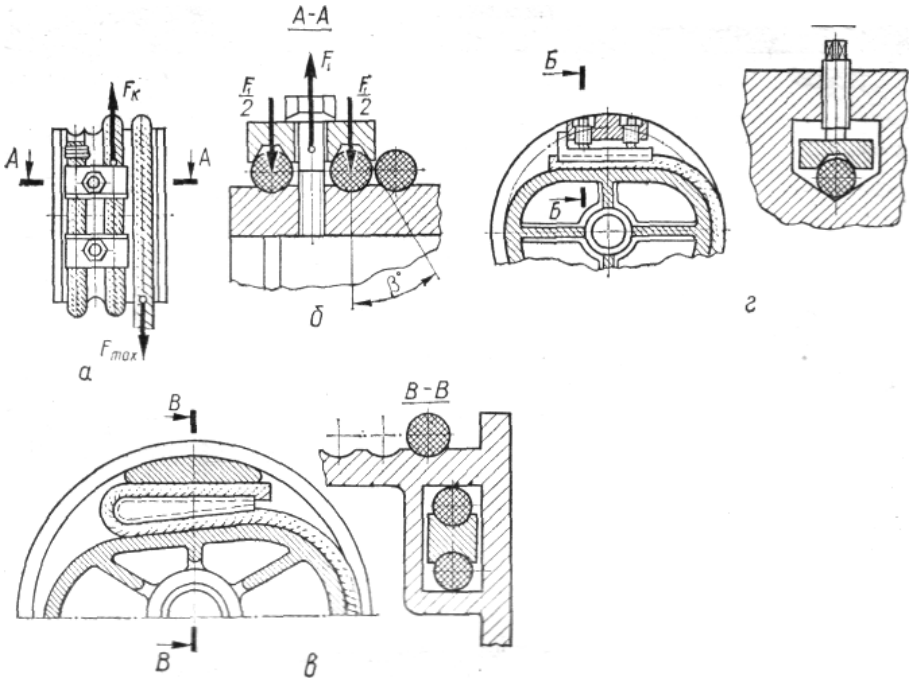
= 52.166 МПа < 160 МПа = [σ]СЖ (1.17)

Барабан виготовляємо зі сталі марки Ст3, у якої [σ]СЖ =160 МПа

Умова міцності 1.17 виконується.

1.5.2 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Вузол кріплення каната на барабані є одним із найвідповідальніших вузлів, і до нього висуваються високі вимоги надійності, простоти конструкції, відсутності гострих перегинів, зручності огляду і легкості заміни каната [1,2].



а. - кріплення за допомогою зовнішніх планок; б. - кріплення за допомогою внутрішньої притискної планки; в. - кріплення за допомогою клина.

Рисунок 1.9 - Способи кріплення каната до барабана [1, 2].

За нормами Держгіртехнагляду планок має бути не менше двох або однієї з двома болтами [2].

Найбільш повно зазначеним вимогам відповідає спосіб кріплення зовнішніми планками. Інші два способи мають обмежене застосування. Кріплення внутрішньою притискною планкою застосовується в барабанах з багатошаровою навивкою каната, хоча це вимагає ускладнення відливання барабана, а також ускладнені огляд і заміна каната. Кріплення за допомогою клина застосовують за невеликих діаметрів каната (до 12 мм). Для забезпечення самогальмування клин виконують з ухилом 1/4-1/5. Недоліки цього кріплення такі самі, як і попереднього способу.

Канат утримується силою тертя між канатом і планкою, канатом і барабаном. Натяг каната перед притискною планкою значно менший за натяг гілки каната через наявність на барабані постійно 1,5...2 витків.

Для кріплення каната до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами ∅ 32мм для гвинтів М 30. Матеріал гвинтів - сталь 45 з допустимою напругою розтягування [σ]р =70 МПа [2].

Натяг каната в місці кріплення можна знайти за такою формулою

$$Sкр = \frac{S_{MAX}}{e^{0.13\cdot\pi}} = \frac{65980}{2.67^{0.13\cdot 3.14}} = 43870 \text{ Н} \qquad (1.18)$$

Кількість гвинтів із різьбленням М30 (d1=26.211 мм - внутрішній діаметр гвинта) визначимо за такою формулою

$$Zб = \frac{3\cdot S_{KP}}{[\sigma]_P \cdot d_1^{\,2}} \qquad (1.19)$$

$$Zá = \frac{3\cdot 43870}{70\cdot 26.211^2} = 2.73 \text{ шт.}$$

Приймаємо три гвинти М30 із трьома накладками для кріплення кожного з кінців каната - згідно з вимогами Держгіртехнагляду.

1.5.3 Розрахунок осі барабана

Розрахункову схему та епюру згинальних моментів наведено на рисунку 1.10 [1].

Навантаження на вісь від канатів, що навиваються на барабан, передається через маточини. Зважаючи на симетричну навивку, незалежно від положення канатів, навантаження на вісь буде незмінним. Під час попередніх розрахунків розрахунок ведуть на вигин за максимальними навантаженнями.

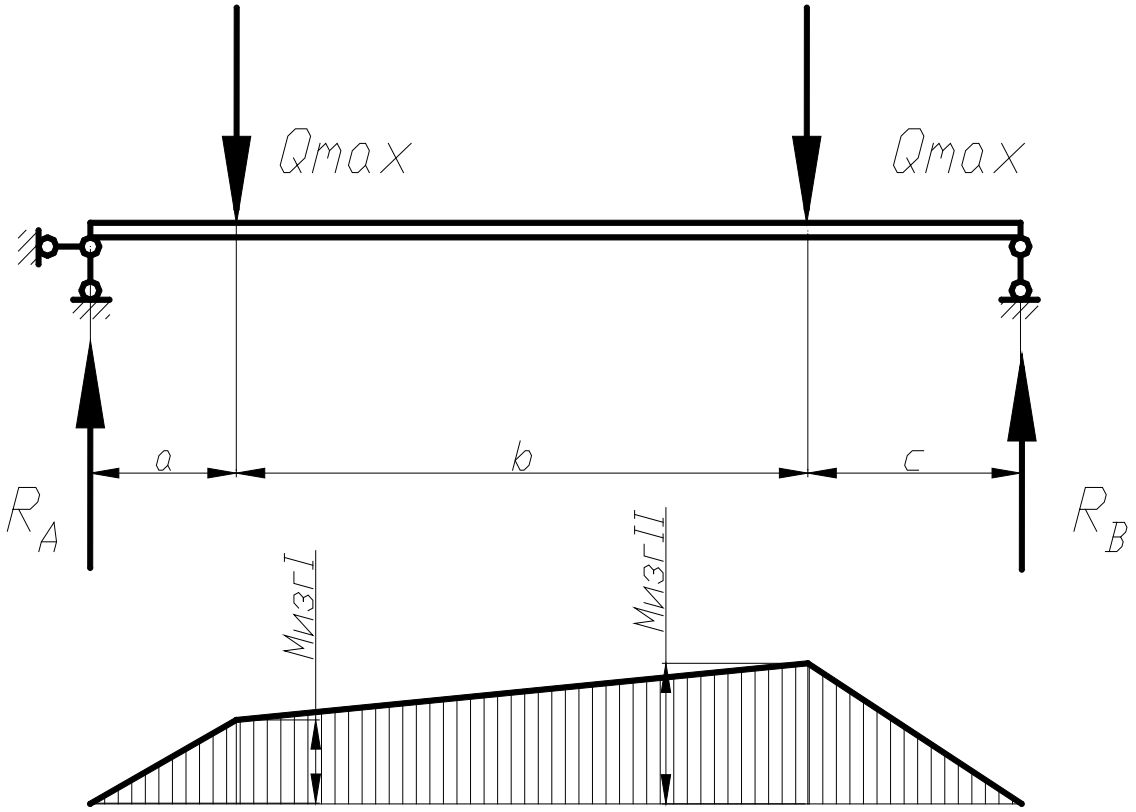


Рисунок 1.10 - Схема до розрахунку осі барабана.

Задамося розмірами конструктивно:

- розмір b приймемо рівним b = Lб = 1190 мм;

- розмір a = 60 мм;

- розмір c = 100 мм.

Qmax =25.6 т - номінальна вантажопідйомність крана мостового.

Визначимо реакції опор RA і RB

$$R_A = Q_{MAX} \cdot \frac{b+c+c}{a+b+c} = 25600 \cdot \frac{119+10+10}{6+119+10} = 26360 \text{ кгс} = 263600 \text{ Н}$$

$$R_A = 2 \cdot Q_{MAX} \cdot -R_A = 2 \cdot 25600 - 26360 = 24840 \text{ кг} = 248400 \text{ Н}$$

Оскільки максимальний згинальний момент діє в перерізі МізгII, то визначимо необхідний діаметр осі вала в опорі b за такою формулою

$d_{\text{îïð}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{\text{ÈÇÀ}}}{[\sigma]_{\text{È}}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot Ra \cdot 10}{[\sigma]_{\text{È}}}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 26360 \cdot 0.10}{98.3}}$ =6.449 см. Приймемо dосі бар = 65 мм.

Як матеріал для виготовлення осі барабана приймаємо сталь 40, у якої $[\sigma]_{И}$ =98.3 МПа

Вісь барабана встановлена на двох підшипниках, що працюють у різних умовах. Обидва кільця підшипника, встановленого всередині вала редуктора, обертаються спільно. Розрахунок цього підшипника проводиться за статичним навантаженням, що дорівнює реакції опори. Таким чином, в опори осі барабана А встановлюємо по два дворядні радіально-сферичні роликопідшипники типу 3613 за ГОСТ 5721-75. З метою уніфікації підшипників в опору Б також ставимо два такого типу підшипники. Розміщення підшипників в опорах виконуємо попарно

Загальний вигляд підшипника і його геометричні розміри наведені на рисунку 1.11 і в таблиці 1.4 відповідно.

Таблиця 1.4 - Основні розміри та характеристики роликового дворядного підшипника за ГОСТ 5721-75 середньої серії діаметрів 6, широкої серії ширин 0, типу 3608 [5].

Позначення	Розміри, мм				Навантаження, кгс		Частота, мин$^{-1}$		Кульки		Маса, кг
	$d_{вп1}$	D	B	r	C	Co	п	ж	Dt	Z	
3613	65	140	48	3.5	14000	14500	2500	3150	21.5/17	13	3.7

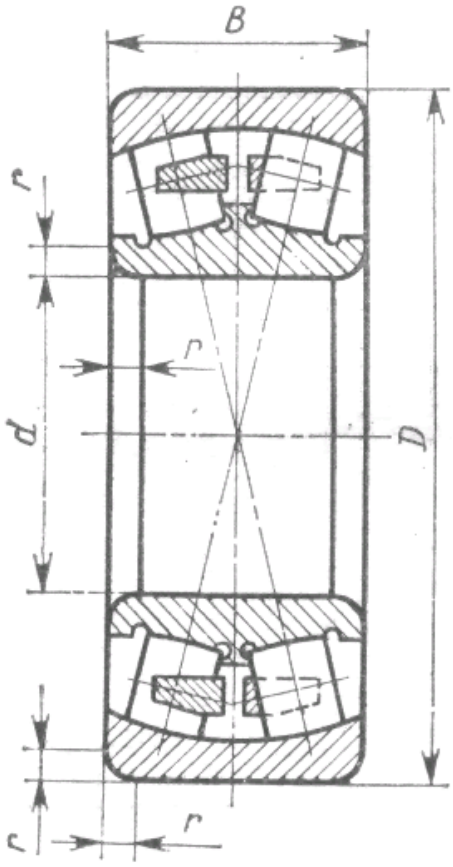


Рисунок 1.11 - Загальний вигляд роликового упорного дворядного підшипника за ГОСТ 5721-75 [5].

1.6 Розрахунок електродвигуна механізму підйому

Необхідну статичну потужність електродвигуна, необхідну для підйому вантажу, знайдемо за такою формулою

$$P = \frac{10 \cdot Q_{MAX} \cdot Vn}{\eta_{OБ}} \quad (1.20)$$

де, Qmax =25.6 т - номінальна вага вантажу;

Vn=0.028 м/с - швидкість підняття (опускання) вантажу;

$h_{ОБ}$ - загальний ККД механізму, що визначається як

$h_{ОБ} = \eta_{п} - \eta_{б} - \eta_{У} - \eta_{Н}^{2} - \eta_{ПБ}^{4} = 0.97 - 0.96 - 0.^{982} - 0.^{974} = 0.744$

$\eta_{п}$ = 0.97 - ККД здвоєного поліспаста на підшипниках;

$\eta_{Б}$ = 0.96 - ККД барабана за рахунок сил тертя;

$\eta_{Н}$ = 0.98 - ККД напрямного блоку;

$\eta_{ПБ}$ = 0.97 - ККД напрямного блоку, що переміщується.

Підставляючи значення у формулу 1.20 отримаємо

$$P = \frac{10 \cdot 25.6 \cdot 0.028}{0.744} = 9.63 \text{ кВт}$$

Візьмемо як приводний електродвигун короткозамкнений трифазний електродвигун типу МТК-311-6 потужністю 11 кВт за ПВ=40% [3]. Якщо візьмемо електродвигун меншої потужності, то нормальна робота крана під час підйому максимального навантаження забезпечена не буде.

Технічні характеристики електродвигуна типу МТК-311-6 наведено в таблиці 1.5 [3].

Таблиця 1.5 - Технічна характеристика електродвигуна типу МТК-311-6

№	Характеристики	Значення
1	Потужність електродвигуна, кВт	11
2	Асинхронна частота обертання, хв$^{-1}$	930
3	Коефіцієнт максимального перевантаження	ψмах =3,4
4	Коефіцієнт пускового перевантаження	пуск =3Ψ.2
5	Маховий момент ротора, кГ-м2 (GD)2	0,85
6	Маса, кг	155

Зробимо перевірку електродвигуна:

- за нагріванням, кВт

$$Рен = Р - К - \gamma < Ркат \quad (1.21)$$

де, К - 0.8 - коефіцієнт для важкого режиму роботи;

Ркат = 11 кВТ - номінальна паспортна потужність електродвигуна;

γ = 0.86 - коефіцієнт пускового режиму для механізму підйому, тоді

Рен = 9.63- 0.8 - 0.86 = 6.625 кВт <11 кВт

- за часом розгону при підйомі номінального навантаження, с

$$t_P = \frac{I_{ПР} \cdot \omega}{T_{СР} - T_{СТ}} \quad (1.22)$$

де, Іпр - приведений до валу електродвигуна момент інерції рухомих мас, кГ-м2

$$I_{ПР} = \delta \cdot (I_P + I_M) + Q_{МАХ} \cdot \frac{R_Б^{\ 2}}{(Un \cdot U)^2 \cdot \eta_{ОБ}} \quad (1.23)$$

$I_P = \frac{GD^2}{4} = \frac{0.85}{4} =$ 0.213 кГ-м2 - момент інерції ротора;

Im - момент інерції гальмівного шківа діаметром 400 мм. Im=0.1375 кГм2;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 930}{30} = 97.34$ з-1 - кутова швидкість на валу електродвигуна;

Rб=Dб/2=0.93/2=0.465 м - радіус барабана;

Тср - середній пусковий момент електродвигуна, Н-м

$$T_{СР} = \psi \cdot T_H = (0.7...0.8) \cdot \frac{T_{МАХ}}{T_H} \cdot \frac{10^3 \cdot P_H}{\omega} \quad (1.24)$$

тоді,

$T_{СР} = 0.75 \cdot 3.4 \cdot \frac{10^3 \cdot 11}{97.32} =$ 288.224 Н-м

Тст- момент на валу електродвигуна від маси вантажу, Н-м

$$T_{СТ} = \frac{10^4 \cdot Q_{МАХ} \cdot D_Б}{2 \cdot Un \cdot U_{ГОСТ} \cdot \eta_{ОБ}} \quad (1.25)$$

де, Uгост = 5-5-32.42 - передавальне число двох циліндричних передач і двоступеневого редуктора (див. нижче);

ηОБ=0.744-0.97=0.72 - загальний ККД механізму.

$T_{СТ} = \frac{10^4 \cdot 25.6 \cdot 0.93}{2 \cdot 2 \cdot 809.707 \cdot 0.72} = 102.095$ Н-м

Підставляючи числові значення у формули 1.23 і 1.22 отримаємо

$$I_{ïÐ} = 1.25 \cdot (0.213 + 0.1375) + 25600 \cdot \frac{0.465^2}{(2 \cdot 809.707)^2 \cdot 0.72} = 0.441 \text{ кГм2}$$

$$t_P = \frac{0.441 \cdot 97.34}{288.224 - 101.995} = 0.231 < [t] = 1$$

1.7 Вибір редуктора механізму підйому

Кінематична схема до розрахунку механізму підйому наведена на рисунку 1.12

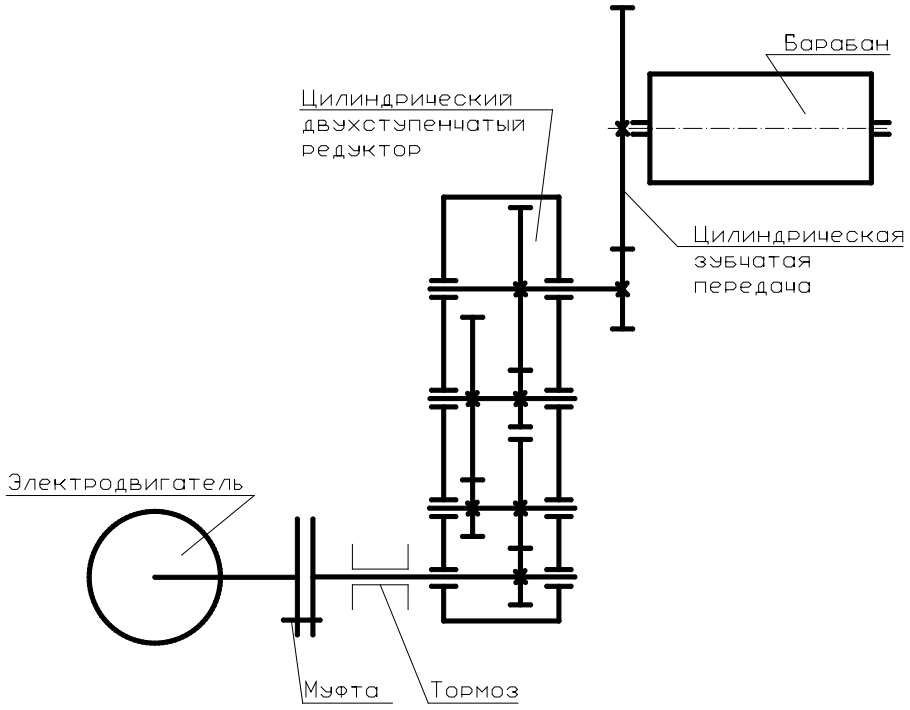


Рисунок 1.12 - Кінематична схема механізму підйому.

Визначимо необхідну частоту обертання барабана, хв-1

$$n = \frac{60 \cdot Vn \cdot Un}{\pi \cdot D_Б} \tag{1.26}$$

де, Vn=0.028 м/с - швидкість підйому й опускання вантажу (див. завдання на проект);

Uп = 2 - кратність поліспаста;

Dб=Dmin=0.93 м - діаметр барабана по осі каната, тоді

$$n = \frac{60 \cdot 0.028 \cdot 2}{3.14 \cdot 0.93} = 1.151 \text{ хв-1}$$

Тоді передавальне число редуктора має бути

$$U=\frac{n_{n_K}}{n_<}=\frac{930}{1.151}=807.9$$

Для забезпечення необхідного передавального відношення, приймаємо триступеневий редуктор, що має Uред=156.92, а також циліндричну зубчасту передачу з передавальним числом кожної 5,16, тоді загальне передавальне відношення буде

U=156.92•5.16=809.707

Необхідно визначити момент на вихідному валу редуктора від номінального вантажу

$$T_{Á}=\frac{10^{4=}\cdot Q_{MAX}\cdot D_{Á}}{2\cdot Un\cdot\eta_{Á}\cdot\eta_g}=\frac{10^4\cdot 25.6\cdot 0.93}{2\cdot 2\cdot 0.96\cdot 0.97}=63920 \text{ Н-м}$$

Як редукувальний механізм візьмемо циліндричний триступеневий редуктор типу ЦТМ-8 з передавальним числом 156.92, з потужністю на швидкохідному валу 8.7 кВт.

Фактична швидкість підйому тоді буде

$$Vô=\frac{\pi\cdot D_{Á}\cdot n}{60\cdot Un\cdot U}=\frac{3.14\cdot 0.93\cdot 930}{60\cdot 2\cdot 809.707}=0.028$$

Зробимо перевірку фактичної швидкості підйому із заданою з урахуванням дотримання такої умови

$$\Delta V=\frac{V_Ф-Vn}{Vn}\cdot 100\%\le\pm 15\% \qquad (1.27)$$

Тоді умова 1.27 виконується, отже, кінематичний розрахунок приводу механізму підйому вантажу виконано правильно.

1.8 Стопорне гальмо

Гальмівні пристрої є невід'ємною частиною вантажопідіймальних машин і призначені для зупинки кранових механізмів, обмеження швидкості й утримання вантажу у висячому положенні. До гальмівних механізмів висувають високі вимоги щодо забезпечення безпеки під час експлуатації вантажопідйомних машин.

Найширше застосування в механізмах підйому набули гальма колодкового типу.

Визначаємо місце встановлення гальма в приводі. Для зменшення гальмівного моменту, а отже, розмірів і маси гальмо доцільно розташовувати на найшвидшехіднішому валу механізму, де крутний момент, а отже, і гальмівний момент мінімальні. При цьому слід мати на увазі, що згідно з правилами Держгіртехнагляду в приводній лінії механізму підйому між барабаном і гальмом має бути жорсткий зв'язок без фрикційних і кулачкових муфт. Для більшої безпеки гальмівний шків у сполучній муфті необхідно розташовувати з боку редуктора.

Гальмівний момент колодкового стопорного гальма знайдемо за такою формулою [1, 2]

$$Tt = \frac{Q_{MAX} \cdot 10^4 \cdot D_б \cdot \eta_{OБ} \cdot Kt}{2 \cdot Un \cdot U_{(ГОСТ)}} \qquad (1.28)$$

де, Кт=2 - коефіцієнт запасу гальмування за важкого режиму роботи [ ];

ηОБ=0.744-0.97=0.72 - загальний ККД механізму.

Підставляючи числові значення у формулу 1.23 отримаємо

$$Tt = \frac{25.6 \cdot 10^4 \cdot 0.93 \cdot 0.72 \cdot 2}{2 \cdot 2 \cdot 809.707} = 105.852 \text{ Н-м}$$

Визначимо мінімальний діаметр гальмівного шківа, мм

$$Dt = 15 \cdot \sqrt[3]{\frac{Tt}{[P] \cdot f}} \qquad (1.29)$$

де, [Р]- допустимий питомий тиск між гальмівною колодкою і шківом. [Р]=0.2...0.6 МПа . Приймаємо [Р]=0.3 МПа;

f - коефіцієнт тертя фрикційної стрічки по сталевому шківу. Зазвичай f=0.35...0.42. Приймаємо f=0.4 для вальцьованої стрічки, тоді

$$Dt = 15 \cdot \sqrt[3]{\frac{105.852}{0.3 \cdot 0.4}} = 143.8 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр гальмівного шківа, з ряду уніфікованих шківів, виходячи з попередніх розрахунків, рівним Dt = 400 мм.

Сила тертя між колодкою і шківом

$$F = \frac{Tt}{Dt} = \frac{105.852}{0.4} = 264.63 \text{ Н}$$

Сила натискання колодки на шків

$$N = \frac{F}{t} = \frac{264.63}{0.4} = 661.57 \text{ Н}$$

Робота розгальмовування при відході колодок на величину ε

$$L = \frac{2 \cdot N \cdot \varepsilon}{\eta_P} \quad (1.30)$$

де, ηр - ККД важільної системи. Зазвичай приймають ηр=0.9...0.95. Приймаємо ηр =0.93.

ε - радіальний зазор між колодкою і шківом. Зазвичай ε=0.6...2.0 мм. Приймаємо ε=1.0 мм, тоді

$$L = \frac{2 \cdot 661.57 \cdot 0.01}{0.93} = 14.227 \text{ Нм}$$

1.9 Розрахунок гальма

Розрахунковий гальмівний момент, Н-м визначимо за такою формулою [1, 2]

$$T_T = \frac{Q_{MAX} \cdot D_Б \cdot \eta_П \cdot \eta_Б \cdot \eta_П \cdot k_T}{2 \cdot Un \cdot U_{II}} \quad (1.31)$$

- де, η_{II} = 0.98 - ККД II - ступеня циліндричного триступеневого редуктора;

- Кт=2 - коефіцієнт запасу гальмування за важкого режиму роботи [ ];

- Uп = 2 - кратність поліспаста;

- $\eta_п$ = 0.97 - ККД здвоєного поліспаста на підшипниках;

- $\eta_Б$ = 0.96 - ККД барабана за рахунок сил тертя;

- U_{II} = 156.92 - передавальне відношення на виході II - ступені циліндричного двоступеневого редуктора, тоді

- $T_T = \frac{25.6 \cdot 10^4 \cdot 0.93 \cdot 0.97 \cdot 0.96 \cdot 0.98 \cdot 2}{2 \cdot 2 \cdot 156.92}$ =692.283 Н-м

Зробимо розрахунок основних геометричних розмірів вантажоупорного гальма, а саме:

- - зовнішній діаметр дисків тертя, мм

- $D_H = 0.8 \cdot d_{K1} = 0.8 \cdot 360$=288 мм

- Приймаємо Dн=290 мм.

- - внутрішній діаметр дисків тертя

- $D_B = 0.5 \cdot D_H = 0.5 \cdot 290 = 145$ мм

- - середній радіус дисків тертя, мм

- $R_{CP} = \frac{D_H + D_B}{2} = \frac{288 + 145}{2} = 216.5$ мм

- - середній радіус різьби, мм

- $r_{CP} = \frac{d_{\text{ø}}}{2} = \frac{40}{2} = 20$ мм

- - кут підйому різьби β обчислюємо зі співвідношення

- $tg(\beta + \rho) \le \frac{R_{CP} \cdot f}{r_{CP}} => tg(\beta + \rho) = \frac{R_{CP} \cdot f}{r_{CP}} = \frac{216.5 \cdot 0.12}{20} = 1.299$

- де, f=0.12 - коефіцієнт тертя вальцьованої стрічки в маслі;

- $^{\rho=60}$ - кут тертя.

- Тоді $tg(52 + 6) = 1.626 => tg = 58^0$

- - осьове зусилля в гальмі, Н

- $N = \frac{T_T \cdot 10^3}{r_{CP} \cdot tg(\beta + \rho) + R_{CP} \cdot f} = \frac{692.283 \cdot 10^3}{20 \cdot tg(52 + 6) + 216.5 \cdot 0.12} = 11940$ Н

- - тиск на диски, МПа

- $P_{\text{Ä}} = \frac{N}{F_{\text{ÑÅ}\times}} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot (D_H{}^2 - D_B{}^2)} = \frac{4 \cdot 11940}{3.14 \cdot (288^2 - 145^2)} = 0.184$ МПа

- Приймаємо гальмо ТКГ-700 із гальмівним моментом 800 Нм.

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВІЗКА

У вантажопідйомних машинах механізми пересування можна розділити на три групи [2]:

- механізми, розташовані безпосередньо на переміщуваній машині або візку (див. рис. 2.1 а, б);

-- механізми, розташовані поза переміщуваним об'єктом із гнучкою (канатною або ланцюговою) тягою (див. рис. 2.1 в);

- механізми, розташовані безпосередньо біля ходового колеса (див. рис.2.1 г, д).

-

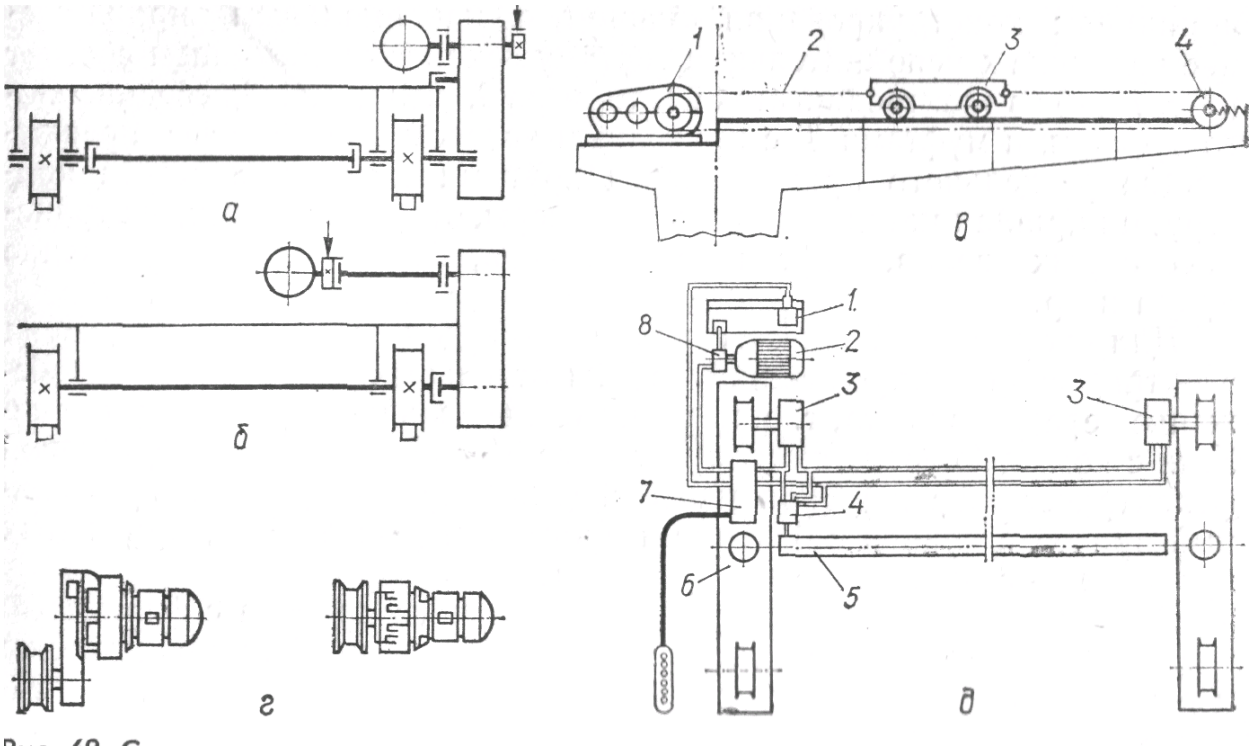


Рисунок 2.1 - Основні типи кінематичних схем механізмів пересування.

Кінематичні схеми механізмів пересування першої групи залежно від типу і розташування приводу можна розділити на такі:

- з роздільним або індивідуальним приводом (див. рис. 2.1 а);

- з центральним приводом і тихохідним трансмісійним валом (див. рис.2.1 б);

- з центрально розташованим двигуном і швидкохідним трансмісійним валом із кінцевими редукторами (див. рис.2.1 в).

У сучасних конструкціях кранів найбільшого поширення набули механізми з роздільним приводом, тільки для забезпечення переміщення візка. Це відповідає сучасним принципам конструювання машин із максимальним наближенням приводу до виконавчого органу механізму. Основні переваги роздільного приводу перед іншими типами: простота конструкції, мала металоємність і розміри, відсутність довгих трансмісійних валів, муфт і підшипників, більш плавний рух крана тощо.

Таким чином, для виконання подальших розрахунків приймаємо схему руху візка з розташуванням приводу безпосередньо на переміщуваному візку (див. рис. 2.1 а).

2.1 Вибір ходових коліс

Масу візка приймаємо за аналогією з наявними конструкціями, а саме Gт~1 т [3, 8].

Вважаємо що вісім коліс візка (вісім колісних пар) навантажені рівномірним навантаженням, тоді навантаження на одне колесо буде

$$Q_T = \frac{Q_{MAX} + G_T}{16} = \frac{25.6 + 1}{16} = 1.663 \text{ т}$$

де, Qmax =25.6 т - номінальна вага вантажу, що піднімається.

Згідно з величиною статичного навантаження, що сприймається одним колесом, конструкцією і принципом переміщення візка (підвісний), а також режимом роботи - важкий, в якості коліс приймаємо одно-реберні колеса типу діаметром 250, що сприймає максимальне навантаження одним колесом 5т. Основні характеристики одноребернoго колеса наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Основні характеристики кранового колеса типу D250 [1].

Тип колеса	D	Дн	B	B_1	d	d_1	d_2	s	r	Маса, кгс.
D250	200	290	70	90	60	85	215	18	18	20

Допустиме навантаження на колесо - 5.0 т., за швидкості переміщення до 20м/хв;

Режим роботи - 40% (важкий);

Розміри поверхні кочення: B = 70 мм, Bu = 90 мм;

Необхідний тип рейки: основний - Р15

Діаметр осі колеса do = 60 мм (згідно з типом підшипника №1609 за ГОСТ 5720-75).

Коефіцієнт тертя кочення для сталевого колеса μ=0.03 см.

Коефіцієнт тертя в підшипнику кочення f=0.015.

2.2 Визначення потужності електродвигуна

Вибираємо схему механізму пересування з розташуванням механізму безпосередньо на візку мостового крана (див. мал. 2.1 а), що дає змогу використовувати в приводі стандартний циліндричний або черв'ячний редуктор.

Знайдемо максимальну силу опору пересуванню, Н

$$W = Wтр \tag{2.1}$$

де, Wтр - сила опору від тертя в підшипниках і на доріжках кочення ходових коліс із ребордами, Н

$$W_{ТР} = \frac{(Q_{MAX} + G_T) \cdot 10^4}{Dk} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_O) \cdot Kp \tag{2.2}$$

де, do=60 мм = 60 см - діаметр осі колеса;

Dк=D=250 мм =25 см - діаметр колеса;

Кр=3 - коефіцієнт тертя реборд колеса підвісних візків, тоді

$$W_{ТР} = \frac{(25.6+1)\cdot 10^4}{25} \cdot (2 \cdot 0.03 + 0.015 \cdot 4.5) \cdot 3 = 8070 \text{ Н}$$

Тоді W=8070 Н

Визначимо потрібну потужність електродвигуна для переміщення візка, кВт

$$P = \frac{W \cdot V_T}{1000 \cdot \eta_{MEX} \cdot \psi} \quad (2.3)$$

де Vт = 0.196 м/с - швидкість переміщення візка (див. завдання на проект);

ηмех = 0.75 - ККД системи;

ψ - середня кратність пускового моменту електродвигуна. Зазвичай ψ = 0.8...2. Приймаємо ψ=1.75, тоді

$$P = \frac{8070 \cdot 0.196}{1000 \cdot 0.75 \cdot 1.75} = 1.2 \text{ кВт}$$

Візьмемо як приводний електродвигун короткозамкнений трифазний електродвигун з обдуванням типу МТК 112-6 потужністю 5 кВт за ПВ=40%.

Технічні характеристики електродвигуна типу МТК 112-6 наведено в таблиці 2.2 3[].

Зробимо перевірку електродвигуна:

- за нагріванням, кВт

$$Рен = Р - К - \gamma < Ркат \quad (2.4)$$

де, К - 0.8 - коефіцієнт для важкого режиму роботи;

Ркат = 5 кВТ - номінальна паспортна потужність електродвигуна;

γ = 0.86 - коефіцієнт пускового режиму для механізму підйому, тоді

Рен = 1.2- 0.8 - 0.86 = 0.83 кВт <5 кВт

Таблиця 2.2 - Технічна характеристика електродвигуна типу МТК 112-6

	Характеристика	Значення
	Потужність електродвигуна, кВт	5
	Асинхронна частота обертання, хв$^{-1}$	895
	Коефіцієнт максимального перевантаження	ψ_{max} =17,5
	Коефіцієнт пускового перевантаження	$_{пуск}$ =1Ψ.8
	Маховий момент ротора, кГ-м^2 (GD)$^2_Р$	0.0066
	Маса, кг	80
	ККД, %	0.79
	Tmax, кг-м	17.5

- за часом розгону при номінальному навантаженні, с

$$t_P = \frac{I_{ПР} \cdot \omega}{T_{СР} - T_{СТ}} \qquad (2.5)$$

де, Іпр - приведений до валу електродвигуна момент інерції рухомих мас, кГ-м2

$$I_{ПР} = \delta \cdot (I_P + I_M) + (Q_{МАХ} + Q_T) + \cdot \frac{R_Б^{\ 2}}{U^2 \cdot \eta_{ОБ}} \qquad (2.6)$$

$I_P = \frac{GD^2}{4} = \frac{0.0066}{4} =$ 0.00165 кГ-м2 - момент інерції ротора;

Im - момент інерції гальмівного шківа діаметром 300 мм. Im=0.0471 кГм2;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 895}{30} =$ 93.677 с-1 - кутова швидкість на валу електродвигуна;

Rб=Dб/2=0.25/2=0.125 м - радіус колеса ходового;

Тср - середній пусковий момент електродвигуна, Н-м

$$T_{CP} = \psi \cdot T_H = (0.7...0.8) \cdot \frac{T_{MAX}}{T_H} \cdot \frac{10^3 \cdot P_H}{\omega} \quad (2.7)$$

тоді,

$T_{CP} = 17.5 \cdot \frac{10^3 \cdot 5}{93.677} = 934.061$ Н-м

Тст- момент на валу електродвигуна, Н-м

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot (Q_{MAX} + Q_T) \cdot D_K}{2 \cdot U_{POCT} \cdot \eta_{OB}} \quad (2.8)$$

де, Uгост = 19.88 - передавальне двоступеневого редуктора (див. нижче);

ηОБ=0.744-0.97=0.72 - загальний ККД механізму.

$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot (25.6 + 1) \cdot 0.25}{2 \cdot 57.876 \cdot 0.72} = 774.322$ Н-м

Підставляючи числові значення у формули, отримаємо

$I_{ÏÐ} = 1.25 \cdot (0.00165 + 0.0471) + (25600 + 1000) \cdot \frac{0.125^2}{57.876^2 \cdot 0.72} = 0.223$ кГм2

$t_P = \frac{0.223 \cdot 93.677}{934.061 - 774.322} = 0.131 < [t] = 1$

2.3 Вибір редуктора механізму переміщення

Кінематична схема механізму переміщення наведена на рисунку 2.2.

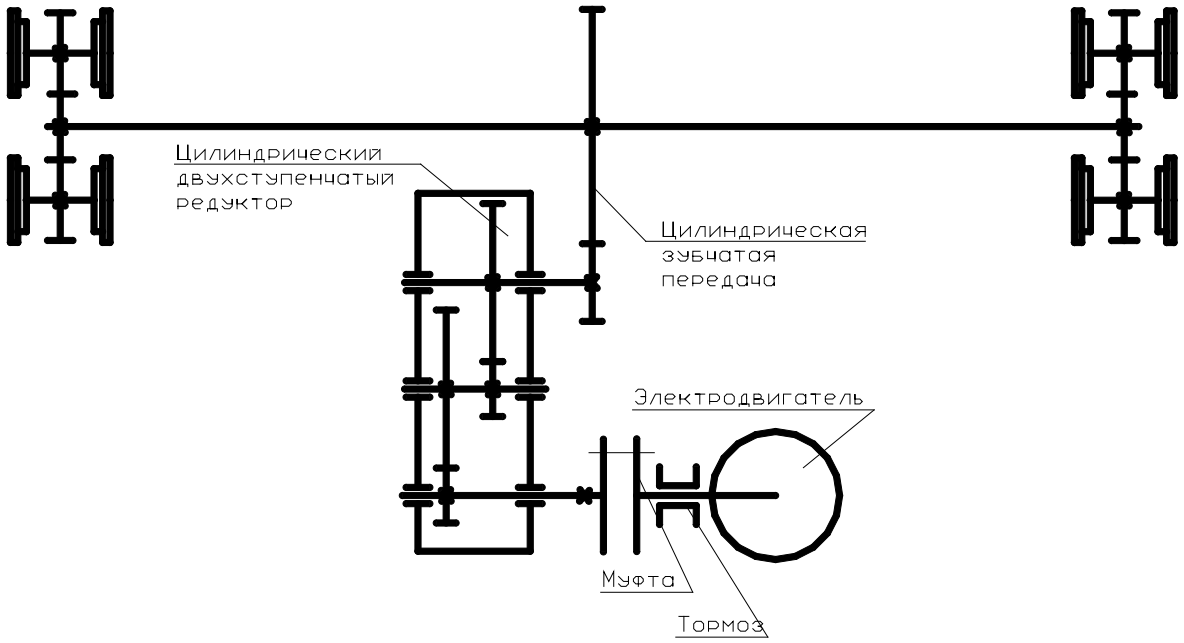


Рисунок 2.2 - Кінематична схема до розрахунку механізму переміщення візка.

Визначимо необхідну частоту обертання барабана, хв-1

$$n = \frac{60 \cdot Vn}{\pi \cdot D_{Б}} \tag{2.9}$$

де, Vт=0.196 м/с - швидкість переміщення візка (див. завдання на проєкт);

Dб = 0.25 м - діаметр колеса, тоді

$$n = \frac{60 \cdot 0.196}{3.14 \cdot 0.25} = 14.98 \text{ хв-1}$$

Тоді передавальне число редуктора має бути

$$U = \frac{n_{"K}}{n_{<}} = \frac{895}{14.98} = 59.74$$

Для забезпечення необхідного передавального відношення, приймаємо двоступеневий редуктор, що має Uред=41.34, а також циліндричну зубчасту передачу з передавальним числом 1.4, тоді загальне передавальне відношення буде

U=41.34-1.4=57.876

Необхідно визначити момент на вихідному валу редуктора

$$T_{Б} = \frac{10^{4=} \cdot (Q_{MAX} + Q_{T}) \cdot D_{Б}}{2 \cdot \eta_{Б} \cdot \eta_{g}} = \frac{10^{4} \cdot (25.6 + 1) \cdot 0.25}{2 \cdot 0.96 \cdot 0.97} = 35710 \text{ Н-м}$$

Як редукувальний механізм візьмемо циліндричний двоступеневий редуктор типу Ц2-250 з передавальним числом 41.34, який має потужність на швидкохідному валу 2.85 кВт.

Фактична швидкість переміщення візка тоді буде

$$V\hat{o} = \frac{\pi \cdot D_{Á} \cdot n}{60 \cdot U} = \frac{3.14 \cdot 0.45 \cdot 895}{60 \cdot 57.876 \cdot 2} = 0.182$$

Зробимо перевірку фактичної швидкості підйому із заданою з урахуванням дотримання такої умови

$$\Delta V = \frac{V_{Ф} - Vn}{Vn} \cdot 100\% \le \pm 15\% \qquad (2.10)$$

$$\Delta V = \frac{0.182 - 0.195}{0.195} \cdot 100\% = 6.6\% \le \pm 15\%$$

Умова виконується, отже, кінематичний розрахунок приводу механізму підйому вантажу виконано правильно.

2.4 Розрахунок гальма

Гальмівний момент колодкового стопорного гальма знайдемо за такою формулою [1, 2]

$$Tt = \frac{(Q_{MAX} + Q_{T}) \cdot 10^{4} \cdot D_{б} \cdot \eta_{ОБ} \cdot Kt}{2 \cdot U_{(ГОСТ)}} \qquad (2.11)$$

де, Кт=2 - коефіцієнт запасу гальмування за важкого режиму роботи [ ];

ηОБ=0.744-0.97=0.72 - загальний ККД механізму.

Підставляючи числові значення у формулу 1.23 отримаємо

$$Tt = \frac{(25.6 + 1) \cdot 10^{3} \cdot 0.25 \cdot 0.72 \cdot 2}{2 \cdot 57.876} = 82.7 \text{ Н-м}$$

Визначимо мінімальний діаметр гальмівного шківа, мм

$$Dt = 15 \cdot \sqrt[3]{\frac{Tt}{[P] \cdot f}} \qquad (2.12)$$

де, [Р]- допустимий питомий тиск між гальмівною колодкою і шківом. [Р]=0.2...0.6 МПа . Приймаємо [Р]=0.3 МПа;

f - коефіцієнт тертя фрикційної стрічки по сталевому шківу. Зазвичай f=0.35...0.42. Приймаємо f=0.4 для вальцьованої стрічки, тоді

$$Dt = 15 \cdot \sqrt[3]{\frac{82.7}{0.3 \cdot 0.4}} = 132.495 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр гальмівного шківа, з ряду уніфікованих шківів, виходячи з попередніх розрахунків, рівним Dt = 300 мм.

Сила тертя між колодкою і шківом

$$F = \frac{Tt}{Dt} = \frac{82.7}{0.3} = 275.66 \text{ Н}$$

Сила натискання колодки на шків

$$N = \frac{F}{t} = \frac{275.66}{0.4} = 689.15 \text{ Н}$$

Робота розгальмовування при відході колодок на величину ε

$$L = \frac{2 \cdot N \cdot \varepsilon}{\eta_P} \qquad (2.13)$$

де, ηр - ККД важільної системи. Зазвичай приймають ηр=0.9...0.95. Приймаємо ηр =0.93.

ε - радіальний зазор між колодкою і шківом. Зазвичай ε=0.6...2.0 мм. Приймаємо ε=1.0 мм, тоді

$$L = \frac{2 \cdot 689.15 \cdot 0.01}{0.93} = 14.82 \text{ Нм}$$

Приймаємо гальмо ТКГ-160 із максимальним гальмівним моментом 100 Нм.

Приймаємо сполучну зубчасту муфту з діаметром гальмівного шківа 300 мм.

3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА

3.1 Вибір ходових коліс

Масу конструкції крана приймаємо за аналогією з існуючими конструкціями, а саме G= 60 т [3, 8].

Вважаємо, що вісім коліс головного візка мостового крана (вісім колісних пар) навантажені рівномірним навантаженням, тоді навантаження на одне колесо буде

$$Q_T = \frac{Q_{MAX} + G}{16} = \frac{25.6 + 60}{16} = 5.35 \text{ т}$$

де, Qmax =25.6 т - номінальна вага вантажу, що піднімається.

Згідно з величиною статичного навантаження, що сприймається одним колесом, конструкцією і принципом переміщення візка (підвісний), а також режимом роботи - важкий, в якості коліс приймаємо одно-реберні колеса типу діаметром 400 мм, що сприймається, максимальне навантаження одним колесом 12.8т. Основні характеристики одноребернoго колеса наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Основні характеристики кранового колеса типу D 400 [1].

Тип колеса	D	Дн	B	B_1	d	d_1	d_2	s	r	Маса, кгс.
D400	400	450	105	130	85	130	360	22	28	60

Допустиме навантаження на колесо - 12.8 т., за швидкості переміщення до 20м/хв;

Режим роботи - 40% (важкий);

Розміри поверхні кочення: B=105 мм, Bu = 130 мм;

Необхідний тип рейки: основний - Двотавр 60. ГОСТ 8239-72

Діаметр осі колеса d = 85 мм

Коефіцієнт тертя кочення для сталевого колеса μ=0.03 см.

Коефіцієнт тертя в підшипнику кочення f=0.015.

3.2 Визначення потужності електродвигуна

Знайдемо максимальну силу опору пересуванню, Н

$$W=Wін+Wтр \qquad (3.1)$$

де, Wтр - сила опору від тертя в підшипниках і на доріжках кочення ходових коліс із ребордами, Н

$$W_{ТР}=\frac{(Q_{MAX}+G)\cdot 10^4}{Dk}\cdot(2\cdot\mu+f\cdot d_O)\cdot Kp \qquad (3.2)$$

де, d=85 мм = 85 см - діаметр осі колеса;

Dк=D=400 мм =40 см - діаметр колеса;

Кр=3 - коефіцієнт тертя реборд колеса підвісних візків, тоді

$$W_{ТР}=\frac{(25.6+80)\cdot 10^4}{40}\cdot(2\cdot 0.03+0.015\cdot 8.5)\cdot 3=\ 14850\ Н$$

Wін - сила інерції за допустимого прискорення [а]=0.3 м/с2, Н

$$W_{ИН}=10^3\cdot(Q_{MAX}+G)\cdot[a]=10^3\cdot(25.6+80)\cdot 0.3=\ 31680\ Н$$

де, - допустиме прискорення;

пкр - 0.2 м/сек - швидкість переміщення візка крана (див. завдання на проєкт).

Підставляючи отримані числові значення, отримаємо

W=14850+31680=46530 Н

Визначимо потрібну потужність електродвигуна для переміщення візка, кВт

$$P = \frac{W \cdot V_T}{1000 \cdot \eta_{MEX} \cdot \psi} \quad (3.3)$$

де, Vт = 0.2м/с - швидкість переміщення візка (див. завдання на проєкт);

ηмех = 0.75 - ККД системи;

ψ - середня кратність пускового моменту електродвигуна. Зазвичай ψ = 0.8...2. Приймаємо ψ = 1.75, тоді

$$P = \frac{46530 \cdot 0.2}{1000 \cdot 0.75 \cdot 1.75} = 7.09 \text{ кВт}$$

Візьмемо як приводні електродвигуни два короткозамкнені трифазні електродвигуни з охолодженням типу МТК 311-6 потужністю 11 кВт кожний для забезпечення переміщення конструкції за ПВ=40%. Електродвигуни встановлюємо як на одну так і на іншу сторони мостового крана.

Технічні характеристики електродвигуна типу МТК 311-6 наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Технічна характеристика електродвигуна типу МТК 312-6

	Характеристика	Значення
	Потужність електродвигуна, кВт	11
	Синхронна частота обертання, хв$^{-1}$	910
	Коефіцієнт максимального перевантаження	ψ_{max} =1,5
	Коефіцієнт пускового перевантаження	$_{пуск}$ =1Ψ.8
	Маховий момент ротора, кГ-м^2 (GD)^2_P	0.85
	Маса, кг	155
	ККД, %	0.79
	Tmax, кг-м	39

Зробимо перевірку електродвигуна:

- за нагріванням, кВт

$$Рен = Р - К - \gamma < Ркат \quad (3.4)$$

де, К - 0.8 - коефіцієнт для важкого режиму роботи;

Ркат=11*2 кВТ - номінальна паспортна потужність електродвигуна (множник 2 означає, що двигунів встановлюється два штуки);

γ = 0.86 - коефіцієнт пускового режиму для механізму підйому, тоді

Рен= 11- 2- 0.8 - 0.86= 15.136 кВт <11-2=22 кВт

- за часом розгону при номінальному навантаженні, с

$$t_P = \frac{I_{ПР} \cdot \omega}{T_{СР} - T_{СТ}} \quad (3.5)$$

де, Іпр - приведений до валу електродвигуна момент інерції рухомих мас, кГ-м2

$$I_{ПР} = \delta \cdot (I_P + I_M) + (Q_{MAX} + G) + \cdot \frac{R_Б^{\ 2}}{U^2 \cdot \eta_{ОБ}} \quad (3.6)$$

$I_P = \frac{GD^2}{4} = \frac{0.02165}{4} =$ 0.0054 кГ-м2 - момент інерції ротора;

Im - момент інерції гальмівного шківа діаметром 300 мм. Im=0.0471 кГм2;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 910}{30} = 95.24$ с-1 - кутова швидкість на валу електродвигуна;

Rб=Dб/2=0.4/2=0.2 м - радіус колеса ходового;

Тср - середній пусковий момент електродвигуна, Н-м

$$T_{СР} = \psi \cdot T_H = (0.7...0.8) \cdot \frac{T_{MAX}}{T_H} \cdot \frac{10^3 \cdot P_H}{\omega} \quad (3.7)$$

тоді,

$T_{СР} = 17.5 \cdot \frac{10^3 \cdot 11 \cdot 2}{95.24} =$ 4042 Н-м

Тст- момент на валу електродвигуна, Н-м

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot (Q_{MAX} + G) \cdot D_Б}{2 \cdot U_{ГОСТ} \cdot \eta_{ОБ}} \quad (3.8)$$

де, Uгост = 19.88 - передавальне двоступеневого редуктора (див. нижче);

ηОБ=0.744-0.97=0.72 - загальний ККД механізму.

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot (25.6 + 80) \cdot 0.4}{2 \cdot 91.448 \cdot 0.72} = 3208 \text{ Н-м}$$

Підставляючи числові значення у формули, отримаємо

$$I_{ПР} = 1.25 \cdot (0.0054 + 0.0471) + (25600 + 80000) \cdot \frac{0.2^2}{91.448^2 \cdot 0.72} = 0.767 \text{ кГм2}$$

$$t_P = \frac{0.767 \cdot 95.24}{4042 - 3208} = 0.088 < [t] = 1$$

3.3 Вибір редуктора механізму переміщення

Кінематична схема до розрахунку механізму переміщення крана представлена на малюнку 3.1.

Визначимо необхідну частоту обертання барабана, хв-1

$$n = \frac{60 \cdot Vn}{\pi \cdot D_Б} \quad (3.9)$$

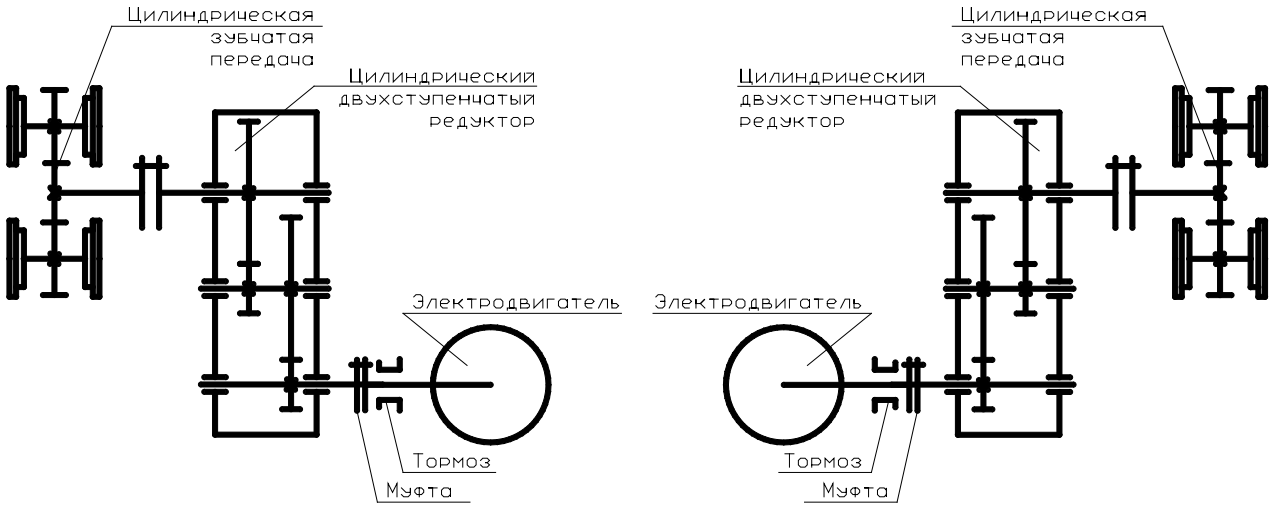


Рисунок 3.1 - Кінематична схема до розрахунку механізму переміщення крана.

де Vт=0.2 м/с - швидкість переміщення візка (див. завдання на проект);

Dб = 0.4 м - діаметр колеса, тоді

$$n = \frac{60 \cdot 0.2}{3.14 \cdot 0.4} = 9.954 \text{ хв-1}$$

Тоді передавальне число редуктора має бути

$$U = \frac{n_{"K}}{n_{<}} = \frac{910}{9.954} = 91.42$$

Для забезпечення необхідного передавального відношення, приймаємо двоступеневий редуктор, що має Uред=19.88, а також циліндричну зубчасту передачу з передавальним числом 4.6, тоді загальне передавальне відношення буде

U=19.88-4.6=91.448

Необхідно визначити момент на вихідному валу редуктора

$$T_{Б} = \frac{10^{4=} \cdot (Q_{MAX} + G) \cdot D_{Б}}{2 \cdot \eta_{Б} \cdot \eta_{g}} = \frac{10^{4} \cdot (25.6 + 80) \cdot 0.4}{2 \cdot 0.96 \cdot 0.97} = 226800 \text{ Н-м}$$

Як редукувальний механізм візьмемо циліндричний двоступеневий редуктор типу Ц2-300, з моментом на вихідному валу 11.2 кВт і передавальним числом 19.88.

Фактична швидкість переміщення візка тоді буде

$$Vф = \frac{\pi \cdot D_{Б} \cdot n}{60 \cdot U} = \frac{3.14 \cdot 0.4 \cdot 910}{60 \cdot 91.448} = 0.208$$

Зробимо перевірку фактичної швидкості підйому із заданою з урахуванням дотримання такої умови

$$\Delta V = \frac{V_{Ф} - Vn}{Vn} \cdot 100\% \leq \pm 15\% \qquad (3.10)$$

$$\Delta V = \frac{0.2 - 0.208}{0.208} \cdot 100\% = 3.8\% \leq \pm 15\%$$

Умова виконується, отже, кінематичний розрахунок приводу механізму підйому вантажу виконано правильно.

3.4 Розрахунок гальма

Гальмівний момент колодкового гальма знайдемо за такою формулою [1, 2]

$$Tt = \frac{(Q_{MAX} + G) \cdot 10^4 \cdot D_б \cdot \eta_{ОБ} \cdot Kt}{2 \cdot U_{(ГОСТ)}} \quad (3.11)$$

де, Кт=2 - коефіцієнт запасу гальмування за важкого режиму роботи

ηОБ=0.744-0.97=0.72 - загальний ККД механізму.

Підставляючи числові значення у формулу 1.23 отримаємо

$$Tt = \frac{(25.6 + 80) \cdot 10^3 \cdot 0.4 \cdot 0.72 \cdot 2}{2 \cdot 91.448} = 3326 \text{ Н-м}$$

Визначимо мінімальний діаметр гальмівного шківа, мм

$$Dt = 15 \cdot \sqrt[3]{\frac{Tt}{[P] \cdot f}} \quad (3.12)$$

де, [Р]- допустимий питомий тиск між гальмівною колодкою і шківом. [Р]=0.2...0.6 МПа . Приймаємо [Р]=0.3 МПа;

f - коефіцієнт тертя фрикційної стрічки по сталевому шківу. Зазвичай f=0.35...0.42. Приймаємо f=0.4 для вальцьованої стрічки, тоді

$$Dt = 15 \cdot \sqrt[3]{\frac{3326}{0.3 \cdot 0.4}} = 453.947 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр гальмівного шківа, з ряду уніфікованих шківів, виходячи з попередніх розрахунків, таким, що дорівнює Dt = 300 мм.

Сила тертя між колодкою і шківом

$$F = \frac{Tt}{Dt} = \frac{3326}{0.3} = 8315 \text{ Н}$$

Сила натискання колодки на шків

$$N = \frac{F}{t} = \frac{8315}{0.4} = 20790 \text{ Н}$$

Робота розгальмовування при відході колодок на величину ε

$$L = \frac{2 \cdot N \cdot \varepsilon}{\eta_P} \quad (3.13)$$

де, ηр - ККД важільної системи. Зазвичай приймають ηр=0.9...0.95. Приймаємо ηр =0.93.

ε - радіальний зазор між колодкою і шківом. Зазвичай ε=0.6...2.0 мм. Приймаємо ε=1.0 мм, тоді

$$L = \frac{2 \cdot 20790 \cdot 0.01}{0.93} = 447.097 \text{ Нм}$$

Приймаємо гальмо ТКТГ-600 з максимальним гальмівним моментом 500 Нм

Приймаємо сполучну зубчасту муфту з діаметром гальмівного шківа 300 мм.

4. ОСНОВНІ ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

В розділі подано аналіз потенційних небезпек та основні заходи охорони праці, при дослідженні крана консольного настінного зі змінною геометрією.

4.1 Аналіз потенційних небезпек

а) Незадовільно організоване робоче місце дослідника в приміщенні дослід-ницької лабораторії в наслідок невиконання умов ергономічності стосовно органі-зації робочого місця, або захаращення зони що може призвести до зниження пра-цездатності, або механічної травми;

б) Можливість ураження електричним струмом внаслідок порушень правил з електричної безпеки, несправності електронного споживаючого обладнання або відсутності групових засобів захисту , що може призвести до електричних травм або летального наслідку;

в) Небезпеки які можуть виникнути при визначенні експлуатаційних напру-жень їздової балки, які можуть призвести до виникнення тріщин у зварних швах;

г) Небезпеки які пов’язані з обробкою отриманих результатів з використан-ням комп’ютерної техніки; зокрема негативний вплив статичної електрики, мож-ливість ураження електричним струмом та підвищення напруженості та інтенсив-ності праці.

д) Незадовільні параметри повітряного середовища в адміністративному приміщенні в наслідок не ефективної роботи систем опалення та повітря обміну , що може призвести до захворювання

е) Незадовільний рівень освітлення дослідницької лабораторії, що може бути пов’язаний виходом з ладу освітлювальних приладів або конструктивних недолі-ків систем загального штучного освітлення.

ж) Можливість загорань в наслідок порушень правил с пожежної безпеки, що може призвести до пожежі.

з) Небезпеки, які пов’язані з умовами праці у надзвичайних ситуаціях.

4.2 Заходи із забезпечення техніки безпеки

а) вимоги ергономіки згідно ГОСТ 12.2.032-78 ССБТ «Рабочее место при выполнении работ сидя. Общеэргономические требования» при організації робочого місця проектувальника забезпечують швидкість та ефективність роботи. Важливими моментами, які необхідно врахувати для організації робочого місця, є такі:

- робоча поза;

- конфігурація та спосіб розміщення панелей індикаторів та органів управління;

- потреба в огляді робочого місця;

- необхідність використання робочої поверхні для писання або інших робіт, установлення телефонних апаратів, іншої техніки, допоміжних засобів;

- простір для ніг та стоп при роботі сидячи.

Конструкція робочого місця повинна забезпечувати оптимальну організацію зон досяжності в межах моторного та інформаційного полів. **Інформаційне поле** – це простір робочого місця, де розташовані засоби відображення інформації та інші джерела, які працівник використовує під час виконання завдань. **Оптимальна зона інформаційного поля** – це область, у якій інформація сприймається найбільш ефективно. При її проєктуванні враховується кут огляду, оскільки основну частину інформації оператори отримують за допомогою зору.

Рекомендується наступне розташування: кут огляду має бути в межах 30–40° щодо горизонтальної площини робочого місця та 0–30° у вертикальній площині. Це забезпечує найкращі умови для сприйняття інформації оператором.

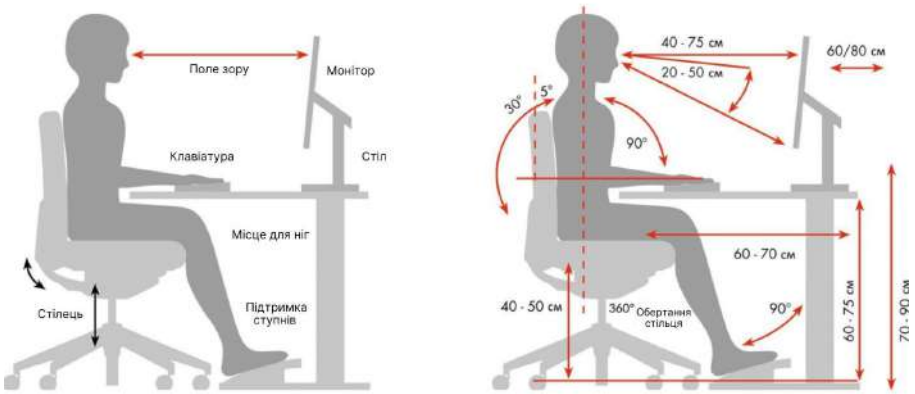


Рисунок 4.1 Робочий стіл і розміщення користувача ПК

б) Для запобігання ураження електричним струмом, передбачено: електрооб-ладнання має відповідати ГОСТ 12.1.019-79 « Система стандартів безпеки праці. Електробезпеки. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту» та ПУЕ-2013. Екс-плуатацію електрообладнання та електроустановок потрібно проводити згідно з « Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» та « Правил техніч-ної безпеки при експлуатації електроустановок споживачів»:

– ізоляція струмоведучих частин (робота, додаткова, посилена, по-двійна) повинна відповідати ГОСТ 12.2.007-75 « Системи стандартів безпеки пра-ці. Вироби електротехнічні. Загальні вимоги безпеки»;

– захисне відключення відповідно ГОСТ 12.2.007-75 «Системи стандартів безпеки праці. Вироби електротехнічні. Загальні вимоги безпеки»;

– відповідність електрообладнання відповідно ГОСТ 12.2.019-79 « Система стандартів безпеки праці. Вироби електротехнічні. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту».

в) Методи виявлення тріщин у зварних швах:

- Для виявлення дефектів застосовують різні методи контролю. Якщо при контролі не порушується цілісність зварного з'єднання, то використовуваний при цьому метод відноситься до неруйнуючих методів контролю.

-До неруйнуючим методам контролю ставляться зовнішній огляд, контроль на герметичність, методи виявлення прихованих дефектів (магнітний, радіацій-ний, ультразвуковий), методи виявлення дефектів, що виходять на поверхню (маг-нітний, люмінесцентний, кольоровий).

-Зовнішній огляд виконують неозброєним оком або з використанням лупи (звичайно не більше 10 кратного збільшення), а також різного вимірювального ін-струмента і шаблонів.

-Контролю на герметичність піддають ємності, судини і трубопроводи. При гідравлічному випробуванні всередині ємності створюють надлишковий тиск рі-дини, що перевищує в 1,5-2 рази робочий тиск, і після витримки 5-10 хв оглядають з метою виявлення течі.

Хороші результати при виявленні негерметичності дає керосино-крейдяна проба. Контрольовану поверхню фарбують крейдою, а з протилежного боку заго-товку (або зварний шов) змащують гасом. При наявності нещільності гас проникає через дефекти розміром 0,1 мм і менше і виступає у вигляді темних плям на пофа-рбованій крейдою поверхні. Випробування на непроникність можуть виконуватися також пневматичним, вакуумним методами і за допомогою гелієвого детектора шукаємо.

-Магнітні методи контролю засновані на виявленні полів магнітного розсію-вання, що утворюються в місцях розташування дефектів при намагнічуванні конт-рольованих заготовок. Досить простий метод магнітного порошку. На поверхню намагніченої (наприклад, соленоїдом) заготовки наносять залізну тирсу. Над міс-цем розташування дефекту створюються скупчення порошку. Цим способом мож-на виявити невидимі неозброєним оком поверхневі тріщини, внутрішні тріщини, що залягають не глибше 15 мм, розшарування металу, пори, включення шла-ку. При індукційному методі магнітний потік у заготівлі наводять електромагнітом змінного струму, а дефекти виявляють котушкою шукача, в якій полем розсіюван-ня створюється ЕРС, що викликає звуковий або оптич-ний сигнал на індикаторному пристрої.

-Радіаційні методи базуються на здатності рентгенівського і гамма-випромінювання проникати через металічні матеріали. Виявлення дефектів здійснюється завдяки тому, що області металу з дефектами і без них по-різному поглинають випромінювання. На рисунку 30.2 зображена схема застосування рентгенівського випромінювання для перевірки зварного шва. Промені, які генерує рентгенівська трубка, проходять через металевий виріб і фіксуються на спеціальній фотоплівці. У місцях, де є дефекти, на плівці з’являються темніші ділянки. Завдяки високій чутливості методу можна виявити дефекти, розміри яких становлять лише 1-3% від загальної товщини металу. Тип і розміри дефектів визначають шляхом порівняння отриманого знімка з еталонними зразками.

У разі використання гамма-випромінювання джерелом служать радіоактивні ізотопи, наприклад, кобальт-60. Для захисту персоналу ампулу з ізотопом поміщають у свинцевий контейнер. Гамма-випромінювання має більшу проникну здатність у порівнянні з рентгенівським, тому його застосовують для перевірки металевих виробів товщиною до 300 мм.

-Ультразвуковий контроль заснований на здатності ультразвукових хвиль відбиватися від поверхні розділу двох середовищ. У дефектоско-пії ультразвукові хвилі отримують у п'єзоелектричних матеріалах (кварц, сульфат літію, титанат барію та ін.) П'єзоелектричний щуп ультразвукового дефектоскопа поміщають на поверхню контрольованої заготівлі та періодично у вигляді імпуль-сів посилають в метал спрямовані ультразвукові коливання, частота яких зазвичай перевищує 20 кГц. При зустрічі з дефектом виникає відображе-на ультразвукова хвиля, яка сприймається іншим щупом (а іноді тим же, що по-дає). Відбитий сигнал перетворять в електричний і подають на осцилограф, на ек-рані якого виникає імпульс у вигляді піку. Ультразвуковий контроль дозволяє ви-явити дефект розміром 1-2% товщини заготовки, визначити його місцезнаходжен-ня, проте не завжди дозволяє встановити вид дефекту. Люмінесцентний метод за-снований на здатності деяких речовин світитися в холодному стані під впли-вом освітлення,

електричного струму або хімічних реакцій. Явище світіння деяких речовин під дією світлового випромінювання ультрафіолетового діапазону називається флуоресценцією. Речовини, що світяться називаються люмінофорами.

г) Персонал, що працює на комп'ютері зобов'язаний дотримуватися вимог інструкції, розробленої на підставі Санітарних норм і правил СанПин 2.2.2.542-96 « Гігієнічні вимоги до відео дисплейних терміналів, персональними електророзра-хунковими машинами і організації робіт», а також нести особисту відповідальність за дотримання вимог безпеки своєї праці і за створення небезпечного чи шкідливо-го виробничого фактора для інших працюючих і помилку комп'ютера.

– при тривалому і інтенсивному використанні, на поверхні модулів ПК (сис-темний блок, монітор, мишка і т.д.) виникають невеликі розряди струму. Ці части-нки активізуються під час дотиків до них і призводять до виходу техніки з ладу. Потрібно регулярно використовувати нейтралізатори, зволожувачі повітря, антис-татики;

– навколо столу не повинно бути звисаючих проводів, користувач не пови-нен контактувати з ними;

– важлива цілісність корпусу розетки і штепсельної вилки;

– відсутність заземлення передекранного фільтра перевіряється за допомо-гою вимірювальних приладів.

Оскільки персональний комп'ютер має всі властивості електричного прила-ду, то на нього поширюються основні правила безпеки при взаємодії з провідника-ми струму:

– не можна розміщувати будь-які речі на проводах, а також самостійно змі-нювати їх розташування без особливої потреби;

– рекомендується уникати розташування рідин поруч з модулями комп'ютера;

– неприпустимо знімати корпус будь-якої із складових частин ПК під час його роботи;

– під час роботи на комп’ютері не можна одночасно торкатися до інших ме-талевих конструкцій, які стоять на тій же поверхні. Це стосується опалювальних батарей або трубопроводів;

– при відчутті навіть незначного запаху гару, потрібно якомога швидше вим-кнути ПК з мережі і звернутися до відповідального за обслуговування комп’ютерної техніки.

Що б мінімізувати вплив при тривалому знаходженні за монітором, варто на-завжди запам’ятати наступні правила:

– відстань між очима користувача і екраном становить не менше 600 мм;

– клавіатура повинна встановлюватись під кутом 150(±5);

– стілець розташовується таким чином, що б тримати рівну поставу;

– кість руки повинна мати опору, для чого відстань від клавіатури до краю стола становить 100-150 мм;

– надзвичайно важлива періодична зарядка. Щогодини потрібно вставати з крісла, розминати м’язи і суглоби на протязі 10-15 хв.

Режим праці та відпочинку при роботі з комп’ютером повинні організовува-тися в залежності від виду та категорії трудової діяльності.

Види трудової діяльності поділяються на 3 групи:

Група А – робота з зчитування інформації з екрана комп’ютера з попереднім запитом;

Група Б – робота з введення інформації;

Група В –творча робота в режимі діалогу.

За основу роботу з комп’ютером слід приймати таку, яка займає не менше 50 % часу протягом часу роботи комп’ютера.

Для видів трудової діяльності встановлюється 3 категорії тяжкості і напру-женості роботи з комп’ютером, які визначаються:

для групи А – по сумарному числу прочитуються знаків за час роботи з комп’ютером, але не більше 60 000 знаків;

для групи Б – по сумарному числу зчитування або вводяться знаків за час роботи з комп’ютером, але не більше 60 000 знаків;

для групи В – по сумарному часу безпосередньої роботи з комп’ютером, але не більше 6 годин за час роботи з комп’ютером ;

Категорично забороняється використання на робочому місці електронагріва-льних приладів з відкритим елементом, відкритим вогнем. Користування електро-нагрівальними приладами з закритими нагрівальними елементами дозволяється тільки у спеціально відведених для цього місцях. Недотримання вимог до мікрок-лімату приміщення може не тільки різко знижувати продуктивність праці, викли-кати втрати робочого часу через збільшеного числа помилок у роботі, але і прово-дити до функціональних розладів або хронічних захворювань органів дихання, не-рвової системи, імунної системи.

4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

д) забезпечення належних параметрів повітряного середовища у адміністра-тивних приміщеннях.

Для нормалізації параметрів повітряного середовища в проекті передбачено: устрій технічних систем, які повинні забезпечувати параметри повітряного середо-вища у відповідності до норм, які вказані в таблиці 1, згідно СНиП 23-01-99 «Буді-вельна кліматологія»

Таблиця 5.1 Оптимальні фізичні параметри повітряного середовища цеху.

Період року	Температура, ◦С	Відносна вологість, %	Швидкість руху , м/с
Холодний	18-22	40-60	0,1-0,3
Теплий	20-23	40-60	0,1-0,4

В теплий період року для зниження температури повітря в робочому просто-рі необхідно використовувати природну вентиляцію, або

кондиціювання згідно СНиП 2.04.05-91 «Отопление вентиляция и кондиционирование», а в холодний пе-ріод – системи водяного опалення.

е) При проведенні робітзастосовувати систему комбінованого освітлення. Освітленість при роботі повинна бути не менше 2 000 лк, що досягається за раху-нок місцевого освітлення, яке передбачається конструкцією обладнання. Вимоги природного та штучного освітлення в приміщеннях повинні виконуватись згідно ДБН В.2.5-28-2006 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення»

Приміщення повинні мати природне та штучне освітлення. Значення освіт-леності на поверхні робочого столу в зоні розміщення документів має становити 300-500 лк, якщо ці значення неможливо забезпечити системою загального освіт-лення, допускається використовувати місцеве освітлення.

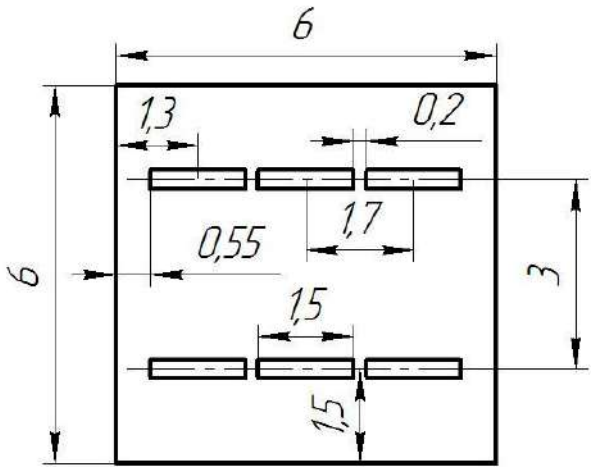


Рисунок 4.2 – Схема розміщення світильників у виробничому приміщенні.

Правильно спроектоване та виконане освітлення забезпечує можливість нор-мальної діяльності, зберігає зір людини, стан його центральної нервової системи. В значній мірі від умов освітленості залежить безпека та продуктивність праці.

За функціональним призначенням штучне освітлення поділяється на:

• робоче - призначене для забезпечення виробничого процесу і є обов’язковим для всіх виробничих приміщень;

• аварійне – використовується для продовження роботи у випадках відк-лючення основного освітлення;

• евакуаційне – для забезпечення евакуації людей при аварійному відк-люченні робочого освітлення;

• охоронне – використовується в нічний період;

• чергове – передбачається в неробочий час.

Штучне освітлення – освітлення будинків, приміщень, споруд та створення зовнішнього освітлення за допомогою спеціальних електроосвітлювальних устано-вок – світильників. Система загального освітлення призначена для освітлення всього приміщення.

Для виконання визначених робіт в лабораторії необхідно провести розраху-нок рівномірного загального освітлення виробничого приміщення методом світло-вого потоку.

1) Вибір системи освітлення:

Вибір системи освітлення залежить від зорових робіт і визначається за Дер-жавними будівельними нормами України (ДБН В.2.5.-28-2006 “Природне і штучне освітлення”. Розряд зорової роботи IIIа, застосовуємо систему комбінованого осві-тлення.

2) Визначення рівня нормованої освітленості (Ен) проводимо за дод. А [28] в залежності від розряду зорових робіт, фону, контрасту об’єкта з фоном та системи освітлення. Приймаємо Ен = 400 лк.

3) Вибір джерела світла: використовуємо люмінесцентні лампи ЛБ (білого кольору 2500-2800К), тому що вони рекомендовані для приміщень висотою до 6м.

Розміри приміщення лабораторії: довжина А = 6 м, ширина В=6 м, висота Н = 2,8 м.

4) Вибір типу світильника проводимо с урахуванням умов навколишнього середовища, характеристики і освітлювального приміщення за вибухопожежонебе-зпекою. Для лабораторій, та приміщень з висотою до 5 м обираємо тип світильника ПВЛ. Коефіцієнт світильника [L/h] = 1,5.

5) Оцінка коефіцієнта запасу та коефіцієнта нерівномірності (мінімального) освітлення:

Коефіцієнт запасу кз враховує зниження рівня освітленості з часом в резуль-таті забруднення та старіння ламп, світильників і поверхонь приміщення, прийма-ється в залежності від виробничих умов. Обираємо кз = 1,5.

Коефіцієнт нерівномірності (мінімального) освітлення z = 1,1 – для люмінес-центних ламп.

6) Оцінка коефіцієнтів відбиття поверхонь приміщення:

Обирається в залежності від виділення пилу у процесі роботи.

У приміщеннях з незначним пиловиділенням ρс = 50% - відбиття від стелі, ρст = 30% - відбиття від стін, ρп = 10% - відбиття від підлоги.

7) Значення індексу приміщення визначаємо за формулою:

$i=AB/h(A+B)$, (4.1)

де А – довжина приміщення, м;

В – ширина приміщення, м;

h – висота розміщення світильників над робочою поверхнею, м

h = H - hp - hз, (4.2)

де Н – висота виробничого приміщення, м;

hp – висота робочої поверхні над підлогою, м;

(як правило, висота умовної робочої поверхні hp = 0,8 м)

hз – висота звисання світильника від стелі, м.

Так як hз не задана, то розрахунок проводимо за формулами:

а) Розраховуємо кількість рядів світильників у приміщенні:

$Np=B/(H-hp)*[L/h]$, (4.3)

де [L/h] = 1,5 – числове значення коефіцієнта світильника. $Np=6/(2,8-0,8)*1,5=2$ряд

б) визначаємо максимально припустиму відстань між рядами світильників:

$Lmax=B/Np=6/2=3$ м (4.4)

в) розраховуємо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$h=Lmax/[L/h]$=3/1,5=2 м (4.5)

г) знаходимо висоту звисання світильника від стелі:

hз = H – hp – h = 2,8 – 0,8 – 2 = 0 м (4.6)

Знаходимо чисельне значення індексу приміщення за формулою (4.1): i=6∗6/2(6+6)=1,5

8) Значення коефіцієнта використання світлового потоку η обираємо в зале-жності від виду джерела світла, типу обраного світильника, коефіцієнтів відбиття поверхонь приміщення (ρс, ρст, ρп) та індексу приміщення за дод. Д [28]. Приймає-мо η = 40%.

9) Проводимо розрахунок світлового потоку лампи та загальної кількості сві-тильників за схемою:

а) Визначаємо сумарний світловий потік освітлювальної установки у даному виробничому приміщенні:

ФΣ=Ен·S·kз·z/η, (4.7)

де ФΣ – розрахункове значення сумарного світлового потоку у приміщенні, лм;

Ен – нормоване значення освітленості, лк;

S – площа освітлювальної поверхні, м2;

kз – коефіцієнт запасу;

z – коефіцієнт нерівномірності (мінімальної) освітленості;

η – коефіцієнт використання світлового потоку

ФΣ=400·36·1,5·1,1/0,4=59 400 лк

б) Визначаємо умовну загальну кількість світильників у приміщенні, виходя-чи з позиції розташування їх у вершинах квадрата:

$N*=ABLmax$^2=6·6/3^2=4світильника (4.8)

в) Розраховуємо світловий потік умовного джерела світла:

Фл∗=ФΣ/Nл,лм (4.9)

де Nл – загальна кількість ламп у приміщенні, шт;

Nл = N*· n = 4·2 = 8 шт

n – кількість ламп у світильнику. Фл∗=59/4008=7 425 лм

г) Обираємо тип стандартної лампи з найближчим значенням фактичного світлового потоку лампи Фл і розраховуємо коефіцієнт m. Тип лампи – ЛБ, Рл = 80 Вт – потужність лампи, Фл = 5 400 лм – світловий потік лампи, L = 1,5 м – довжина лампи.

m=Фл∗/Фл=74255/400=1,375 (4.10)

д) Визначаємо оптимальну кількість ламп у приміщенні:

N = Nл· m = 8·1,375 = 11 ламп (4.11)

Приймаємо фактичну кількість ламп у приміщенні Nфл = 12 ламп.

10) Визначаємо загальну розрахункову освітленість Ер у приміщенні, що створюється при застосуванні стандартних ламп:

Ер=Фл·Nфл·η/S·kз·z=5 400·12·0,4/36·1,5·1,1=436,4 лк (4.12)

При правильному виборі типу і кількості стандартних ламп повинна викону-ватися умова:

Ер = (-10% … +20%) · Ен, лк (4.13)

Ер = 360 … 480 лк

Розрахункове значення освітленості Ер складає 436,4 лк, отже необхідна умова виконується.

11) Розраховуємо загальну потужність освітлювальної установки:

PΣ=Nл·Рл=12·80=960 Вт (4.14)

4.4 Заходи з пожежної безпеки

ж) Комплекс протипожежних заходів для виробничого приміщення (дослід-ницької лабораторії, конструкторського бюро, тощо) обладнаного ПК з ВДТ роз-роблений згідно вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Украї-ні».

Виходячи з аналізу речовин та матеріалів, які використовуються при роботі у приміщенні (дослідницької лабораторії, конструкторського бюро, тощо) обладна-ному ПК з ВДТ:

- згідно ДСТУ EN 2:2014 «Класифікація пожеж» (EN 2:1992, EN 2:1992/A1:2004, IDT) у приміщенні (дослідницької лабораторії, конструктор-

ського бюро, тощо) обладнаному ПК з ВДТ можлива пожежа класів – А (що су-проводжується горінням твердих матеріалів) та Е (горіння електроустановок, що перебувають під напругою до 1000 В);

- відповідно до вимог ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій примі-щень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпе-кою», воно належить до категорії «Д» з пожежної небезпеки – простір у примі-щенні, у якому перебувають тверді горючі речовини та матеріали.

Оскільки приміщення (дослідницької лабораторії, конструкторського бюро, тощо) обладнане ПК з ВДТ належить до категорії «Д» з пожежної небезпеки, тому відповідно до вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об’єктів будівництва. Загальні вимоги» воно має ІІ ступінь вогнестійкості.

У разі виникнення пожежі у приміщенні (дослідницької лабораторії, конс-трукторського бюро, тощо) обладнаному ПК з ВДТ для евакуації персоналу відпо-відно до вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об’єктів будівництва. Загальні вимоги» передбачені виходи, по обидві сторони приміщення, з одного боку вікно (на пожежні сходи), а з іншого – вхідні двері. Згідно п. 2.29 (табл. 2) СНиП 2.09.02-85* «Производственные здания», відстань від найбільш віддаленого робочого міс-ця до найближчого евакуаційного виходу не обмежується.

Обладнання, силові та освітленні мережі приміщення (дослідницької лабора-торії, конструкторського бюро, тощо) обладнаного ПК з ВДТ відповідають вимо-гам пожежної безпеки, оскільки виконані відповідно до вимог НПАОП 40.1-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних устано-вок», та мають ступінь захисту ізоляції обладнання IP44 яка відповідає класу по-жежанебезпечної зони П-ІІа до якої належить приміщення.

З технічних та організаційних заходів запобігання пожеж в приміщенні (до-слідницької лабораторії, конструкторського бюро, тощо) обладнаному ПК з ВДТ передбачені наступні протипожежні заходи. На силовому

обладнанні, силових та освітлювальних колах, згідно вимог пункту 3.1 «ПУЕ», встановлені захисні при-строї, що вимикають джерело живлення від ділянки електричного кола, у якій ви-никло коротке замикання.

Згідно вимог ДБН В.2.5-56:2014 «Системи протипожежного захисту», в при-міщенні (дослідницької лабораторії, конструкторського бюро, тощо) обладнаному ПК з ВДТ встановлена система пожежної й охоронної сигналізації «Сигнал-ВК6».

Яка забезпечує виявлення теплових і димових ознак пожежі і місця виникнення пожежі з точністю до місця розміщення датчика.

Оскільки приміщення (дослідницької лабораторії, конструкторського бюро, тощо) що обладнане ПК з ВДТ має площу 39 м2, тому відповідно до вимог п. 5 ро-зділу VI «Вибір типу та необхідної кількості вогнегасників», «Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників», затверджених наказом МВСУ 15.01.2018 № 25 та зареєстрованих в МЮУ 23.02.2018 р. за № 225/31677 для гасін-ня електроустановок, що знаходяться під напругою, передбачені вуглекислотні во-гнегасники типу ВВК-3,5 у кількості 2 штук (з розрахунку один вогнегасник с ве-личиною заряду вогнегасної речовини 3 кг. і більше, на 20 м2 площі приміщення). Додатково, на кожному поверсі будівлі, в якій розміщене приміщення обладнане ПК з ВДТ, передбачене два переносних порошкових вогнегасника – ВП-5. Відс-тань між вогнегасниками та місцями можливих загорянь не перевищує 10 м.

ВИСНОВКИ

На основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що вантажопідйомні машини є невід’ємною складовою сучасного промислового виробництва, забезпечуючи ефективність багатьох технологічних процесів. У рамках дипломної роботи було детально розглянуто мостовий підвісний кран з вантажопідйомністю 25 тонн, його технічні характеристики, конструктивні особливості та можливості оптимізації. Отримані результати підтверджують, що саме такі крани відіграють ключову роль у процесах транспортування важких вантажів, монтажу обладнання та обслуговування виробничих ліній.

Розвиток підіймально-транспортного машинобудування нерозривно пов’язаний із загальним технічним прогресом. Комплексна механізація та автоматизація виробничих процесів створюють основу для значного підвищення продуктивності праці, зниження собівартості продукції та покращення її якості. У цьому контексті мостові підвісні крани займають особливе місце, адже вони забезпечують виконання найтрудомісткіших операцій, таких як підйом і переміщення важких вантажів. Їх використання дозволяє зменшити витрати часу та фізичних зусиль персоналу, а також сприяє підвищенню рівня безпеки на виробництві.

Аналіз технологічних можливостей крана мостового підвісного Q=25т підтвердив його універсальність і високу ефективність у різних галузях промисловості. Конструкція крана дозволяє працювати з великогабаритними вантажами, а широкий діапазон робочих параметрів забезпечує його застосування в різних умовах. Особливо важливо, що сучасні моделі таких кранів мають вдосконалені системи управління, які значно підвищують точність виконання операцій і зменшують ризик помилок.

Дослідження також показало, що на ефективність роботи крана впливає ряд чинників, таких як технічний стан обладнання, рівень автоматизації, умови експлуатації та кваліфікація обслуговуючого персоналу. Впровадження новітніх технологій, зокрема цифрових систем управління,

дозволяє значно підвищити продуктивність і зменшити експлуатаційні витрати. Наприклад, використання програмного забезпечення для моніторингу стану крана в режимі реального часу сприяє своєчасному виявленню можливих несправностей, що знижує ризик простоїв і підвищує надійність роботи.

Порівняння мостового підвісного крана з іншими типами вантажопідйомних машин показало, що він має низку переваг, таких як висока вантажопідйомність, можливість роботи на великій висоті та універсальність у застосуванні. Разом із тим, його використання може бути обмежене в умовах обмеженого простору або специфічних вимог до переміщення вантажів. У таких випадках доцільно використовувати альтернативні рішення, наприклад, консольні або портальні крани.

Економічна ефективність застосування мостових підвісних кранів також була предметом дослідження. Результати аналізу показують, що їх використання є виправданим навіть у високовартісних проектах, оскільки вони дозволяють суттєво скоротити витрати часу на виконання вантажопідйомних операцій. Крім того, за умови належного технічного обслуговування такі крани мають тривалий термін експлуатації, що забезпечує їхню окупність протягом кількох років.

Отже, результати дипломної роботи підтверджують важливість мостових підвісних кранів у сучасному виробництві. Їх застосування сприяє підвищенню ефективності роботи, зниженню витрат і покращенню якості виконання технологічних операцій. Разом із тим, подальші дослідження в цій галузі мають бути спрямовані на вдосконалення конструкцій кранів, підвищення їхньої енергоефективності та інтеграцію з сучасними цифровими системами управління.

Перелік посилань

1. ДСТУ EN 13001-3-3:2019 Крани вантажопідіймальні. Конструкція загального призначення. Частина 3-3. Граничні стани та перевірка безпеки коліс проти перевантаження. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

2. ДСТУ EN 14492-1:2019 Крани вантажопідіймальні. Лебідки та талі з приводом від двигуна. Частина 1. Безпека. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

3. Назаренко І. І., Грановський О. В., Шабанов М. В. Основи охорони праці та безпеки життєдіяльності в машинобудуванні: навчальний посібник. Київ: Центр учбової літератури, 2020. 280 с.

4. Волошин В. С., Кононенко А. С. Динаміка та міцність підйомно-транспортних машин: підручник. Київ: Видавничий дім «Кондор», 2021. 310 с.

5. Гончаров В. М., Сидоренко М. О. Монтаж, технічна експлуатація та ремонт вантажопідйомних машин: навчальний посібник. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. 220 с.

6. Дмитренко В. О., Журавель І. М. Проєктування кранових механізмів та розрахунок деталей: навчальний посібник. Дніпро: УДУНТ, 2022. 195 с.

350с.

7. Шевченко М. О., Ковальчук В. П. Економіка та організація виробництва в машинобудуванні: підручник. Київ: Ліра-К, 2019. 360 с.

8. Явтушенко А. В., Сафонов М. О. Кранові установки та приводи: підручник. Суми: Сумський державний університет, 2020. 270 с.

9. Мельник О. М., Петренко Б. М. Надійність і довговічність підіймально-транспортного обладнання: навчальний посібник. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2019. 215 с.

10. ДСТУ EN 12644-1:2019 Крани вантажопідіймальні. Інформація для використання та випробувань. Частина 1. Інструкції. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019.

11. Законодавство України про охорону праці: збірник нормативно-правових актів / упоряд. В. Г. Пилипенко. Київ: Центр учбової літератури, 2023. 456 с.

12. Стандарт університету. Вимоги до оформлення курсових і дипломних проєктів (робіт) / укл. Л. М. Мартовицький та ін. Запоріжжя: Національний університет «Запорізька політехніка», 2021. 45 с.

13. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра для здобувачів вищої освіти спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (освітня програма «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання») / укл. Л. М. Мартовицький, Г. В. Клименко, В. І. Глушко. Запоріжжя: Національний університет «Запорізька політехніка», 2023. 64 с.