

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Машинобудівний

(повне найменування інституту, назва факультету)

Регіонів машини і ПТМ

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему Діагностика механізму пересування
козлового крана

Виконав: студент 6 курсу, групи М-313
спеціальності (напряму підготовки)

133 Галузь машинобудування

(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Євн С.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Велков Г.П.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Кавьаров М.М.

(прізвище та ініціали)

м.Запоріжжя

2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет Машинобудівний, машинобудівний
 Кафедра ДМ: ПТМ
 Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) Магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 (код і назва)
 Напрямок підготовки Машинобудування
 (код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Марівелуцький
Володимир Максимович
 "17" 12 2018 року

З А В Д А Н Н Я
 НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Єсін Сергій Юрійович
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Діагностика механізму пересування
козлового крана

керівник проекту (роботи) Васков Р.П. к.т.н. доцент
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від "07" 11 2018 року № 334

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 19.12.2018р

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Базова модель кран козловий
грейферний Q=10т

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Вступ. 2. Аналітичний огляд. 3. Розпідницювальний розділ.
4. Конструктивний розділ. 5. Енергетична діагностика. 6. Техно-
логічний розділ. 7. Техніки безпеки і охорони праці. 8. Економі-
чний розділ. 9. Висновки. 10. Список літератури.

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

Лист 1. Кран козловий грейферний. Лист 2. Грейфер Лист 3.
Розрахунок балки. Лист 4. Діагностика Лист 5. Механізм
пересування крана Лист 6. Відрізок.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймає виконання завдання
	Неегеро В. О. П., к.т.н., доцент		
	Волков П. П., к.т.н., доцент		

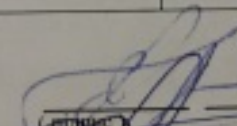
7. Дата видачі завдання 03.09.18 р

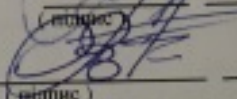
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітки
1	Збір інформації по темі завдання	10.09.18	
2	Дослід і оброблення зібраної інформації зернової	17.09.18	
3	Робота з науковою літературою	24.09.18	
4	Робота з консультантом та керівником проекту	15.10.18	
5	Написання повенувальної записки	08.11.18	
6	Оформлення графічної частини	26.11.18	
7	Затвердження роботи у керівника та консультанта	03.12.18	

Студент

Керівник проекту (роботи)


 (підпис)
 Есін С.Ю.
 (прізвище та ініціали)


 (підпис)
 Волков П.П.
 (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

1. Вступ	2
2. Аналітичний огляд	3
3. Дослідницький розділ	7
4. Конструкторський розділ	11
4.1. Розрахунок механізму підйому	11
4.2. Розрахунок грейфера	15
4.3. Розрахунок механізму пересування візка	23
4.4. Розрахунок механізму пересування крана	29
4.5. Металоконструкція крана	32
4.6. Електрична частина.....	46
5. Технологічний розділ.....	54
5.1 Віброграф.....	57
5.2 Калібрування датчиків АЕ.....	59
5.3 Діагностика підшипників кочення методом АЕ.....	59
6. Техніка безпеки і охорона праці	66
7. Економічний розділ	84
8. Висновок	90
9. Список літератури	91
ДОДАТОК 1.....	93
ДОДАТОК 2.....	93
ДОДАТОК 3.....	95

1 ВСТУП

Підйомно-транспортні машини, є невід'ємною складовою частиною механічного устаткування сучасного промислового підприємства. По своєму науково-технічному рівню нові ПТМ повинні бути досконалішими за своїх попередників, відповідати високим вимогам науково-технічного прогресу і світових стандартів.

До них відносяться машини і механізми призначенням яких є підйом і переміщення вантажів на порівняно невеликі відстані, на відміну від так званого дальнього транспорту - залізничного, автомобільного, водного і повітряного, який служить для переміщення вантажів на великі відстані.

У сучасних умовах потокового і автоматизованого виробництва значення ПТМ якісно змінилося. Вони вийшли за рамки свого первинного призначення як допоміжного устаткування тільки для механізації трудомістких процесів по підйому і переміщенню вантажів, вони стали зв'язуючою ланкою в технологічному ланцюзі виробництва, що забезпечує безперервність процесу виробництва, основним регулятором потокового виробництва органічною частиною технологічних процесів, що визначають ритм і продуктивність основного устаткування підприємства тобто вони стали технологічним устаткуванням виробництва..

З усіх видів підйомно-транспортних машин - козлові крани є одним з основних видів засобів механізації перевантажувальних і складських робіт в різних галузях народного господарства.

За призначенням козлові крани поділяють на три основні групи: загального призначення, або перевантажувальні, будівельно-монтажні і спеціального призначення.

Козловий кран уявляє із себе вантажопідйомну конструкцію для виконання розвантажувальних і навантажувальних робіт. Даний тип кранів використовують на відкритих майданчиках промислових підприємств, вантажних дворів, полігонів по виробництву залізобетонних виробів і контейнерних майданчиках залізничних станцій. Кран отримав повсюдне широке поширення, і їх розробка є однією з найважливіших в сфері ПТМ.

2 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

До козлових кранів відносяться крани, у яких горизонтальна будова (ригель) стоїть на двох ногах. У кранах з малим прольотом (відстань між центрами рельс, за яким проходить кран, 10 - 12 м) обидві його однакові конструкції жорстко кріпляться до пролітного будівництва. При великих прольотах зазвичай одна нога має жорстку конструкцію, а інша – гнучку. Така будова не дає можливості засміченню ходових коліс крана і запобігає значних перекосів при температурних змінах довжини мосту або випадкових порушень ширини коліс.

На спеціально передбаченому рельсовому шляху по ригелю крана рухається вантажний візок або тельфер (електроталь). Може бути суміщення в одному крані вантажного візка з тельфером. У такому варіанті ведуться основні роботи з вантажем максимальної маси, а тельфер потрібен для допоміжних підйомно-транспортних робіт. Козловий кран може бути одно-, дво- або безконсольним. Це залежить від місця кріплення ноги до ригелю крана.

Вантажні візки виконуються більшою частиною двома рульовими і можуть рухатися як по верхньому, так і нижньому поясах ригеля. Тельфери є одно рельсовими.

Вантажні візки по своїй конструкції бувають двох типів. На перших розміщені механізми підйому вантажу і пересування візка. На других вони відсутні. Замість них встановлені відхилені блоки троса вантажної лебідки і нерухомо закріплені кінці троса тягової лебідки, розташованих на ригелі або на ногах крана. Візки другого типу легші за візків першого типу. Отже, маса ригеля такого крану може бути меншою.

Кабіна керування краном існують двох видів. Є нерухома, яка закріплена в районі однієї з ніг (жорсткої) крана, або рухома, яка переміщується разом з візком по цим же рейковим шляхам.

Управління кранами здійснюється з кабіни стаціонарно або рухомо. Кращий огляд місця навантаження і розвантаження має рухова кабіна, але створює додаткове рухоме навантаження на пролітну будову. Це викликає необхідність збільшити перетин прольоту. Стаціонарна кабіна дозволяє зменшити навантаження на пролітну будову, адже кріпиться до пролітної будови близько жорсткої ноги або безпосередньо до опорної ноги. Але при більших прольотах значно погіршується огляд з кабіни.

Конструкція моста (ригеля) легких і середніх кранів зазвичай буває однобалкова; важких - двобалкова. Балки можуть бути гранчастою або суцільно стінчатою (з отворами в стінках або без отворів), прямокутного, трикутного або трапецеїдального розтину.

Ригель виконаний по довжині складових з сполуками на болтах або пальцях для зручності транспортування крану з одного об'єкта на інший і монтажу його на різну довжину прольоту.

Параметри що випускаються в СРСР козлових кранів регламентуються ГОСТ 7352-81, який розрахований тільки на крани вантажопідйомністю від 3.2 т до 32 т прольотом 10-32 м. В порівнянні з цими параметрами для мостобудування крани повинні бути значно більшими.

Коли козлові крани виконують саомонтаж (самопідйом), опорні ноги кріпляться до мосту на спеціальних шарнірах. Стягнення у нижній частині ніг поліспастовою канатною системою досягається підйомом мосту в проектне положення. В нижній частині ноги зв'язуються поздовжньою балкою-розтяжкою, а до ригель нерухомо прикріплюються болтами. Щоб запобігти перекосу при підйомі мосту в процесі саомонтажу, кожна пара ніг зв'язується між собою синхронізуючим пристроєм - зубчастими секторами, паралелограмними тягами і т. д.

Від вантажопідйомності карну залежить що саме буде встановлено на кінцях ніг: ходові візки або поодинокі дворебордні ходові колеса. Привід колеса здійснюється від індивідуальних електродвигунів кранів через систему передач. Приводними зазвичай буває половина ходових коліс кожної ноги крана.

Козлові крани, які пересуваються по рейкових шляхах, мають пристрої проти захоплення, розраховані на утримання крана в неробочому стані від дії вітру, окрім звичайних робочих гальм механізму пересування.

На кінцевих ділянках підкранових колій встановлені пружинні або пружинно-фрикційні буфери. При їх розрахунку приймають, що кран може битися в буфер, рухаючись зі швидкістю, що дорівнює 0,7 нормальної швидкості пересування.

Стійкість козових кранів від перекидання правилами Гос Гор-тех нагляду не регламентована, але для кранів з високим розташуванням центру тяжіння така перевірка (поперек і уздовж підкранової колії в робочому та неробочому стані) доцільна. Також враховуються впливи наступних сил: маси крана і вантажу, сили інерції розгону і гальмування, сили тиску вітру на вантаж і на край.

Вантажний візок крану рухається по рейках верхнього поясу ригеля. Усередині ригеля по обом його кінцях встановлені дві вантажні та одна тягова лебідки. Всі вони однотипні марки ПД-4-50 з тяговим зусиллям 50 кН і забезпечують як пересування візка вздовж ригеля, так і підйом траверси, оснащеної гаком, за допомогою двох поліспастих систем (до кожної вантажної лебідки), що знаходяться збоку від ригеля. Кратність кожного поліспасти 10.

Довжина ходу вантажного візка, при якому допустима вантажопідйомність крана 65 т, становить 15 м. До поясних угольників нижнього поясу ригеля прикріплений монорельс, уздовж якого переміщається тельфер вантажопідйомністю 5 т (ТЕ5-951) для виконання робіт з допоміжними вантажами малої маси.

3 ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

СТАН МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕСУВАННЯ ТА ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ І НАДІЙНОСТІ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

Надійність – одна з основних характеристик будь-якої технічної системи. Як внутрішня властивість, надійність системи створюється на етапі проектування, забезпечується в процесі її виробництва та реалізується в процесі застосування технічної системи за призначенням.

Значну роль відіграють кількісні методи досліджень при виборі заходів для забезпечення надійності ПТМ. Їх застосування дозволяє: науково обґрунтувати вимоги до новостворюваних зразків ПТМ; обрати шляхи зниження економічних затрат та скорочення часу на розробку техніки, підвищення якості виробництва машин, отримання об'єктивної оцінки технічного стану у період експлуатації.

Складність ремонту посилюється значною трудомісткістю при заміні ходових і зубчатих коліс внаслідок зношування, а також при заміні підтримуючих деталей (див.рис.3.1). Певну частку у складності ремонту вносить і різноманіття конструктивних схем.

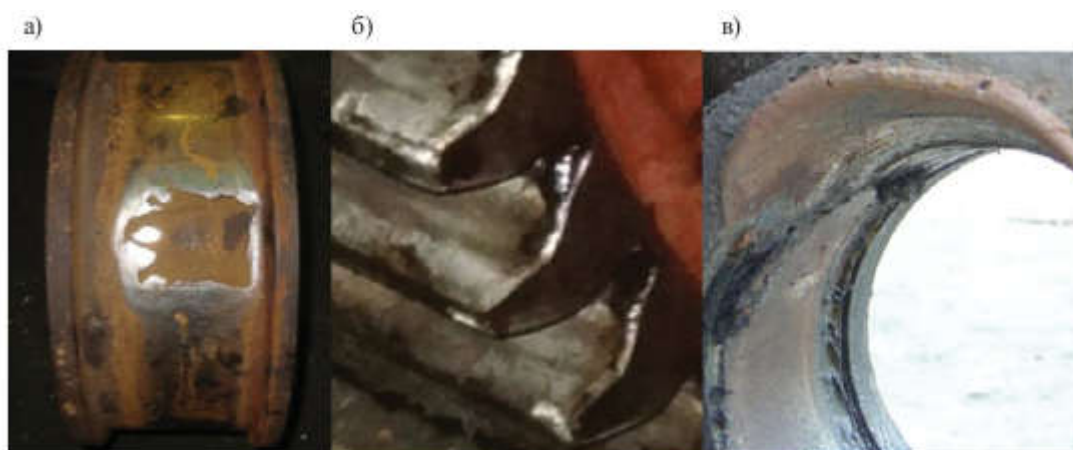


Рисунок 3.1 - Дефекти елементів механізму пересування

а – відшаровування загартованого шару поверхні кочення;

б - пластична деформація зуба зубчастого колеса з утворенням хребта;

в – пошкодження корпусу ходового візка.

Частіше (до 35 %) використовуються схеми з черв'ячним редуктором та схеми з циліндричним редуктором (40%). В усіх інших схемах для зменшення бокового габариту привода або для захисту електродвигуна використовуються ланцюгова передача, циліндричноконічні передачі, карданний вал.

Різноманіття конструктивних схем, механізмів пересування викликано насамперед необхідністю вписатися механізмом пересування в боковий габарит ходового візка. Достатньо важливу роль в різноманітті конструктивних схем відіграє і людський фактор, оскільки розробник змушений задовольняти певним компануючим вимогам з урахуванням технічних можливостей країни виробника.

Збільшення питомої ваги переносного вантажу і зростання потреби транспортування крупногабаритного вантажу призводить до підвищення вантажопідйомності. Підвищується власна вага перевантажувального крана і тиск на ходові колеса. При цьому треба застосувати механізм пересування з великим числом ходових коліс.

У грузопідйомних кранів більшості типів велика частина маси (80-90%) припадає на металеві конструкції, від надійної роботи яких залежить надійність і безпека. Ремонт металоконструкцій трудомісткий, часто потребує наявності спеціального обладнання і залучення висококваліфікованих фахівців. У ряді випадків конструкцію неможливо відремонтувати в принципі.

Залежно від умов експлуатації та конструктивних особливостей фактичний термін служби металевої конструкції становить 5 - 50 і більше років., знижені 5 - 19 років. Терміни служби обумовлені невідповідністю умов експлуатації і недостатньо високою якістю виготовлення металоконструкцій. Існує практика попереднього, до установки крана на будівельному об'єкті або іншому місці експлуатації, посилення конструкції серійного виробництва.

Встановлено, що якщо в початковий період експлуатації ймовірність безвідмовної роботи змінюється в межах 0,92 - 1,0, то через двадцять років цей показник знижується до 0,41 - 0,53. Однією з причин, які обумовлюють

необхідність припинення експлуатації кранів, є виникнення залишкових прогинів мостів, що найбільш часто спостерігається у груп кранів режимів А7 і вище, регулярно переміщуються граничні або близькі до граничних вантажі.

Залишкові прогини можна компенсувати установкою опор на різновисокі прокладки. Однак при значних прольотах (більше 22,5 метрів), коли прогини можуть досягати 50 мм і більше, найчастіше більш доцільно використовувати попереднє напруження. Метод попереднього напруження дозволяє створити зворотний прогин, повністю компенсує залишкові деформації основної конструкції

У загальному вигляді завдання забезпечення надійності кранових металевих конструкцій можна представити таким чином. Існує багатовимірний простір якості, граничні точки якого за окремими координатним осями визначають розрахунок несучої здатності, що базуються на нормативних характеристиках матеріалу. Зовнішні впливи на спорудження визначають утворений аналогічним чином простір стану.

В процесі експлуатації крану характеристики матеріалу змінюються, як і діючі на конструкцію впливи. Тому під час всього терміну служби конструкції обидва простори будуть постійно змінювати свій обсяг, пульсувати.

Нормальна експлуатація (збереження надійності конструкції) триватиме до тих пір, поки простір стану у всіх точках знаходиться в межах простору стану якості. Перетин поверхонь двох просторів є відмовою. Залежно від координатної осі, по якій відбувся перетин, він може привести до аварії, зупинки крана, необхідності ремонту і т. д.

Скорочення різниці об'єму просторів буде приводити до економії матеріалів при забезпеченні заданої надійності і довговічності. Однак достовірне визначення меж просторів ускладнене тим, що велика кількість визначаючих їх факторів є випадковими величинами, процесами або функціями від ряду випадкових параметрів.

Тому прогнозована надійність конструкції буде визначатися ймовірністю, яку слід призначати в залежності від класу відповідальності крана. У практиці

розрахунків і проектування для оцінки надійності конструкції використовуються рішення, виконані для окремих координатних осей просторів стану і якості.

При циклічному навантаженні конструкції її довговічність (час до руйнування) визначається тривалістю двох послідовних періодів: ініціювання (зародження) тріщини, яке починається з перших циклів навантаження і закінчується в момент виявлення тріщини; поширення тріщини, що закінчується моментом повного вичерпання несучої здатності конструкції підйомного крану.

4 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

4.1 Розрахунок механізму підйому

Дано: вантажопідйомність $m_z = 10t = 10000\text{кг}$;

швидкість підйому $V = 0.4\text{м/с}$;

висота підйому $H = 8\text{м}$;

режим навантаження L2 - помірний;

група класифікації механізму - M₆

4.1.1 Вибір каната і барабана

Вантажопідйомна сила

$$F_z = m_z \cdot g ,$$

де $g = 9,81\text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння.

$$\text{Отримаємо: } F_z = 10000 \cdot 9.81 = 98100 = 9.81 \cdot 10^4\text{ Н}$$

ККД поліспасти

$$\eta = 0.97$$

Найбільший натяг вітки каната, що набігає на барабан

$$F_a = \frac{F_z \cdot \kappa}{\mu \cdot a \cdot \eta} ,$$

де μ - число поліспастів;

κ – коефіцієнт завантаження механізму замикання грейфера;

a – кратність поліспасти.

Для козлового крана $\mu = 2$, тобто обидва кінці каната закріплені на барабані для строго вертикального підйому вантажу вирівнювання зусиль на опори барабана.

$$F_a = \frac{9.81 \cdot 10^4 \cdot 0.6}{2 \cdot 1 \cdot 0.97} = 3 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Розривне зусилля каната в цілому

$$F_p = F_a \cdot Z_p,$$

де $Z_p = 5.6$ - мінімальний коефіцієнт використання каната.

$$F_p = 3 \cdot 10^4 \cdot 5.6 = 16.8 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Вибір типу каната

Для козлового крана, що працює на відкритому повітрі при наявності пилу і вологи, слід вибирати канат типу ЛК-Р 6×19+1 о.с. ГОСТ 2688-80 з малою кількістю дротів великого діаметра

По знайденому розривному зусиллю знаходимо значення діаметра каната по таблиці додатка 1 знаходимо значення діаметра каната

$$d_k = 20 \text{ мм}.$$

Діаметр барабана

$$D_{\bar{o}} = d_k \cdot h_1,$$

де $h_1 = 20$ - коефіцієнт вибору діаметра барабана [1]

$$D_{\bar{o}} = 400 \text{ мм}$$

Довжина барабана з двостороннім нарізкою

$$L_{\bar{o}} = 2 \left(\frac{1.1 d_k \cdot H \cdot a}{\pi \cdot D_{\bar{o}}} + 3.5 \cdot 1.1 d_k \right) + c \cdot D_{\bar{o}},$$

де $c = 0.5$ - коефіцієнт довжини середньої (розрізані) частини барабана,

$$H = 8000 \text{ мм} - \text{висота підйому.}$$

$$L_{\delta} = 2 \left(\frac{1.1 \cdot 20 \cdot 8000 \cdot 1}{3.14 \cdot 400} + 3.5 \cdot 1.1 \cdot 20 \right) + 0.5 \cdot 400 = 700 \text{ мм},$$

приймаємо $L_{\delta} = 1000 \text{ мм}$

Перевірка розмірів барабана за умовами

$$\frac{L_{\delta}}{D_{\delta}} = 2.5 \leq 3$$

Кутова швидкість барабана

$$\omega_{\delta} = \frac{2V \cdot a}{D_{\delta}} \text{ рад/с},$$

де $V = 0.4 \text{ м/с}$ - швидкість підйому,

$$\omega_{\delta} = \frac{2 \cdot 0.4 \cdot 1}{0.400} = 2 \text{ рад/с}.$$

4.1.2 Вибір електродвигуна

Статична потужність електродвигуна

$$P = \frac{F_z \cdot V}{\eta_m},$$

де $\eta_m = 0.9$ - попереднє значення ККД (для механізму підйому з циліндричним редуктором).

$$P = \frac{9.81 \cdot 10^4 \cdot 0.4}{0.9} = 40.8 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 37 \text{ кВт},$$

за додатком 1 вибираємо ПВ = 40% і потужності $P > 15 \text{ кВт}$, електродвигун серії 4МТМ. Технічні дані двигунів приймаємо з додатком 2.

4МТМ 225М6 ($P = 37 \text{ кВт}$, $p = 6$, $m = 390 \text{ кг}$, $n = 955 \text{ об/хв}$,

$130-11 = 960-140 = 820 \text{ мм}$, $d_{11} = 435 \text{ мм}$,

де $(l_{30} - l_1)$ - довжина двигуна без посадкової частини валу, мм.

Кутова швидкість двигуна

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

$$\omega_3 = \frac{3.14 \cdot 955}{30} = 101 \text{ рад/с}$$

4.1.3 Вибір редуктора

Розрахунок редуктора по радіальній консольній навантаженню

$$F_a \leq F_y,$$

де F_a - діюча радіальна (консольна) навантаження.

F_y - допускається радіальне консольне навантаження на вихідному валу редуктора.

Виберемо редуктор Ц2-500.

$$F_a = 30000 \text{ Н}$$

Передаточне число редуктора

$$U = \frac{\omega_3}{\omega_6},$$

Визначимо розрахункове передавальне число редуктора, формула, і округлимо його до номінального значення.

$$U = \frac{101}{2} = 50.5 \approx 50$$

Вантажний момент на барабані

$$T = \frac{\mu \cdot F_a \cdot D_6}{2},$$

де $\mu = 2$ - число поліспастів.

$$T = \frac{2 \cdot 3 \cdot 10^4 \cdot 0.4}{2} = 12000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Перевірка редуктора по вантажному моменту

Умова міцності:

$$T \leq T_{кр},$$

де $T_{кр}$ - Дозволений крутний момент на валу редуктора.

4.1.4 Вибір гальма

Статичний момент на входному валу редуктора при гальмуванні

$$T_{cm} = \frac{T \cdot \eta_m \cdot \eta}{U},$$

де η_m - ККД механізму, який можна прийняти рівним ККД редуктора,

$$T_{cm} = \frac{12000 \cdot 0.96 \cdot 0.97}{50} = 223.5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Гальмівний момент, на який регулюють гальмо

$$T_{mp} \geq k \cdot T_{cm},$$

де k - коефіцієнт запасу гальмування = 1.5

$$T_{mp} = 1.5 \cdot 223.5 = 335.25 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Вибираємо гальмо ТКГ-300 з гальмівним моментом $T_{max} = 300 \text{ Нм}$ додаток 3, маса 55 кг, $L = 772 \text{ мм}$.

4.1.5 Компонування механізму

Умова сумісництва електродвигуна і барабана

$$A_1 = a_{w\Sigma} - b_{31} - 0.65D_\phi > 20 \text{ мм},$$

де $a_{w\Sigma}$ - сумарне міжосьова відстань редуктора,

$b_{31} \approx d_{11} / 2$ - габаритний розмір електродвигуна,

$0.65D_6$ - розмір від осі обертання барабана до зовнішнього кінця шпильки кріплення каната

$$A_1 = 500 - 217.5 - 260 = 22.5 \text{ мм}$$

Умова сумісництва гальма і барабана

$$A_2 = a_{w\Sigma} - 0.6mz - 0.8D_m > 20 \text{ мм},$$

де m - модуль зубчастого вінця; z - число зубів вінця за довідником ;

$0.6mz$ - розмір від осі обертання барабана до крайньої точки зубчастої маточини,

D_m - діаметр гальмівного шківа;

$0.8D_m$ - розмір від осі обертання гальмівного шківа до зовнішньої поверхні важеля гальма.

$$A_2 = 500 - 0.6 \cdot 8 \cdot 40 - 0.8 \cdot 300 = 68 \text{ мм}$$

4.2 Розрахунок грейфера

Дано. Вантажопідйомність $Q = 10 \text{ т}$; щебінь $\rho = 1.7 \text{ т/м}^3$; кут внутрішнього тертя $\varphi_0 = 30^\circ$; коефіцієнт внутрішнього тертя $f_0 = 0.7$; вугілля тертя об сталь $\varphi = 35^\circ$; коефіцієнт тертя об сталь $f = 0.74$; кут природного укосу $\tau_0 = 35^\circ$; початковий опір матеріалу зрушенню $\tau_{co} = 200 \text{ Па}$; розрахунковий розмір шматка $a_k = 50 \text{ мм}$; коефіцієнт наповнення і ущільнення матеріалу $\kappa_v = 1.15$.

Коригуючі коефіцієнти: $\kappa_1 = 0.98$, $\kappa_2 = 0.6$, $\kappa_h = 1.12$, $\kappa_s = 1.00$, $\kappa_{uu} = 1.15$, $\kappa_\phi = 0.95$.

4.2.1 Маса матеріалу:

$$m_m = Q(\kappa_1 - \kappa_2) = 10(0.98 - 0.4) = 5.8 \text{ т}$$

4.2.2. Обсяг грейфера:

$$V = \frac{Q(\kappa_1 - \kappa_2)}{\rho \kappa_3} = \frac{5.8}{1.7 \cdot 1} = 3.4 \text{ м}^3$$

4.2.3. Геометричні розміри при закритому грейфері:

$$B = \kappa_{ш} \sqrt[3]{V} = 1.15 \sqrt[3]{3.4} = 1.73 \text{ м} ,$$

$$L_q = \kappa_{\partial} \sqrt[3]{V} = 0.95 \sqrt[3]{3.4} = 1.425 \text{ м} ,$$

$$h_q = \kappa_{\partial} \kappa_h \sqrt[3]{V} = 0.95 \cdot 1.12 \sqrt[3]{3.4} = 1.6 \text{ м} ,$$

де B - ширина щелепи;

L_q - довжина щелепи;

h_q - висота щелепи до шарніра тяги;

$\kappa_{ш}$ - коефіцієнт ширини щелепи;

κ_{∂} - коефіцієнт довжини щелепи;

κ_h - коефіцієнт висоти щелепи.

Хорда щелепи:

$$M = \sqrt{h_q^2 + L_q^2} = 2.14 \text{ м}$$

Умовний радіус (висота до центрального шарніра) щелепи:

$$R = (0.42 \kappa_{\partial} \kappa_h + 0.577 \kappa_{\partial} + 0.2) \sqrt[3]{V} = 1.8 \text{ м}$$

Умовна висота призми матеріалу:

$$l = L_q t q \tau_0 = 1.425 \cdot t q 35 = 1 \text{ м}$$

Зазор між верхньою точкою призми і центром шарніра:

$$d_q = 0.2 \sqrt[3]{V} = 0.3 \text{ м}$$

Повна висота закритого грейфера:

$$H_0 = R + h_0 = 3.1м$$

Відстань від центрального шарніра щелеп до верхньої кромки головки:

$$h_0 = \sqrt[5]{V} = 1.3м$$

Довжина тяг, що зв'язують головку грейфера з щелепою:

$$L_m = \frac{L_q - c_z}{\sin \beta \cos \delta} = 1.54м$$

Кути нахилу тяг до вертикалі закритого грейфера в плані (β) і профілі (δ):

$$\beta = \arctan \frac{L_q - c_z}{H_0 - h_q - a_z} = 51.6^\circ; \quad \delta = \arctan \frac{0.5B - b_z}{H_0 - h_q - a_z} = 19.87^\circ;$$

$$a_z = 0.14H_0 = 0.43м;$$

$$b_z = 0.3B = 0.52м; - \text{ конструктивні розміри головки грейфера};$$

$$c_z = 0.2L_q = 0.3м$$

Радіус повороту (висота) щелепи:

$$R_0 = \sqrt{R + a^2} = 1.825м,$$

де $a = 0.2L_q = 0.3м$ - відстань від центральної осі грейфера до центру шарніра;

$\gamma = \arcsin a / R_0 = 10.51^\circ$ - кут нахилу радіуса повороту щелепи закритого грейфера до вертикалі.

Відстань між шарнірами (плече) щелепи:

$$E = \sqrt{(R - h_q)^2 + (L_q - a)^2} = 1.14м$$

Радіус центру ваги щелепи:

$$r_{cm} = 0.8E = 0.91м$$

Товщина ножа щелепи:

$$s = 0.012 \rho \sqrt[3]{V} = 0.03 \text{ м}$$

Товщина кромки щелепи:

$$s_0 = 0.5s = 0.015 \text{ м}$$

4.2.4 Геометричні розміри при відкритому грейфері:

$$b = R_0 \sin \alpha = 1.825 \sin 75 = 1.763 \text{ м};$$

$$h_b = R_0 \cos \alpha = 1.825 \cos 75 = 0.47 \text{ м};$$

де $m = 0.7M = 1.5 \text{ м}$; $h_m = 0.17M = 0.36 \text{ м}$ - координати центру ваги щелепи,

$$n = 0.5M = 1.07 \text{ м}; \quad h_n = 0.17M = 0.36 \text{ м} \quad - \quad \text{координати центру ваги}$$

перевантажувального матеріалу,

$\mu = 90^\circ - (\theta + \gamma) = 25.88^\circ$ - кут між висотою R_0 і хордою M щелепи у закритого грейфера,

$$\psi = \arccos(R - h_q) / E = 88.77^\circ - \text{кут прямокутного трикутника, побудованого на плечі}$$

E , тобто на прямій, що сполучає осі шарнірів щелепи,

$$\lambda = \psi + \gamma = 99.28^\circ - \text{кут між висотою } R_0 \text{ і плечем } E \text{ щелепи,}$$

$$\omega = 90^\circ + (\theta - \psi) = 54.88^\circ - \text{кут між хордою } M \text{ і плечем } E \text{ щелепи.}$$

Перевірка: $\mu + \lambda + \omega = 180^\circ$

$$180^\circ = 180^\circ$$

$$c = b - n \sin(\alpha - \mu) - h_n \cos(\alpha - \mu) = 0.643 \text{ м};$$

$$h_c = n \cos(\alpha - \mu) - h_n \sin(\alpha - \mu) = 0.68 \text{ м};$$

$$d = b - m \sin(\alpha - \mu) - h_m \cos(\alpha - \mu) = 0.32 \text{ м}.$$

При повністю відкритому грейфері довжина розкриття:

$$L = 2L_p = 4.08 \text{ м};$$

де $L_p = R \sin \alpha_{\max} + a = 2.04 \text{ м}$ - полуразмах щелепи.

Необхідний хід траверси для повного розкриття щелеп:

$$h_{mp} = R - h_{\delta} = 1.3 \text{ м},$$

$$h_{\delta} = R \cos \alpha = 1.8 \cos 75 = 0.5 \text{ м}.$$

4.2.5 Масові характеристики:

Максимально допустима за вантажопідйомністю маса грейфера:

$$m_{грmax} = Q \kappa_2 = 10 \cdot 0.6 = 6 \text{ т}$$

Мінімально допустима маса грейфера:

$$m_{грmin} = V \rho \kappa_3 B / L = 3.7 \text{ т},$$

де $\kappa_3 = 1.5$ - коефіцієнт жорсткості.

Оптимальна величина $m_{гр}$ знаходиться в межах:

$$m_{грmax} > m_{гр} > m_{грmin}$$

4.2.6 Маса грейфера:

$$m_{гр} = \frac{m_m g \left[1 + \kappa_p \kappa_{\phi} \frac{R_0}{E} \tan(\varphi + \varepsilon_k)(1 + \kappa_k) \right] A_5 + 2 F_1 A_3 + 2 \kappa_p \kappa_{\phi} \frac{R_0}{E} F_0 A_4}{\left\{ [\xi_1 + 0.5 \xi_3 + (u_n - 1)] T_1 + \frac{r}{E} \xi_4 T_2 + 0.5 \xi_2 T_3 \right\} g} = 5.1 \text{ т},$$

де $\kappa_p = 0.8$ - коефіцієнт, що враховує перенесення рівнодіюча сил опору на різучу кромку щелепи;

$\kappa_{\phi} = 2$ - коефіцієнт, що враховує вплив форми щелеп;

$\varepsilon_k = 15^\circ$ - задній кут щелепи в кінцевий момент зачерпування;

$\xi_1 = 0.25, \xi_2 = 0.2, \xi_3 = 0.1, \xi_4 = 0.45$ - коефіцієнти, що враховують відповідно відносні маси головки, нижньої траверси, тяг і щелеп.

$$\kappa_k = \frac{2tg\varphi}{3Btg^2\gamma_0tg(\varphi + \varepsilon_k)} \sqrt{2tg\varepsilon_k \frac{V}{B}} = 0.74$$

де $\gamma_0 = \tau_0 - \varphi_0 / 2 = 20^\circ$ - кут ковзання матеріалу при зачерпуванні.

Кратність поліспада:

$u = 6$;

$$u_n = \frac{\eta_\delta'' - 1}{\eta_\delta - 1} = 6 ;$$

де U_n - силова кратність замикає поліспада;

$\eta_\delta = 0.98$ - ККД блоку з підшипниками кочення.

Питомий опір зачерпування:

$$p_0 = (1 + a_k / s_0) \cdot [31g\rho f_0^2 y_{cp} + \tau_{co}(31f_0 - 1 / f_0)] = 4489.3 ,$$

де $y_{cp} = \kappa_{nz} V / BL = 0.3 \cdot 3.4 / 1.73 \cdot 4.08 = 0.14$ - розрахункова середня заглиблення щелепи;

КПЗ = 0.3 - коефіцієнт, що враховує гранулометричний склад матеріалу.

Сила опору зачерпування щелеп:

$$F_1 = Bs_0 p_0 = 3.4 \cdot 0.015 \cdot 4489.3 = 228.9$$

Сила опору переміщенню матеріалу по щелепі і тертя по ній:

$$F_0 = 0.5 \rho g B y_0^2 ctg\gamma_0 tg(\varphi_0 + \gamma_0) (1 + k_0) = 0.45$$

де $y_0 = k_{nz} L \cdot ctg\mu' = 0.3 \cdot 4.08 \cdot ctg94.5 = 0.09$ - початкове заглиблення щелепи;

$\mu' = \mu + \theta + \varepsilon_k = 25.88 + 53.61 + 15 = 94.5$ - дійсний кут нахилу закритого грейфера;

$$\kappa_0 = \frac{2y_0 tg\varphi_0}{3Btg^2\gamma_0 \cdot tg(\varphi_0 + \gamma_0)} = 0.02 - \text{коефіцієнт, що враховує ступінь заглиблення і}$$

фізико-механічні зачерпує матеріалу.

Узагальнений параметр:

$$C = 2p_0s_0(1 + k_\varepsilon) / B\rho R_0g = 2.5$$

$$\text{де } k_\varepsilon = \frac{\rho y_{cp}^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \operatorname{ctg}^2 \gamma_0 \sin \mu'}{6p_0s_0 \sin \varepsilon_{cp}} = 0.0008 - \text{узагальнений коефіцієнт;}$$

$$\varepsilon_{cp} = \varepsilon_k / 2 = 7.5^\circ - \text{середній задній кут щелепи.}$$

Аналітичні залежності:

$$\lg T_1 = (0.322\sqrt{u_n} - 0.042) / C - (0.263\sqrt{u_n} + 0.186) = -0.53 \quad T1 = 0.295$$

$$\lg T_2 = (0.092u_n + 0.24) / C - (0.088u_n + 0.413) = -0.62 \quad T2 = 0.3$$

$$\lg T_3 = (0.281\sqrt{u_n} + 0.01) / C - (0.048\sqrt{u_n} + 0.45) = -0.26 \quad T3 = 0.1$$

$$\lg A_3 = (0.371\sqrt{u_n} - 0.121) / C - (0.089\sqrt{u_n} + 0.128) = -0.03 \quad A3 = 0.07$$

$$\lg A_4 = (0.078u_n + 0.276) / C - (0.068u_n + 0.804) = -1.02 \quad A4 = 0.08$$

$$\lg A_5 = (0.283\sqrt{u_n} - 0.065) / C - (0.205\sqrt{u_n} + 0.42) = -0.67 \quad A5 = 0.15$$

4.2.7 Зачерпує здатність грейфера по лінійному навантаженні на кромці щелепи:

$$p_{O_{noz}} = \frac{F_{3K}(u-1)}{2BR} \left[L_q - (R - h_q) \operatorname{tg} \theta - \frac{au}{u-1} \right] \leq [p_{noz}]$$

$$F_{3K} = Qy = 10 \cdot 0.12 = 1.2 = G_{cp}$$

Найбільше навантаження тяги щелеп:

$$F_T = \frac{1}{2 \cos \beta} [G_m (\xi_1 + \xi_3 / 2) + F_z] = 8.05$$

$$\text{де } F_z = F_{3K}(u_n - 1) = 6 - \text{зусилля на головку грейфера;}$$

$$G_m = V\rho g \cos \alpha = 13.54 - \text{вага зачерпнутого матеріалу.}$$

Навантаження, що діє на нижню траверсу грейфера:

$$F_{nm} = F_{зк} u_n = 1.2 \cdot 6 = 7.2$$

Вертикальна складова реакції в шарнірах щелепи:

$$F_{ув} = (F_{nm} + \xi_2 G_m) / 2 = 4.95$$

Горизонтальна складова сили опору при зачерпуванні:

$$F_a = \frac{F_m (e \cos \beta - h_e \sin \beta) + G_{cp} (e \xi_3 / 4 + d \xi_4 / 2) + c G_m / 2}{k_a \vartheta + h_B} = 10.9$$

$$\kappa_a = B h_B / (A_1 - B_1) = 0.39$$

$$A_1 = F_m (e \cos \beta - h_e \sin \beta) + G_{cp} (e \xi_3 / 4 + d \xi_4 / 2) + c G_m / 2 = 12.6$$

$$B_1 = F_m \cos \beta + G_{cp} (\xi_2 / 2 + \xi_3 / 4 + \xi_4 / 2) + c G_m / 2 - F_{nm} / 2 = 5.75$$

$$\beta = \arcsin(E / L_m) \sin \lambda = 47.1^\circ; \quad e = L_q = 1.425; \quad c = 0.35 L_q = 0.5;$$

$$h_e = E \cos \lambda = 0.18; \quad h_c = 0.5(h_q + L_q \sin \theta) = 1.37; \quad d = 0.8 R \sin \lambda / 2 = 1.097;$$

$$h_d = 0.8 R \cos \lambda / 2 = 0.93$$

Вертикальна складова при зачерпуванні:

$$F_e = F_a k_a = 4.25$$

Реакція в шарнірі:

$$N = F_a + F_m \sin \beta = 16.8$$

Загальна сила опору:

$$F = \sqrt{F_a^2 + F_e^2} = 11.7$$

4.3 Розрахунок механізму пересування візка

4.3.1 Визначення попередньої маси візка

$$m_T = 0.3m_z = 0.3 \cdot 10000 = 3000 \text{ кг}$$

де $m_T = 10000 \text{ кг}$ - маса вантажу

Маса візка з вантажем:

$$m_{TT} = m_z + m_T = 10000 + 3000 = 13 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

Вага візка:

$$F_T = gm_z = 9.81 \cdot 0.3 \cdot 10^4 = 2.94 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Вага вантажу:

$$F_z = gm_z = 9.81 \cdot 10000 = 9.81 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Вага візка з вантажем:

$$F_{TT} = F_T + F_z = 2.94 \cdot 10^4 + 9.81 \cdot 10^4 = 12.8 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

4.3.2 Вибір ходових коліс

Максимальна статичне навантаження на ходове колесо

$$F_{xk} = F_{TT} / z$$

де $z = 4$ - кількість ходових коліс;

Прийmemo діаметр ходового колеса $D_{xk} = 320 \text{ мм}$, діаметр внутрішнього отвору підшипника $d = 60 \text{ мм}$. Вибираємо рейок Р24.

$$F_{xk} = 12.8 \cdot 10^4 / 4 = 3.2 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Розрахунок опору пересуванню:

Сила опору пересуванню візки з вантажем (за відсутності ухилу і вітру)

$$F_c = F_{TT} ((2\mu + fd) / D_{xk}) k_p$$

де $\mu = 0.04$ - коефіцієнт тертя колеса по рейці;

$f = 0.015$ - коефіцієнт тертя кочення підшипника букси;

$p = 2$ - коефіцієнт опору реборди.

$$F_c = 12.8 \cdot 10^4 ((2 \cdot 0.04 + 0.015 \cdot 60) / 320) \cdot 2 = 0.0784 \cdot 10^4 = 784H$$

4.3.3 Вибір електродвигуна**Потужність електродвигуна:**

$$P = F_c \cdot V / \eta,$$

де $V = 0.63 \text{ м / с}$ - швидкість пересування;

$\eta = 0.9$ - ККД механізму пересування;

Вибираємо двигун АИР90L6 з вбудованим механічним гальмом , потужність $P_e = 1.5 \text{ кВт}$, гальмівний момент $T_{TE} = 16 \text{ Нм}$, частота обертання $n_e = 930 \text{ об/хв}$, момент інерції $J_e = 0.0073 \text{ кг} \times \text{м}^2$, пусковий момент $T_p = 33 \text{ Нм}$.

$$P = 784 \cdot 0.63 / 0.9 = 0.55 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Кутова швидкість:

$$\omega_g = \pi n_g / 30 = 3.14 \cdot 930 / 30 = 97.4 \text{ рад / с}$$

Мінімальний пусковий момент:

$$T_{n \min} = 0.8 T_n = 0.8 \cdot 33 = 26.4 \text{ Нм}$$

Номінальний момент електродвигуна:

$$T_{нз} = P_g / \omega_g = 1.5 \cdot 10^3 / 97.4 = 15.4 \text{ Нм}$$

4.3.4 Вибір редуктора

Кутова швидкість ходового колеса:

$$\omega_{\text{хк}} = 2V / D_{\text{хк}}$$

де $V = 0.63 \text{ м / с}$ - швидкість пересування візки;

$D_{\text{хк}} = 0.32 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса візка.

$$\omega_{\text{хк}} = 2 \cdot 0.63 / 0.32 = 3.94 \text{ рад / с}$$

Передаточне число редуктора:

$$U = \omega_{\text{з}} / \omega_{\text{хк}} = 94.4 / 3.94 = 24.7$$

Вибираємо навісний редуктор типу ВКН-420

4.3.5 Перевірка двигуна по пусковому моменту

Динамічний момент опору обертанню електродвигуна під час пуску:

$$T_{\text{д}} = \omega_{\text{з}} (1.2J_1 + m_{\text{ТГ}} \cdot D_{\text{хк}}^2 / (4U^2\eta)) / t_n$$

де J_1 - момент інерції частин, що обертаються зі швидкістю валу електродвигуна.

Момент інерції:

$$J_1 = J_{\text{з}} + J_{\text{м}} :$$

де $J_{\text{е}} = 0.0073 \text{ кг} \times \text{м}^2$ - момент інерції електродвигуна;

$J_{\text{м}} = 0.025 \text{ кг} \times \text{м}^2$ - момент інерції муфти, вибираємо муфту МУВП

$$J_1 = 0.0073 + 0.025 = 0.032 \text{ кг} \times \text{м}^2$$

Коефіцієнт корисної дії механізму:

$$\eta = \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}} = 0.96 \cdot 0.98 \approx 0.94$$

де $\eta_{\text{р}} = 0.96$ - ККД редуктора ВКН-420;

$\eta_{\text{м}} = 0.98$ - ККД муфти МУВП.

Час пуску і гальмування:

$$t_n = t_T = V / a = 0.63 / 0.25 = 2.52c$$

де $a = 0.25 \text{ м/с}^2$ - допустиме максимальне значення прискорення і уповільнення візки.

$$\text{тоді: } T_D = 97.4(1.2 \cdot 0.032 + 13 \cdot 10^3 \cdot 0.32^2 / (4 \cdot 25^2 \cdot 0.93)) / 2.52 = 22.13 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

тобто $T_{\text{нmin}} = 26.4 > 22.13 = T_D$ умова пуску виконується.

4.3.6 Коефіцієнт запасу зчеплення приводних ходових коліс з рейкою

$$\kappa_{\text{сц}} = F_{\text{сц}} / (F_{\text{СТ}} + F_{\text{ДТ}}) > [\kappa_{\text{сц}}]$$

де $F_{\text{сц}}$ - сила зчеплення приводних коліс з рейками;

$F_{\text{СТ}}$ - сила статичного опору пересуванню візки без вантажу і без урахування тертя в підшипниках приводних коліс;

$F_{\text{ДТ}}$ - сила динамічного опору пересуванню візки без вантажу;

$[\kappa_{\text{сц}}] = 1.2$ - допустиме значення коефіцієнта запасу зчеплення.

$$F_{\text{сц}} = f_{\text{сц}} \cdot F_T \cdot Z_{\text{пр}} / Z = 0.12 \cdot 2.94 \cdot 10^4 \cdot 2 / 4 = 1764 \text{ Н}$$

де $f_{\text{сц}} = 0.12$ - коефіцієнт зчеплення приводного ходового колеса.

$Z_{\text{пр}} = 2$ - кількість приводних коліс.

$$F_{\text{СТ}} = F_T \cdot k_p \cdot (2\mu + fdZ_{\text{пр}} / Z) / D_{\text{хк}} = 2.94 \cdot 10^4 \cdot 2(2 \cdot 0.04 + 0.015 \cdot 60 \cdot 2 / 4) / 320 = 86.4 \text{ Н}$$

$$F_{\text{ДТ}} = am_T = 0.25 \cdot 3 \cdot 10^3 = 750 \text{ Н}$$

$$\text{тоді: } \kappa_{\text{сц}} = 1764 / (86.4 + 750) = 2.1 > 1.2$$

тобто запас зчеплення при пуску достатній.

4.3.7 Розрахунок підшипників ходового колеса

Підшипники кочення ходового колеса повинні вибиратися по статичній вантажопідйомності або по динамічній наведеної навантаженні.

Розрахунок по динамічній наведеної навантаженні:

$$Q_{\text{экв}} = (\gamma \cdot K_{\text{х.к.}} \cdot F_{\text{х.к.}}) / 2,$$

де $F_{\text{хк}} = 3200\text{кг}$ - максимальний тиск на колесо;

$K_{\text{хк}} = 0.75$ - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження на колесо;

$\gamma = 0.8$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму пересування.

$$Q_{\text{экв}} = (0.8 \cdot 0.75 \cdot 3200) / 2 = 960\text{кгс}$$

Розрахунковий ресурс:

$$L = (60 \cdot n_{\phi} \cdot L_h) / 10^6$$

де n_{ϕ} - частота обертання ходового колеса,

$$n_{\phi} = V_{\phi} / (\pi \cdot D_{\text{хк}}) = 37.8 / (3.14 \cdot 0.32) = 37.6\text{об} / \text{мин}$$

$L_h = 3500$ - ресурс підшипників залежить від режиму роботи.

$$L = 60 \cdot 37.6 \cdot 3500 / 10^6 = 7.9$$

Динамічна вантажопідйомність:

$$C = (L^{1/\alpha} \cdot Q_{\text{экв}})$$

де $\alpha = 3$ - показник ступеня

$$C = 7.9^{1/3} \cdot 960 = 1898\text{кгс}$$

Вибираємо кульковий радіальний сферичний дворядний підшипник середньої серії №3628, його статична вантажопідйомність 2700.

4.3.8 Розрахунок гальма

Гальмівний момент:

$$T_T = T_{\text{ин}} - T_c$$

де $T_{ин}$ - момент інерції обертових і поступально рухомих мас, приведених до валу гальма. Гальмо розташований на валу електродвигуна.

T_c - статичний момент опору руху візка при гальмуванні.

$$T_{ин} = \frac{\omega_2}{t_T} \left(1.2J_1 + \frac{m_{TF} \cdot D_{xc}^2 \cdot \eta}{4U^2} \right) = \frac{97.4}{2.52} \left(1.2 \cdot 0.032 + \frac{13 \cdot 10^3 \cdot 0.32^2 \cdot 0.94}{4 \cdot 25^2} \right) = 20.87 H \cdot m$$

$$T_c = F_c \cdot D_{xc} / (k_p \cdot 2U \cdot \eta) = 1360 \cdot 0.32 / (2 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 0.94) = 4.63 H \cdot m$$

$$\text{тоді: } T_T = 20.87 - 4.63 = 16.24 H \cdot m < T_{нэ} = 17.5 H \cdot m,$$

тобто вбудоване гальмо підходить.

4.4 Розрахунок механізму пересування крана

4.4.1 Розрахунок опору пересуванню крана

Повний опір руху:

$$W = W_{TP} + W_{YK} + W_B$$

де W_{TP} - коефіцієнт опору тертя в ходових частинах, без урахування тертя торців і маточин, Н;

W_{YK} - опір від ухилу підкранових колій, Н;

$W_B = 360000H$ - опір від дії вітрового навантаження за паспортом.

Опір від тертя при русі крана:

$$W_{TP} = (G_{KP} + Q) \cdot \left(\frac{2\mu + fd}{D_{xc}} \cdot k_p \right)$$

де $\mu = 0.06$ - коефіцієнт тертя колеса по рейці;

$f = 0.015$ - коефіцієнт тертя кочення підшипника букси;

$k_p = 2$ - коефіцієнт опору реборди;

$$W_{TP} = (105000 + 10000) \cdot \left(\frac{2 \cdot 0.06 + 0.015 \cdot 150}{560} \cdot 2 \right) = 977 \text{ кЗ} = 9770 \text{ Н}$$

Опір від ухилу підкранових колій:

$$W_{yK} = \alpha (G_{KP} + Q)$$

де $\alpha = 0.002$ - коефіцієнт, що враховує ухил рейкового шляху

$$W_{yK} = 0,002(105000 + 10000) = 230 \text{ кЗ} = 2300 \text{ Н}$$

тоді повний опір:

$$W = 36000 + 9770 + 2300 = 48070 \text{ Н}$$

4.4.2 Коефіцієнт запасу зчеплення приводних ходових коліс з рейкою

$$\kappa_{cy} = F_{cy} / (F_{CT} + F_{DT}) > [\kappa_{cy}]$$

де F_{cy} - сила зчеплення приводних коліс з рейками;

F_{CT} - сила статичного опору пересуванню візки без вантажу і без урахування тертя в підшипниках приводних коліс;

F_{DT} - сила динамічного опору пересуванню візки без вантажу;

$[\kappa_{cy}] = 1.2$ - допустиме значення коефіцієнта запасу зчеплення.

$$F_{cy} = f_{cy} \cdot F_T \cdot Z_{np} / Z = 0.12 \cdot 1.7 \cdot 10^4 \cdot 4 / 8 = 1020 \text{ Н}$$

де $f_{cy} = 0.12$ - коефіцієнт зчеплення приводного ходового колеса.

$Z_{np} = 4$ - кількість приводних коліс.

$$F_{CT} = F_T \cdot k_p \cdot (2\mu + fdZ_{np} / Z) / D_{хк} = 1.7 \cdot 10^4 \cdot 2(2 \cdot 0.06 + 0.015 \cdot 150 \cdot 4 / 8) / 560 = 70 \text{ Н}$$

$$F_{DT} = am_T = 0.2 \cdot 1700 = 340 \text{ Н}$$

тоді: $\kappa_{cy} = 1020 / (70 + 340) = 2.5 > 1.2$, тобто запас зчеплення при пуску достатній.

4.4.3 Вибір електродвигуна

Потужність електродвигуна:

$$P = \frac{W \cdot V_{кр}}{\eta}$$

де $V_{кр} = 1.16$ м / с- швидкість пересування крана,

$\eta = 0.9$ - ККД механізму пересування,

W - повне опір.

$$P = \frac{4807 \cdot 1.16}{0.9} = 12.6 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Вибираємо двигун АИР180М8, потужність $P_e = 15$ кВт, частота обертання $n_e = 730$ об/хв, максимальний момент $M_{тах} = 580$ Н · м, маховою момент ротора $M_p = 2.15$ кг/м², маса $\tau = 140$ кг.

Статичний момент:

$$M_{CT} = \frac{9560 \cdot P_{\Sigma}}{n_{\Sigma}} \quad M_{CT} = \frac{9560 \cdot 15}{730} = 196 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний пусковий момент:

$$M_{MIN_{II}} = 0.8 \cdot M_{II} = 0.8 \cdot 550 = 440 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Перевірка двигуна за умовами пуску:

$$M_{MIN_{II}} \geq 1.9 \cdot M_{CT} \quad 440 \geq 1.9 \cdot 203 = 386 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Умова пуску виконується.

4.4.4 Вибір редуктора

Кутова швидкість ходового колеса:

$$\omega_{\text{хк}} = 2V / D_{\text{хк}}$$

де $V = 1.16 \text{ м / с}$ - швидкість пересування крана;

$D_{\text{хк}} = 0.56 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса крана.

$$\omega_{\text{хк}} = 2 \cdot 1.16 / 0.56 = 4.14 \text{ рад / с}$$

Передаточне число редуктора:

$$U = \omega_{\text{е}} / \omega_{\text{хк}}$$

де $\omega_{\text{е}}$ - кутова швидкість електродвигуна

$$\omega_{\text{е}} = \pi n_{\text{е}} / 30 = 3.14 \cdot 705 / 30 = 73.8 \text{ рад / с}$$

звідси

$$U = 73.8 / 4.14 = 17.8$$

Вибираємо черв'ячний редуктор типу 2Ч-63, ККД = 0.83, передавальне відношення $U = 20$.

4.4.5 Вибір гальма

Для розроблювального крана приймаємо гальмо ТГК-160. гальмівний момент $T_T = 100 \text{ Нм.}$

$$W_{TP} = (G_{KP}) \cdot \left(\frac{2\mu + fd}{D_{\text{хк}}} \cdot K_P \right)$$

де $\mu = 0.06$ - коефіцієнт тертя колеса

$f = 0.015$ - коефіцієнт тертя кочення підшипника букси

$K_P = 1$ - коефіцієнт опору реборди

$d = 15 \text{ см}$ - діаметр підшипникового колеса

$$W_{TP} = (105000) \cdot \left(\frac{2 \cdot 0.06 + 0.015 \cdot 150}{560} \right) = 451.5 \text{ кЗ} = 4515 \text{ Н}$$

Сумарна тиск ведучих коліс на рейки:

$$\sum G_p = 176000 \text{ кЗ} = 176 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

На крані встановлено 4 гальма, по одному на привід.

Загальний гальмівний момент:

$$T_T = 4T_T = 4 \cdot 100 = 400 \text{ Нм}$$

Зусилля гальма приведені до валу коліс:

$$P_T = (T_T \cdot U \cdot \eta \cdot 2) / D_{\text{хк}}$$

$$P_T = (400 \cdot 20 \cdot 0.8 \cdot 2) / 56 = 2286 \text{ Н}$$

4.5 Металоконструкція крана

Конструкція зварний балки прольотом $l = 32$ м. Балка навантажена рівномірним навантаженням від власної ваги $q = 0,35$ Т / м і двома зосередженими вантажами $P = 3,5$ Т (від ваги візка з вантажем), які можуть переміщатися по балці.

Відстань між осями візка $d = 1,8$ м; матеріал - сталь Ст. 3; Допустиме напруження $[\sigma]_p = 160$ кг / мм². Найбільший прогин балки f від зосереджених вантажів не повинен перевищувати $1/500$ її прольоту.

Конструювання балки слід почати з визначення розрахункових зусиль M і Q .

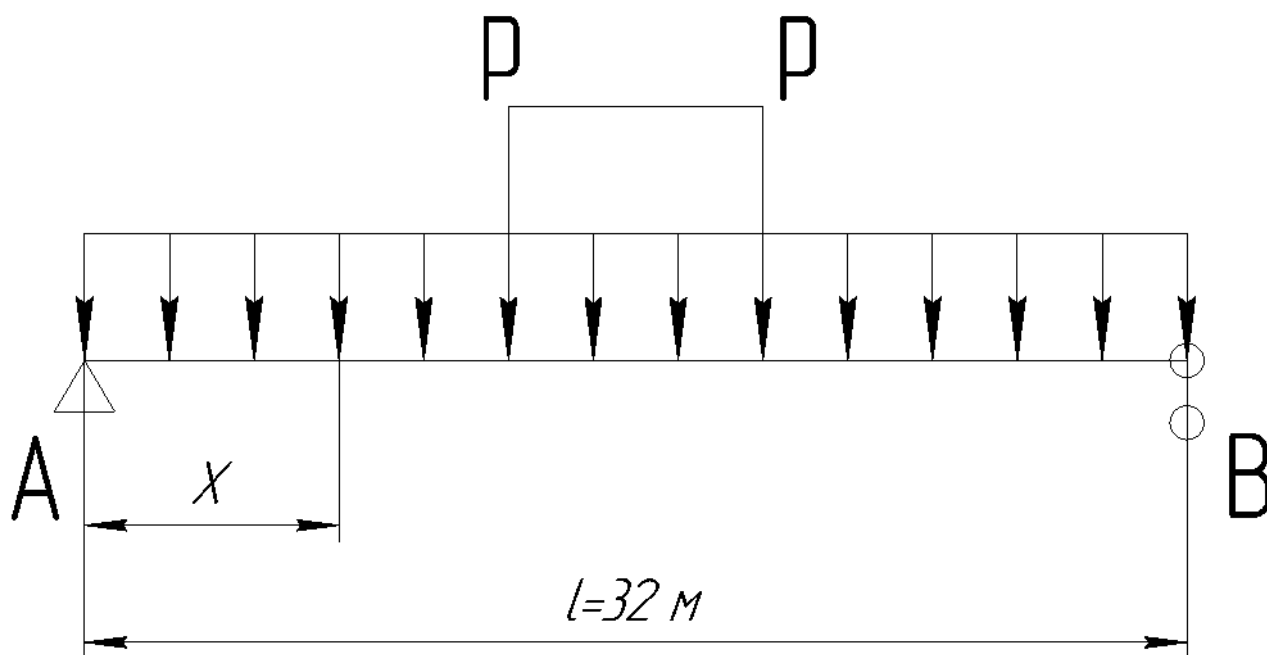


Рисунок 4.5.1 – Металоконструкція крана

1. Побудуємо лінії впливу моментів, щоб знати їх максимально можливі значення в різних перетинах балки.

У перетині Ордината лінії впливу

$$0,11 \text{ М} = 0,091 = 0,09 \cdot 32 = 2,88$$

$$0,21 \text{ М} = 0,161 = 0,16 \cdot 32 = 5,12$$

$$0,31 \text{ М} = 0,211 = 0,21 \cdot 32 = 6,72$$

$$0,41 \text{ М} = 0,241 = 0,24 \cdot 32 = 7,68$$

$$0,51 \text{ М} = 0,251 = 0,25 \cdot 32 = 8,00$$

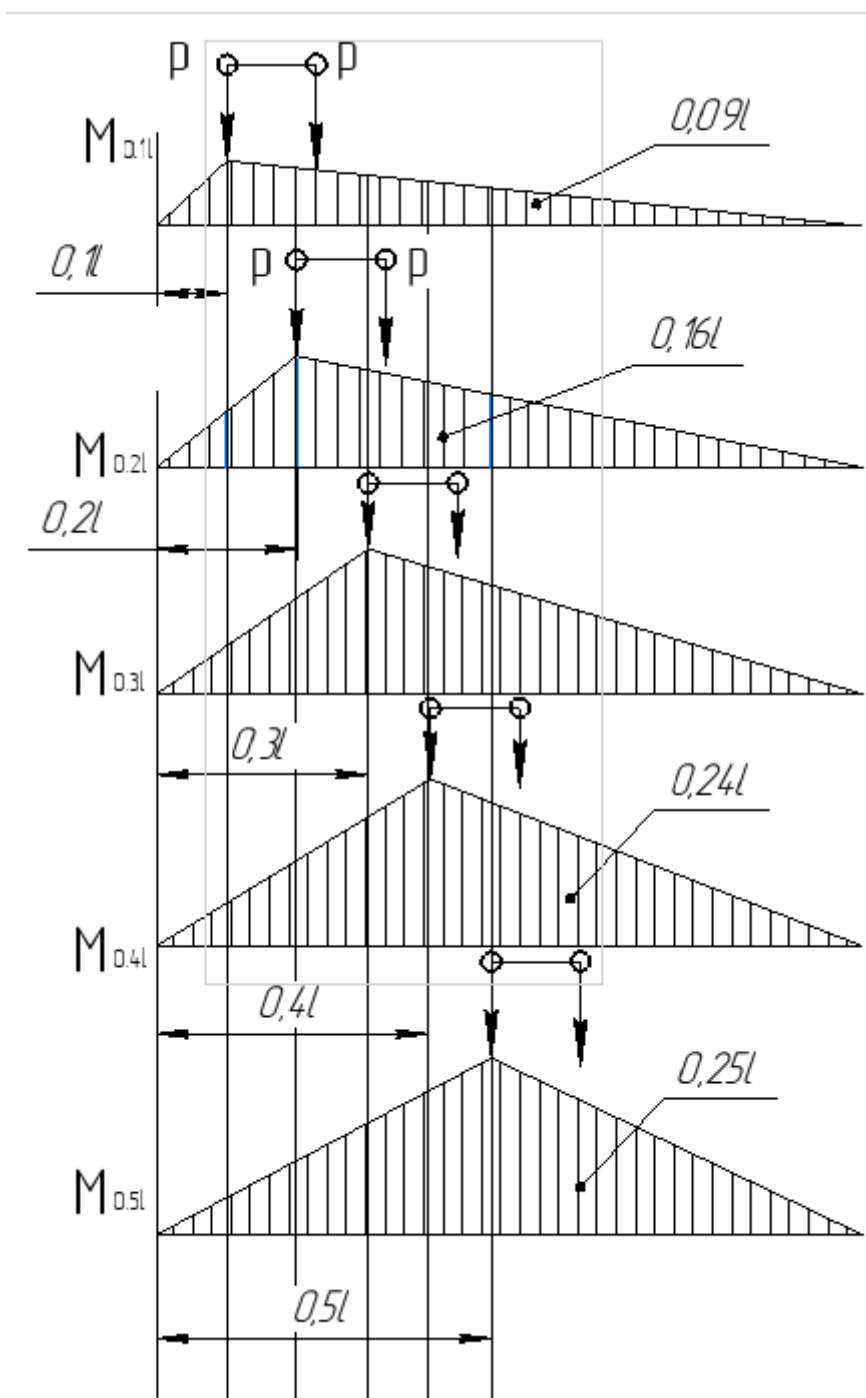


Рисунок 4.5.2 – Металоконструкція крана

2. Величина згинального моменту від зосереджених сил:

$$M = \sum P y_i$$

де y_i - ордината лінії впливу;

P - величина зосередженого вантажу.

У перетині при $l = 32$ м і $d = 1.8$ м

$$M_1 = 0.09l \left(1 + \frac{0.9l - d}{0.9l} \right) P = 0.09 \cdot 32 \left(1 + \frac{0.9 \cdot 32 - 1.8}{0.9 \cdot 32} \right) 3.5 = 19.53 T_m = 195300 H_m$$

$$M_2 = 0.16l \left(1 + \frac{0.8l - d}{0.8l} \right) P = 0.16 \cdot 32 \left(1 + \frac{0.8 \cdot 32 - 1.8}{0.9 \cdot 32} \right) 3.5 = 34.6 T_m = 346000 H_m$$

$$M_3 = 0.21l \left(1 + \frac{0.7l - d}{0.7l} \right) P = 0.21 \cdot 32 \left(1 + \frac{0.7 \cdot 32 - 1.8}{0.7 \cdot 32} \right) 3.5 = 45.15 T_m = 451500 H_m$$

$$M_4 = 0.24l \left(1 + \frac{0.6l - d}{0.6l} \right) P = 0.24 \cdot 32 \left(1 + \frac{0.6 \cdot 32 - 1.8}{0.6 \cdot 32} \right) 3.5 = 51.24 T_m = 512400 H_m$$

$$M_5 = 0.25l \left(1 + \frac{0.5l - d}{0.5l} \right) P = 0.25 \cdot 32 \left(1 + \frac{0.5 \cdot 32 - 1.8}{0.5 \cdot 32} \right) 3.5 = 52.85 T_m = 528500 H_m$$

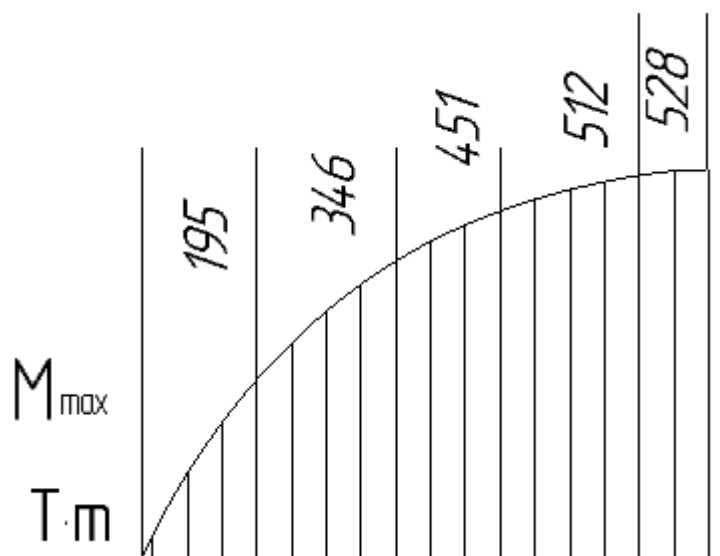


Рисунок 4.5.3 - Металоконструкція крана

3. Визначимо згинальні моменти від рівномірно розподіленого навантаження:

$$M_q = \frac{qlx}{2} - \frac{qx^2}{2}$$

У перетинах

$$M_1 = 0.045ql^2 = 0.045 \cdot 0.35 \cdot 32^2 = 16.13 T_m = 161300 H_m$$

$$M_2 = 0.08ql^2 = 0.08 \cdot 0.35 \cdot 32^2 = 28.7 T_m = 287000 H_m$$

$$M_3 = 0.105ql^2 = 0.105 \cdot 0.35 \cdot 32^2 = 37.63 T_m = 376300 H_m$$

$$M_4 = 0.120ql^2 = 0.120 \cdot 0.35 \cdot 32^2 = 43 T_m = 430000 H_m$$

$$M_5 = 0.125ql^2 = 0.125 \cdot 0.35 \cdot 32^2 = 44.8 T_M = 448000 H_m$$

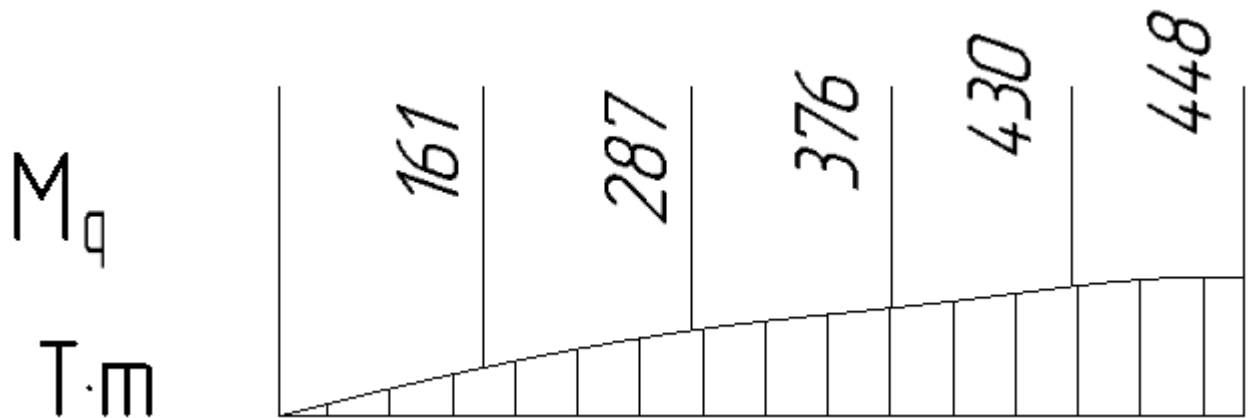


Рисунок 4.5.4 - Металоконструкція крана

4. Обчислимо сумарні величини моментів в перетинах від зосереджених сил і рівномірного навантаження:

$$M_1 = 19.53 + 16.13 = 35.83 T_M = 358300 H_m$$

$$M_2 = 34.6 + 28.7 = 63.3 T_M = 633000 H_m$$

$$M_3 = 45.15 + 37.63 = 82.78 T_M = 827800 H_m$$

$$M_4 = 51.24 + 43 = 94.24 T_M = 942400 H_m$$

$$M_5 = 52.85 + 44.8 = 97.65 T_M = 976500 H_m$$

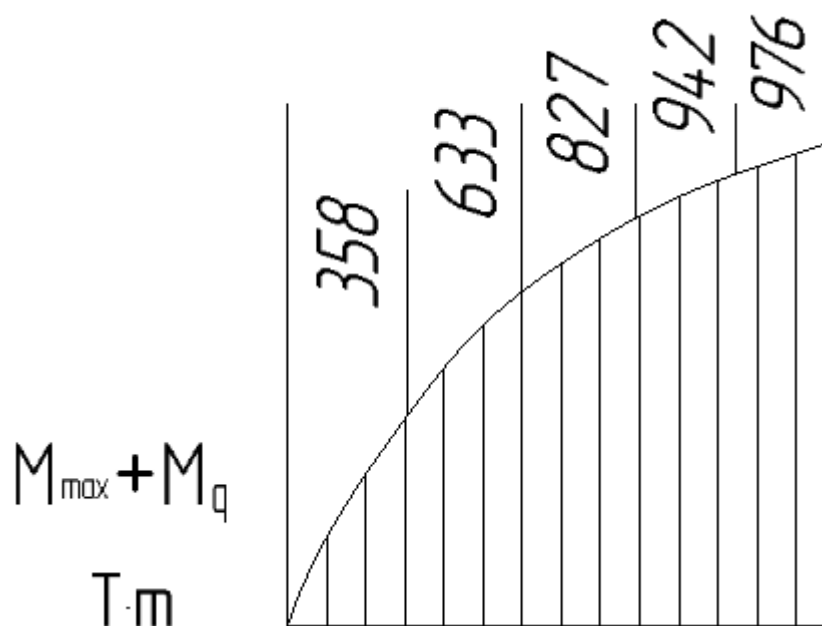


Рисунок 4.5.5 - Металоконструкція крана

Таким чином, розрахунковою величиною моменту для балки є $M = 97.65$
 $T_M = 976500 \text{ Нм}$.

5. Необхідний момент опору балки для цього зусилля дорівнює:

$$W_{mp} = \left[\frac{M}{G_p} \right]$$

$$W_{mp} = \frac{9765000}{1600} = 6103 \text{ см}^3$$

6. Виробляємо побудова лінії впливу поперечної сили:

в перерізі $x = 0$, ордината лінії впливу $Q_0 = 1$;

в перерізі $x = 0.1l$, ордината лінії впливу $Q_0 = 0.9$;

в перерізі $x = 0.2l$, ордината лінії впливу $Q_0 = 0.8$

в перерізі $x = 0.3l$, ордината лінії впливу $Q_0 = 0.7$;

в перерізі $x = 0.4l$, ордината лінії впливу $Q_0 = 0.6$;

в перерізі $x = 0.5l$, ордината лінії впливу $Q_0 = 0.5$;

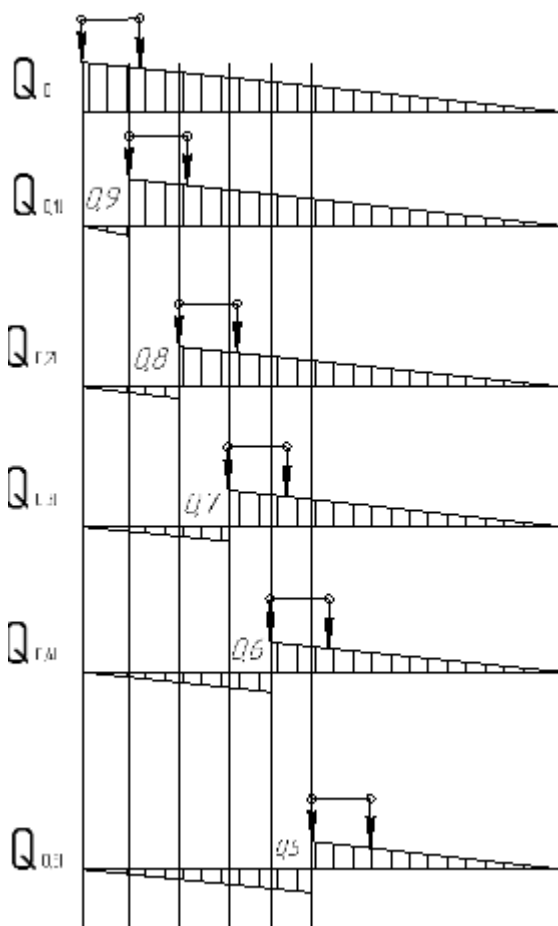


Рисунок 4.5.6 - Металоконструкція крана

7. Визначимо розрахункові зусилля від зосереджених сил в кожному із зазначених перетинів того, що одна з них розташовується над вершиною лінії впливу:

$$Q = \sum P y_i$$

У перетині $x = 0$ при $l = 32$ м і $d = 1.8$ м

$$Q_0 = \left(1 + \frac{l-d}{l}\right) P$$

$$Q_0 = \left(1 + \frac{32-1.8}{32}\right) 3.5 = 6.803T = 68030H$$

У перетині $x = 0.11$

$$Q_1 = 0.9 \left(1 + \frac{0.9l-d}{0.9l}\right) P = 0.9 \left(1 + \frac{0.9 \cdot 32 - 1.8}{0.9 \cdot 32}\right) 3.5 = 6.103T = 61030H$$

У перетині $x = 0.2l$

$$Q_2 = 0.8 \left(1 + \frac{0.8l - d}{0.8l} \right) P = 0.8 \left(1 + \frac{0.8 \cdot 32 - 1.8}{0.8 \cdot 32} \right) 3.5 = 5.403T = 54030H$$

У перетині $x = 0.3l$

$$Q_3 = 0.7 \left(1 + \frac{0.7l - d}{0.7l} \right) P = 0.8 \left(1 + \frac{0.7 \cdot 32 - 1.8}{0.7 \cdot 32} \right) 3.5 = 4.703T = 47030H$$

У перетині $x = 0.4l$

$$Q_4 = 0.6 \left(1 + \frac{0.6l - d}{0.6l} \right) P = 0.6 \left(1 + \frac{0.6 \cdot 32 - 1.8}{0.6 \cdot 32} \right) 3.5 = 4.003T = 40030H$$

У перетині $x = 0.5l$

$$Q_5 = 0.5 \left(1 + \frac{0.5l - d}{0.5l} \right) P = 0.8 \left(1 + \frac{0.5 \cdot 32 - 1.8}{0.5 \cdot 32} \right) 3.5 = 3.303T = 33030H$$



Рисунок 4.5.7 - Металоконструкція крана

8. Поперечні сили Q від власної ваги q рівні;

$$Q_0 = A = \frac{ql}{2} = \frac{0.35 \cdot 32}{2} = 5.6T = 56000H$$

$$Q_1 = A - \frac{ql}{10} = 5.6 - \frac{0.35 \cdot 32}{10} = 4.48T = 44800H$$

$$Q_2 = A - \frac{2ql}{10} = 5.6 - \frac{2 \cdot 0.35 \cdot 32}{10} = 3.36T = 33600H$$

$$Q_3 = A - \frac{3ql}{10} = 5.6 - \frac{3 \cdot 0.35 \cdot 32}{10} = 2.24T = 22400H$$

$$Q_4 = A - \frac{4ql}{10} = 5.6 - \frac{4 \cdot 0.35 \cdot 32}{10} = 1.12T = 11200H$$

$$Q_5 = A - \frac{5ql}{10} = 5.6 - \frac{5 \cdot 0.35 \cdot 32}{10} = 0T = 0H$$

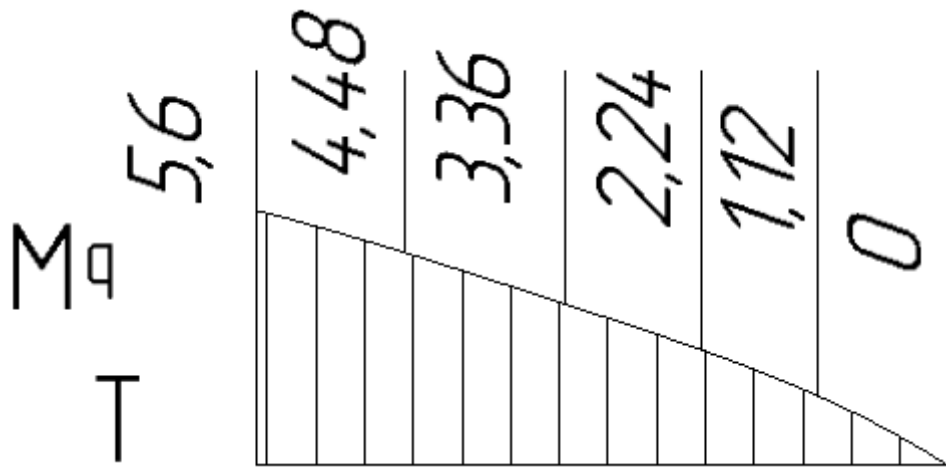


Рисунок 4.5.8 - Металоконструкція крана

9. Розрахункові значення поперечних сил від зосереджених і рівномірно розподілених навантажень:

$$Q_0 = 6.803 + 5.6 = 12.403T = 124030H$$

$$Q_1 = 6.103 + 4.48 = 10.583T = 105830H$$

$$Q_2 = 5.403 + 3.36 = 8.763T = 87630H$$

$$Q_3 = 4.703 + 2.24 = 6.943T = 69430H$$

$$Q_4 = 4.003 + 1.12 = 5.123T = 51230H$$

$$Q_5 = 3.303 + 0 = 3.303T = 33030H$$

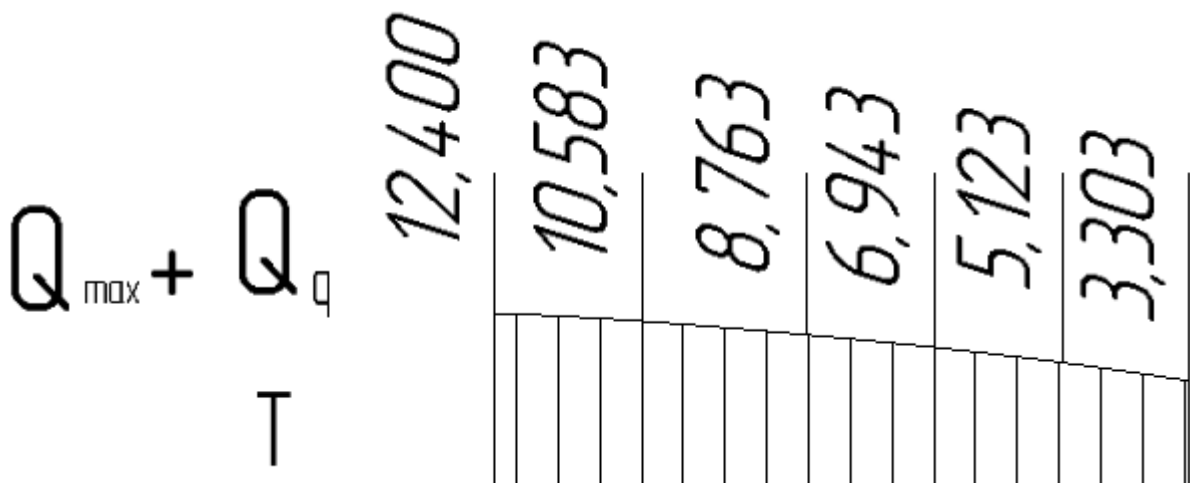


Рисунок 4.5.9 - Металоконструкція крана

10. Необхідна висота балки з умов жорсткості:

$$h/l = \frac{0.8[G]_p l}{4Ef} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right]$$

$$h/l = \frac{0.8 \cdot 1600 \cdot 500}{4 \cdot 2.1 \cdot 10^6} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{15}{32} \right)^2 \right] = 0.053$$

При цьому $h = 0.053 \cdot 3200 = 85.33$ см.

11. Товщина вертикального листа:

$$S_s = \frac{1}{12.5} \sqrt{h}$$

$$S_s = \frac{1}{12.5} \sqrt{85.33} = 0.74 \text{ см}$$

Прийmemo $S_B = 8$ мм.

12. Необхідна висота з умови найменшої ваги.

$$h = \sqrt{\frac{M}{S_s[G]_p}} \quad [12, \text{с.311}]$$

$$h = \sqrt{\frac{9765000}{0.2 \cdot 1600}} = 175 \text{ см}$$

Приймаємо висоту балки $h = 175$ см

Висота вертикального листа $h_B = 173$ см

13. Момент інерції поперечного перерізу зварної балки:

$$J_{mp} = W_{mp} \frac{h}{2} \quad [12, \text{с.311}]$$

$$J_{mp} = 6103 \cdot 87.5 = 534012 \text{ см}^4$$

14. Момент інерції підбраного вертикального листа 1730×8 мм:

$$J_s = \frac{S_s h_s^3}{12} \quad [12, \text{с.312}]$$

$$J_{\epsilon} = \frac{173^3 \cdot 0.8}{12} = 345181 \text{ см}^4$$

15. Необхідний момент інерції горизонтальних листів балки (поясів):

$$J_{\Gamma} = J_{mp} - J_{\epsilon} = 534012 - 345181 = 188830 \text{ см}^4$$

16. Перетин одного пояса балки:

$$F_{\Gamma} = \frac{J_{\Gamma}}{2(h_1/2)^2}$$

$$F_{\Gamma} = \frac{188830}{2 \cdot 87^2} = 12.5 \text{ см}^2$$

17. Уточнене значення моменту інерції підбраного поперечного перерізу балки:

$$J = \frac{173^3 \cdot 0.8}{12} + 2 \left(\frac{1^3 \cdot 12.5}{12} + 1 \cdot 12.5 \cdot 87^2 \right) = 533735.8 \text{ см}^4$$

18. Найбільше нормальне напруження в крайньому волокні балки:

$$\sigma = \frac{M}{J} \frac{h_{\epsilon}}{2}$$

$$\sigma = \frac{9765000 \cdot 87.5}{533735.8} = 16 \text{ МПа}$$

19. Дотичне напруження на рівні центра тяжіння балки в опорному її перетині:

$$\tau = \frac{QS}{JS_{\epsilon}}$$

де Q = 12403 кг - розрахункова поперечна сила;

S - статичний момент половини площі перерізу відносно центра ваги балки.

$$S = 12.5 \cdot 87 + 0.8 \cdot \frac{86.5}{2} = 4081 \text{ см}^3$$

$$\tau = \frac{12403 \cdot 4081}{533735.8 \cdot 0.8} = 1,18 \text{ МПа}$$

20. Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2}$$

де σ_1 - нормальна напруга від М;

τ_1 - дотичне напруження від Q;

$$\sigma_1 = \frac{M}{J} \frac{h_g}{2}$$

$$\sigma_1 = \frac{9765000}{533735.8} \frac{173}{2} = 15,82 \text{ МПа}$$

$$\tau_1 = \frac{QS}{JS_g}$$

де $S = 12.5 \cdot 1 \cdot 87 = 1087.5$ - статичний момент площі перетину горизонтального листа щодо центра ваги;

$$\tau_1 = \frac{3303 \cdot 1087.5}{533735.8 \cdot 0.8} = 0,85 \text{ МПа}$$

звідси

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{15,82^2 + 3 \cdot 0,85^2} = 15,83 \text{ МПа}$$

21. Обчислимо функцію α :

$$\alpha = 8 \left(\frac{l_0 s_\Gamma}{bh} \right)^2 \left(1 + \frac{h_g s_g^3}{2bs_\Gamma^3} \right)$$

де b - ширина пояса;

s_Γ - товщина горизонтального листа;

$l_0 = 10 \div 20 = 1\,245$ см - відстань між закріпленнями.

$$\alpha = 8 \left(\frac{1245 \cdot 1}{85 \cdot 175} \right)^2 \left(1 + \frac{173 \cdot 0.8^3}{2 \cdot 85 \cdot 1^3} \right) = 0.085 \approx 0.1$$

Знаючи функцію α за графіком [12, с.315] визначаємо коефіцієнт $\psi = 1.73$

22. Момент інерції балки:

$$J = \frac{0.8^3 \cdot 173}{12} + \frac{2 \cdot 85^3 \cdot 1}{12} = 102361 \text{ см}^4$$

23. Знайдемо коефіцієнт φ :

$$\varphi = \psi \frac{J_x}{J_y} \left(\frac{h}{l_0} \right)^2 \cdot 10^3$$

$$\varphi = 1.73 \frac{102361}{533735.8} \left(\frac{175}{1245} \right)^2 \cdot 10^3 = 6.55 > 1 \text{ стійкість забезпечена}$$

24. Стійкість вертикального листа:

Приварюють до листу ребра жорсткості. Відстань між ними

$$a = 1.5h_g = 1.5 \cdot 173 = 260 \text{ см}$$

Середнє дотичне напруження від поперечної сили:

$$\tau = \frac{Q}{h_g s_g}$$

$$\tau = \frac{3303}{173 \cdot 0.8} = 0,24 \text{ МПа}$$

25. Місцева напруга під зосередженою силою:

$$\sigma_M = \frac{P}{s_g z},$$

де z - умовна довжина, на якій зосереджений вантаж розподіляється в вертикальному листі;

$$z = 3.25 \sqrt{\frac{J_{II}}{s_g}},$$

де J_{II} - момент інерції верхнього пояса з привареним до нього рейкою;

$$J_{II} = J'_{II} - Fy^2,$$

де J'_{II} - момент інерції щодо осі a ;

y - ордината центра ваги перерізу пояса і рейки;

$$J'_{II} = \frac{10^3 \cdot 10}{3} + \frac{1^3 \cdot 85}{3} = 3361 \text{ см}^4$$

$$y = \frac{-85 \cdot 1 \cdot 1 + 10 \cdot 10 \cdot 2.5}{85 \cdot 1 + 10 \cdot 10} = 1 \text{ см}$$

$$J_{II} = 3361 - 97.65 \cdot 1^2 = 3263 \text{ см}^4$$

$$z = 3.25 \sqrt{\frac{3263}{0.8}} = 52 \text{ см}$$

$$\sigma_M = \frac{3500}{0.8 \cdot 52} = 8,41 \text{ МПа}$$

26. Перевіримо правильність постановки ребер жорсткості:

$$\text{а) } \sigma_0 = 750 \frac{10^3 s_g}{h_g}$$

$$\sigma_0 = 750 \frac{10^3 \cdot 0.8}{173} = 34,68 \text{ МПа}$$

$$\text{б) } \tau_0 = \left(1250 + \frac{950}{\nu^2} \right) \left(\frac{100 s_g}{d} \right)^2,$$

де ν - відношення більшої сторони до меншої; в прийнятій конструкції $a/h_b = 1.5$;

d - найменша зі сторін пластин (а чи h_b), укладених між поясами і ребрами жорсткості; В даному випадку $d = h_b = 173$ см;

$$\tau_0 = \left(1250 + \frac{950}{1.5^2} \right) \left(\frac{100 \cdot 0.8}{173} \right)^2 = 8,36 \text{ МПа}$$

$$\text{в) } \sigma_{\mu 0} = K_1 \cdot 10^7 \left(\frac{s_g}{a} \right)^2$$

За графіком визначаємо $K_1 = 8.6$

$$\sigma_{\mu 0} = 8.6 \cdot 10^7 \left(\frac{0.8}{260} \right)^2 = 0,814 \text{ МПа}$$

27. Місцева стійкість вертикального листа:

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_0} + \frac{\sigma_{\mu}}{\sigma_{\mu 0}} \right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right)^2} \leq 1$$

$$\sqrt{\left(\frac{15,82}{34,68} + \frac{0,853}{8,14} \right)^2 + \left(\frac{0,24}{8,36} \right)^2} = 0.63 \leq 1$$

28. Стійкість в опорних перетинах:

на опорі $\sigma_1 = 0$

$$\tau = \frac{Q}{h_s s_s}$$

$$\tau = \frac{12403}{173 \cdot 0.8} = 0,896 \text{ МПа}$$

на опорі $\sigma = 0$

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_\mu}{\sigma_{\mu 0}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)^2}$$

$$\sqrt{\left(\frac{0,853}{8,14}\right)^2 + \left(\frac{0,896}{8,36}\right)^2} = 0.14$$

Стійкість забезпечена.

4.6 Електрична частина

4.6.1 Вибір системи управління крановими двигунами

Під системою керування електроприводом мається на увазі комплекс, що складається з перетворювача електричної енергії, апаратури управління для комутації струму в ланцюзі електродвигуна, орган ручного керування або автоматичного (програмного) контролю, органу швидкісного, шляхового або іншого контролю, а так же елементів захисту електроустаткування і механізму, що діють в кінцевому рахунку на пристрої відключення електроприводу.

Системи управління кранові механізмами відносяться до категорії пристроїв, що знаходяться під. безперервним контролем оператора, тобто. в цих системах вибір моменту початку операції, швидкісних параметрів і моменту закінчення операції здійснюється особою, управляюча механізмом. В свою чергу система управління повинна забезпечувати необхідну послідовність перемикачів для реалізації бажаних швидкісних параметрів, запобігти при цьому неприпустимо перевантаження і забезпечити необхідний захист.

Вибір системи управління для кранових механізмів здійснюється на основі аналізу порівняльних технічних даних табл.1-10, а саме: діапазону регулювання, способу управління, ресурсу (рівня зносостійкості), діапазону можливих потужностей електроприводів, показників енергетики та динаміки, а також додаткових даних, що визначають умови експлуатації електроприводів.

Сравнительные технические данные различных систем электроприводов

Таблица 1-10

Показатели систем электроприводов	Сеть переменного тока							
	Асинхронный электродвигатель с фазным ротором			Асинхронный короткозамкнутый электродвигатель		Асинхронный двухскоростной короткозамкнутый электродвигатель		
	2	3	4	5	6	7	8	9
Условное наименование системы	К—АДФ	МК—АДФ	ТРН—АДФ	К—АД	ПЧИ—АД	МК—АДП	ПЧН—АДП	ПЧН—АДП
Диапазон мощностей, кВт	2—30	2—180	2—180	2—15	40—80	2—40	2—80	20—60
Диапазон регулирования скорости (ниже номинальной)	2,5:1	4:1; 6:1	10:1	1:1	10:1	6:1	6:1	60:1
Диапазон регулирования скорости (выше номинальной)	—	—	—	—	2:1	—	—	—
$GD^2 n_n^2$, выраженное в долях $M_{\max}$	1,0	0,9	0,9	1,0	0,4	1,5	1,0	1,5
от значения варианта К—АДФ								
Вероятность безотказной работы за 6 мес	0,9	0,9	0,85	0,92	0,8	0,95	0,9	0,9
Возможность работы без обслуживания и наблюдения	Нет	Нет	Нет	Есть	Есть	Есть	Есть	Есть
Возможность дистанционного управления	Нет	Есть	Есть	Нет	Есть	Нет	Есть	Есть
Допустимое число включений (до наибольшей скорости)	120	600	600	120	1200	300	600	120
Электрическая износостойкость в долях от 10^6 циклов	0,3	1,0	10	0,3	20	0,3—1,0	1,0	1,0
Эксплуатационное обслуживание	Электромонтером средней квалификации		Электромехаником высокой квалификации	Электромонтером средней квалификации	Электромехаником высокой квалификации	Электромонтером средней квалификации	Электромехаником высокой квалификации	
Условия наладки	Наладки не требует		Сложная наладка	Наладки не требует	Сложная наладка	Наладки не требует	Сложная наладка	

Продолжение табл. 1-10

Показатели систем электроприводов	Сеть постоянного тока					
	Электродвигатель постоянного тока					
	10	11	12	13	14	15
Условное наименование системы	МК—Д	Г—Д	ТП—Д	ТП—Д	К—Д	МК—Д
Диапазон мощностей, кВт	3—150	20—180	50—100	100—200	3—15	3—180
Диапазон регулирования скорости (ниже номинальной)	6:1	10:1	10:1	10:1	4:1	6:1
Диапазон регулирования скорости (выше номинальной)	2,5:1	2,5:1	2,5:1	2,5:1	2:1	2,5:1
$GD^2 n_n^2$, выраженное в долях $M_{\max}$	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
от значения варианта К—АДФ						
Вероятность безотказной работы за 6 мес	0,92	0,92	0,85	0,88	0,88	0,9
Возможность работы без обслуживания и наблюдения	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет
Возможность дистанционного управления	Есть	Есть	Есть	Есть	Нет	Есть
Допустимое число включений (до наибольшей скорости)	600	1200	600	1200	120	600
Электрическая износостойкость в долях от 10^6 циклов	1,0	2,0	20	20	0,3	1,0
Эксплуатационное обслуживание	Электромонтером средней квалификации		Электромеханиками высокой квалификации		Электромонтерами средней квалификации	
Условия наладки	Наладки не требует	Наладка простая	Сложная наладка		Наладки не требует	

В данному випадку ми приймаємо крановий електропривод змінного струму: асинхронний двигун з фазним ротором, керований силовим контролером (КС).

4.6.2 Опис схеми

Схеми магнітних контролерів грейферного виконання виконані на тих же принципах, що і схеми контролерів, які призначені для кранів з крюка подвеской. Основні відмінності полягають в наступному: в грейферних виконанні немає режиму однофазного гальмування; на магнітному контролері приводу замикає лебідки передбачений режим силового спуску з повністю введеними в ланцюг ротора пусковими ступенями резисторів; контролери замикає і підтримуючої лебідок зблоковані з допомогою реле РН, що виключає можливість роботи одним приводом в разі відключення нульового захисту на іншому.

Схема ТСА в системі живлення ланцюгів управління виконана в змінному струмі.

Контролери ТСА за схемою мають виконання для звичайних вантажівок і грейферних кранів; в них за 100% прийнято: момент статичного навантаження і синхронна швидкість двигуна.

Дана схема магнітного контролера забезпечує автоматичний розгін, реверсування, гальмування і ступінчасте регулювання швидкості. Управління здійснюється за допомогою командоконтролерів, що мають по чотири фіксованих робочих положення підйому і спуску. На положеннях підйому пуск і регулювання швидкості здійснюється зміною опорів резисторів, включених в ланцюг обмотки ротора електродвигуна.

Перше положення, на якому реалізується мінімальний пусковий момент, служить для вибору слабину троса і підйому малих вантажів на зниженій швидкості (характеристика 1П). Підйом з малою швидкістю важких вантажів проводиться на другій позиції (характеристика 2П). На третьому положенні здійснюється перший ступінь розгону електродвигуна (характеристика 3П), причому пусковий струм на цьому положенні менше струму уставки максимальних реле. Останні два ступені пуску здійснюються автоматично під контролем реле часу РУ1, РБ. На положеннях спуску забезпечується регулювання швидкості двигуна спуску забезпечується регулювання швидкості

двигуна в режимах: противовключення на першому і другому положеннях (характеристики 1С і 2С) і однофазного гальмування на третьому положенні (характеристика 3С). На четвертому положенні, на якому всі шаблі резисторів виведення, проводиться пуск вантажів з максимальною швидкістю (характеристика 4С). Перше і друге положення використовуються в основному для отримання малих швидкостей спуску вантажів, близьких до номінального.

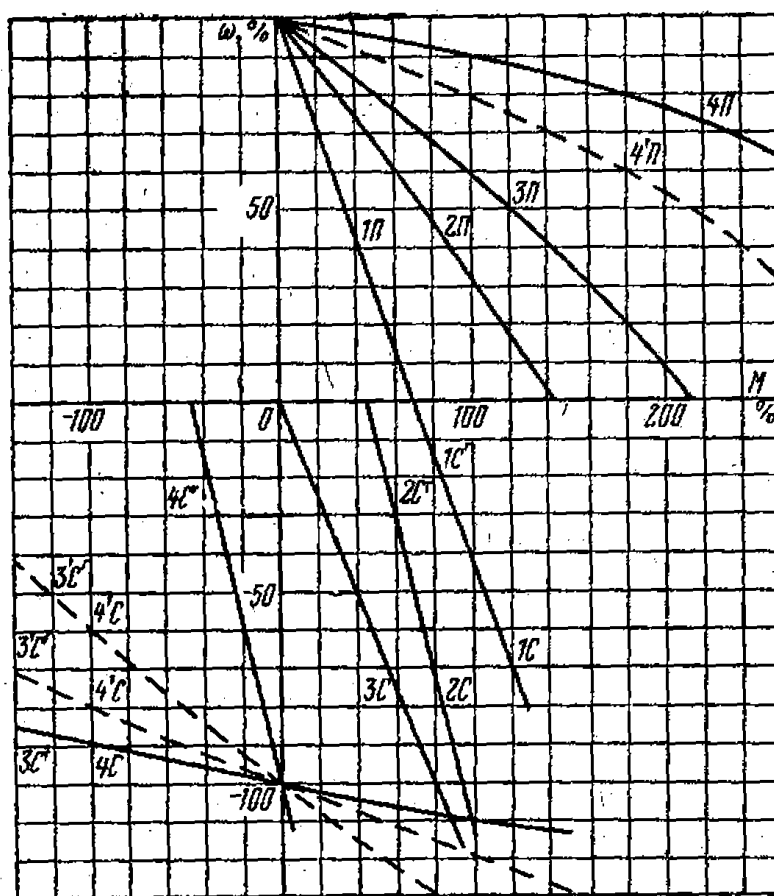


Рис.4.6.1 Механічні характеристики електроприводів механізмів підйому з магнітними контролерами

У контролерах номінальний струм 400 А для зниження навантаження в контактах контакторів ланцюга ротора передбачено паралельне включення резисторів. Таке саме включення передбачується також і в контролерах на 250 А в разі, якщо навантаження перевищує допустиму для контакторів ротора, які у всіх типах магнітних контролерів використовуються на номінальний ток 160 А.

У магнітних контролерів ТСА передбачено кінцевий захист . Максимальний і нульовий захист виведені на захисну панель. Максимальний захист, виконує реле РМ, налаштовується на спрацьовування при струмі 250% нормально в контролерів без однофазного гальмування і при струмі 270% - в контролерів з однофазним гальмуванням. Велике значення установки визвали підвищенням струму, споживаного двигуном при однофазному гальмуванні

4.6.3 Вибір кранового електродвигуна

Для переважної більшості кранових механізмів умови роботи не можуть бачи заздалегідь задані. Вимоги, що визначають вибір всіх елементів конструкції крана, в тому числі і його електрообладнання, об'єднуються поняттям режиму роботи. У це поняття входять: повна тривалість включення при регулюванні, число пусків, коефіцієнт усередненого статичного завантаження, а так само такі показники, як річне і добове використання крана, ступінь його відповідальності, температурні умови експлуатації і інші параметри. Все різноманіття режимів роботи кранових механізмів зводиться до його режиму роботи.

Основою вибору режиму роботи крана і його електрообладнання є кваліфікований, який базується на ймовірнісно-статистичних даних, облік всіх особливостей експлуатації окремих груп кранових механізмів і їх призначення в технологічному процесі виробництва.

4.6.4 Розрахунок обраного двигуна

Виберемо двигун для механізму підйому козлового рейферного крана, що має такі характеристики:

- вантажопідйомність $Q = 10 \text{ т}$;

- швидкість підйому $V_{\text{ном}} = 0.4 \text{ м / с}$;
- маса підвіски $q = 4,8 \text{ т}$;
- режим навантаження роботи електроприводу - М6;
- діаметр барабана з канатом - 0,420 м ;
- передавальне число, $i = 50$;
- ККД механізму, $\eta_{\text{мех}} = 0,95$;
- число включень на годину -400;
- коефіцієнт числа механізмів, які піднімають вантаж, $m_{\text{п}} = 2$.

1. Розрахункова потужність:

$$P_p = P_{\text{ст, ном}} = 9,81 (Q + q) V_{\text{ном}} / (103 \eta_{\text{мех}} m_{\text{п}})$$

$$P_p = P_{\text{ст, ном}} = 9.81 (10000 + 4800) 0.4 / (103 \cdot 0.95 \cdot 2) = 31 \text{ кВт}$$

2. Частота обертання двигуна:

$$n = 60i V_{\text{ном}} / (\pi D)$$

$$n = 60 \cdot 50 \cdot 0.4 / (3.14 \cdot 0.420) = 910 \text{ об / хв}$$

Виходячи з режиму роботи і прийнятої системи електроприводу знаходимо значення коефіцієнта $k_t = 0.9$.

$$\text{Тоді: } P_{\text{ном, т}} = P_{\text{ст, ном}} / k_t = 31 / 0.9 = 34 \text{ кВт}$$

Так як $P_{\text{ном, т}} > P_p$, то попередній вибір двигуна слід здійснювати по $P_{\text{ном.т}}$.
 Вибираємо електродвигун серії 4МТФ225М6 потужністю 37 кВт при ПВ = 40%,
 $n_{\text{ном}} = 965 \text{ об / хв}$, $M_{\text{ном}} = 638 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що має момент інерції $J_{\text{дв}} = 0.75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

3. Визначаємо сумарний момент інерції:

$$J_{\text{общ}} = 1.2J_{\text{дв}} + \frac{91Q_n V_{\text{ном}}}{n^2}$$

$$J_{\text{общ}} = 1.2 \cdot 2 + \frac{91 \cdot 10500 \cdot 0.4^2}{965^2} = 1.56 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

4. Еквівалентний ККД визначаємо за формулою:

$$\eta_{\text{екв}} = \frac{\eta_{\text{экв},\text{б}}}{1 + \frac{\eta_{\text{экв},\text{б}} - \eta_{\text{экв},N}}{\eta_{\text{экв},N}} \cdot \frac{J_{\text{общ}}}{1.2 J_{\text{дв}}} \cdot \left(\frac{n_{\text{max}}}{1000} \right)^2},$$

де $\eta_{\text{екв}, \text{б}}$ - ККД приводу при числі включень $N_{\text{в}} = 0$;

$\eta_{\text{екв}, N}$ - еквівалентний ККД, який визначається за графіками при числі включень $N_{\text{в}}$;

n_{max} - синхронна частота обертання.

$$\eta_{\text{екв}} = \frac{0.81}{1 + \frac{0.81 - 0.73}{0.73} \cdot \frac{1.56}{1.2 \cdot 2} \cdot \left(\frac{1000}{1000} \right)^2} = 0.76$$

Перевіряємо двигун по тепловому режиму при відомій навантажувальній діаграмі:

$$P_{\text{ном}, T} \geq \frac{k_z k_{\text{экв}} \sqrt{\varepsilon_p / \varepsilon_{\text{ном}}} k_n}{k_o k_p} \cdot \frac{\eta_{\text{экв}}}{\eta_{\text{экв},\text{б}} - k_{\text{д}} (\eta_{\text{экв},\text{б}} - \eta_{\text{экв}})},$$

де k_z - коефіцієнт, що враховує потужності, закладається при проектуванні електропривода;

ε_p - фактична тривалість включення електропривода;

$\varepsilon_{\text{ном}}$ - номінальна тривалість включення електропривода.

$$P_{\text{ном}, T} \geq \frac{1 \cdot 0.8 \sqrt{0.6 / 0.4}}{0.86 \cdot 1} \cdot \frac{0.81}{0.81 - 1.25(0.81 - 0.76)} \cdot 31 = 33 \text{ кВт}$$

Оскільки $P_{\text{ном}} > P_{\text{ном}, T}$, обраний електродвигун серії 4MTF225M6 задовольняє вимогам що ставляться до двигуна по тепловому режиму.

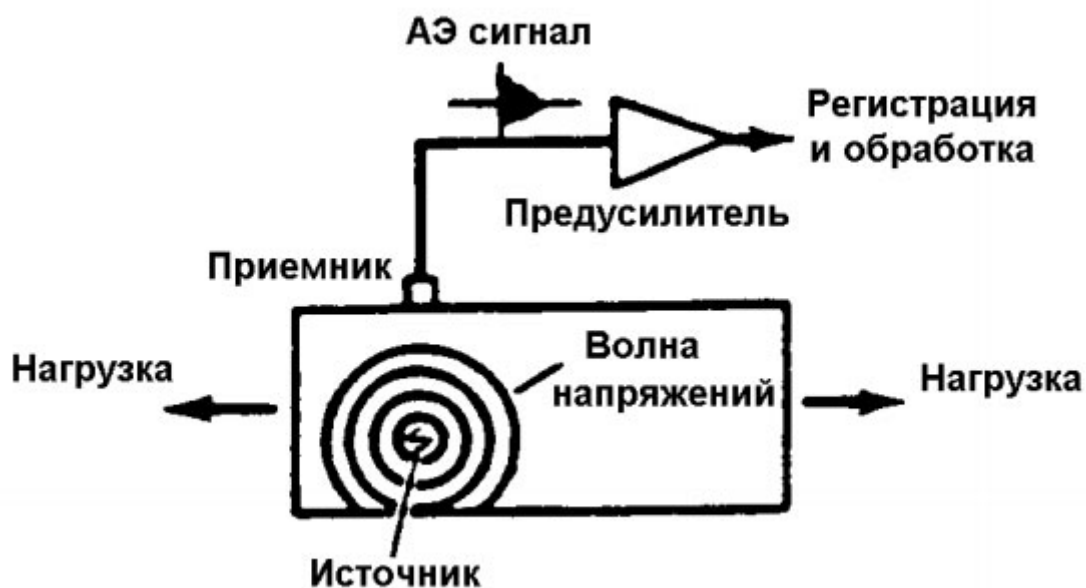
5 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

Велика частина вантажопідйомних механізмів (ВПМ) промислових підприємств виробила нормативні терміни експлуатації. Актуальний характер має проведення достовірного технічного діагностування та експертизи промислової безпеки даних об'єктів. На практиці видно, що при тривалій експлуатації ГПМ в металоконструкціях кранів утворюються небезпечні втомні руйнування. Це є результатом впливу різних несприятливих факторів та різні дефекти корозійної природи.

На сьогодні виявлення таких дефектів в рамках методик, використовуваних при технічному діагностуванні ГПМ, не представляється можливим. Внаслідок цього позитивний висновок експертизи промислової безпеки ГПМ ще не гарантує безаварійну роботу крана протягом дозволеного терміну. Цей факт може привести до значних збитків в разі виходу з ладу обладнання.

Для проведення більш повного і достовірного технічного огляду ГПМ необхідно застосувати інтегральні методи неруйнівного контролю. Зокрема для виявлення небезпечних дефектів різної природи може бути ефективно використаний метод акустичної емісії (АЕ). Даний метод дозволяє реєструвати хвилі пружних напружень, що виникають в результаті внутрішньої локальної динамічної перебудови структури матеріалу конструкції.

Процес генерації і виявлення АЕ наведено на рисунку (див. рис. 1). Раптовий рух джерела емісії викликає виникнення хвиль напружень, які поширюються в структурі матеріалу і досягають перетворювання. У міру зростання напруги, активізуються багато з наявних в матеріалі об'єкта джерел емісії. Електричні сигнали емісії, отримані в результаті перетворення датчиком хвиль напружень, посилюються, реєструються апаратурою і піддаються подальшій обробці і інтерпретації.



Рису

нок.1 Основні принципи акустичної емісії

З метою виявлення інформативної ознаки кута набігання колеса на рейку, виконаний аналіз досліджуваного спектра акустичної емісії.

Досліджуваний спектр акустичної емісії є сумарним сигналом від колісної пари і рейки. Він генерується в залежності від шорсткості колісної пари, шорсткості рейки, контактної силової взаємодії і від вібраційних процесів в контакті колеса з рейкою. Схема виникнення акустичної емісії з контакту колесо-рейка на ділянці шляху приведена на рисунку (див. рис. 2).

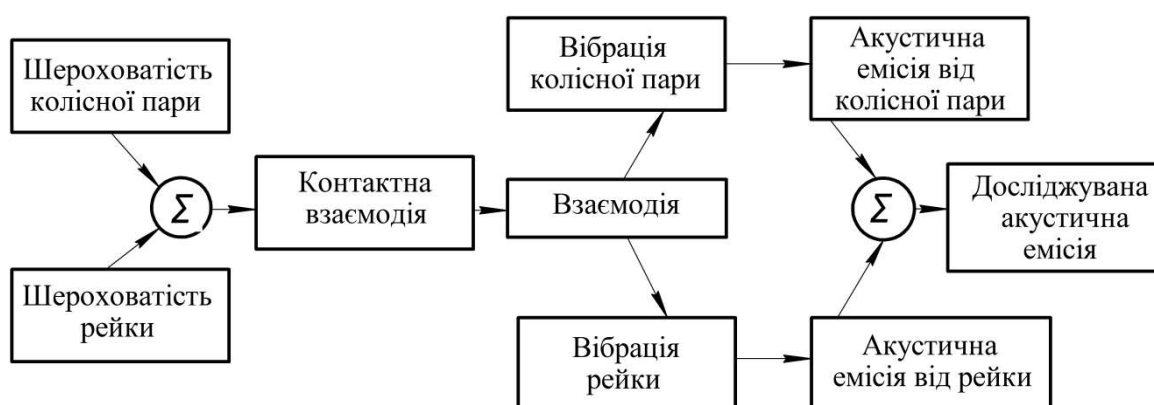


Рис. 2. Схема виникнення акустичної емісії в контакті колесо-рейка

Відповідно до досліджень, виявлено вплив різних чинників на виникнення акустичної емісії. Моделювання процесів дає можливість розділити і визначити компоненти акустичної емісії, що випускаються від коліс, рейок і шпал.

Дослідження спектру акустичної емісії з контакту колесо-рельс здійснюється шляхом поділу на групи:

- 1) акустична емісія кочення;
- 2) акустична емісія в результаті ударів;
- 3) скрегіт;
- 4) вереск.

Схематично представлений механізм трьох типів освіти акустичної емісії з контакту колесо-рейка на рисунку (див. рис. 3).

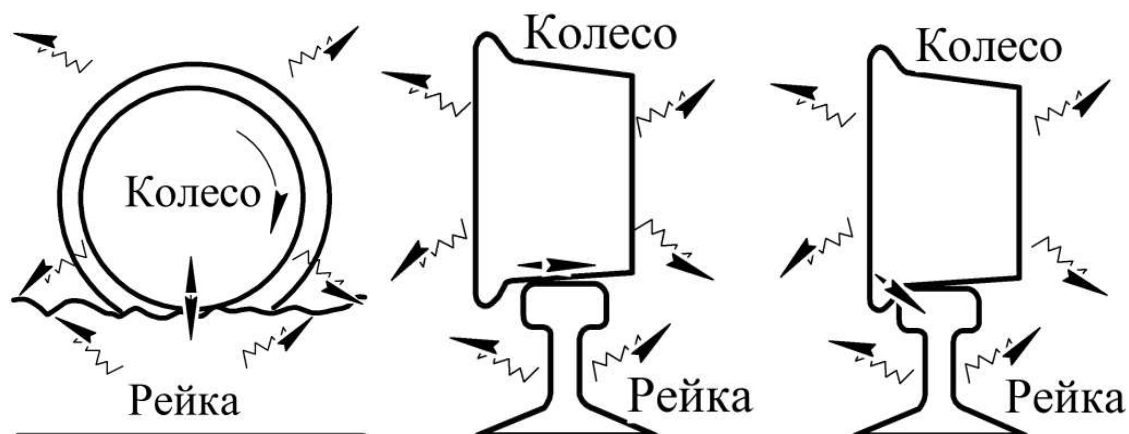


Рисунок 3. Схема освіти акустичної емісії в контактi колесо-рейка:

- а - АЕ від кочення,
- б - АЕ від поперечного зміщення,
- в - АЕ від гребневого контакту

На підставі експериментальних досліджень, можна зробити висновок, що рівень звукового тиску, що випускається від недемпфированих коліс, збільшується пропорційно швидкості руху і кута набігання. Скрегіт повністю зникає при вступі в контакт гребеня колеса з бічною поверхнею рейки.

5.1 Віброграф

В умовах спеціально виготовлені зразки з досліджуваного матеріалу, що піддаються монотонному навантаженню на силовантажувальних установках. При цьому реєструють абсолютне подовження і параметри сигналів АЕ: амплітуду, число імпульсів і їх інтенсивність.

Відомі дослідження коливань головної балки козлових кранів з використанням в якості вібрографа приладу Гюйгенса, з реєстрацією коливань в заданій системі відліку. При цьому в середині балки прив'язувалася довга нитка з вантажем, що дістає до підлоги, на якому стояв віброграф. Нитка порушувала в вібрографі затухаючі коливання, і прогин записували самописцем Н-700. Експеримент проводився на нерухомому крані з відривом вантажу (з номінальною масою) від статі і різкому обриванні вантажу. Реальні динамічні навантаження при цьому не реєструвалися.

З метою підвищення інформативності роботи віброметра, він повинен мати наступні властивості: працювати у власній системі відліку (прилад сейсмічного типу); повинен працювати в післярезонансній смузі частот - режим віброметра, що вимірює віброзміщення; резонансна частота коливальної системи повинна бути від 0,1 до 0,5 Гц; частотний діапазон 1 ... 100 Гц; для зручності роботи вібрографа повинен встановлюватися на крані і передавати інформацію по радіоканалу. Для відповідності цим вимогам пропонується використовувати віброметр на основі датчика типу МТ 402.

При використанні в якості інерційного елемента твердого тіла в пристроях застосовують дорезонансний (режим акселерометра) і зарезонансний (режим віброметра) режими роботи. У другому випадку деформація пружини дорівнює абсолютному переміщенню об'єкта вимірювання.

В даному випадку застосовується датчик інерційного типу з рідинним наповненням - сейсмічна система. Переваги: висока чутливість при малій масі інерційного елемента. Діапазон вимірювання вібропереміщень вібрографа з індукційними перетворювачами знаходиться в області десятих часток мікрометрів

до тисяч мікрометрів при частотному діапазоні від 0 до 100 Гц (ІІІ - гальванометри, що працюють в перезаспокоєнному (балістичному) режимі, є інтегруючим ланкою).

У зв'язку з обмеженням нижньої межі по частоті при електронному інтегруванні виникає необхідність розширення частотного діапазону в бік нижніх частот методом послідовно параметричної корекції або методом наскрізної корекції.

Віброметри з індуктивними перетворювачами дозволяють вимірювати переміщення в діапазоні від десятих часток мікрометрів до міліметрів при частотах від десятих часток герца до тисяч герц. У випадках, коли потужність їх вихідного сигналу недостатня, для реєстрації використовують мостові схеми. У цих схемах індуктивність включають в плечі моста змінного струму або в контурні схеми. При її зміні змінюється частота коливального контуру.

ІІІ зі змінною величиною зазору мають кращу лінійність характеристики і дозволяють вимірювати переміщення до 20 мм. Лінійна ділянка 0,1 від номінальних величин зазору (у диференціальних 0,4 ... 0,6). Сердечник з фериту зменшує втрати на високих частотах U1.

Віброграф розрахований на максимальну амплітуду зміщення 50 мм. Застосовується рідинний датчик з включенням його котушки в частото задаючий ланцюг НЧ-генератора (або в міст змінного струму). Датчик цього типу дуже надійний, компактний, легкий. Вибором рідини, що заповнює поплавки, можна змінювати діапазон реєстрованих віброзміщень в дуже широких межах.

Устаткування:

- Широкосмуговий датчик
- Резонансні датчики
- Предпідсилювач

5.2 Калібрування датчиків АЕ

Датчики піддаються ретельному калібруванню. Чутливість датчиків калібрується абсолютним методом взаємності і виражається в децибелах. При калібруванні цим методом використовуються три перетворювача, що працюють в якості приймачів і передавачів. Перетворювачі закріплюються на масивній сталевій плиті, що покриті знизу і по сторонам демпфируючим матеріалом, що містить свинець, що сприяє ефективному демпфируванню. Поширюються через плиту відображених пружних хвиль. Використовуваний в якості передавача перетворювач працює від генератора, що очікує модульований сигнал з регульованою частотою.

Працюючі в режимі прийому перетворювачі, розташовані на певній відстані від передавача, сприймають поверхневі хвилі і віддають відповідні електричні сигнали на виносну апаратуру. Електричні сигнали посилюються і реєструються електронними приладами. Процедура калібрування полягає у визначенні точного значення резонансної частоти датчика, а потім у визначенні точного значення чутливості датчика на цій частоті.

5.3 Діагностика підшипників кочення методом АЕ

Акустико-емісійний метод є одним з основних елементів вирішення завдань із життєзабезпечення підшипникових вузлів кранів - комплексу заходів, спрямованих на збільшення міжремонтного пробігу, зниження ймовірності раптової відмови підшипникових вузлів в процесі експлуатації. При цьому основна увага приділяється проблемі виявлення причин розвитку дефектів і оцінці їх небезпечного впливу.

На підставі принципів акустико-емісійного методу діагностики підшипникових вузлів виникає необхідність введення обліку показника ефективності мастильних складів.

При експлуатації підшипника кочення відбувається розігрів мастильного матеріалу і зниження його в'язкості, що призводить до збільшення ударних навантажень в плямі торкання, обумовлених природною шорсткістю доріжок кочення і допусками на відхилення від форми тіл кочення.

Час впливу ударного навантаження на пляму торкання складає $20 \cdot 10^{-6} \dots 30 \cdot 10^{-6}$ с, що відповідає частоті 30 ... 50 кГц. На цій частоті мастильний матеріал можна розглядати як тверде тіло, т. Е. Композитний полімерний матеріал на основі агрегатів загущувача, який має п'єзоелектричні властивості і вносить вклад в продукування об'ємного заряду в змащувальному матеріалі.

Таким чином, в місцях підвищеного ударного впливу генерується електростатичне поле, яке, в свою чергу, повертає до цього району плями торкання підвищену кількість фрагментів загущувача, демпфируючих наступні удари і знижують абразивну активність цієї зони.

Даний процес триває до тих пір, поки мастильний матеріал в змозі своєчасно поставити в необхідній кількості донорні фрагменти загущувача з достатніми демпфірувальними властивостями в плями торкання з підвищеним ударним впливом.

У міру зношування мастильного матеріалу цей процес порушується, в результаті чого знижується ефективність мастильного матеріалу, т. Е. Його демпфуюча і несуча здатність, що призводить до зростання абразивного зносу елементів підшипника і виникнення втомних тріщин, сколів і раковин.

Акустико-емісійний сигнал, що характеризує ефективність мастильного складу, знімається з зовнішньої поверхні корпусу підшипникового вузла широкопasmовим п'єзокерамічним датчиком при частоті обертання 130 ... 160 об/хв. Датчик притискається до поверхні вручну або за допомогою магнітного кріплення зусиллям 50 ... 60 Н, і сигнал виводиться на дисплей приладу в узагальнених одиницях-балах.

Визначення стану вузла виконується шляхом порівняння фактичного показання діагностичного приладу D з нормативними картами оцінки зон

технічного стану, розробленими для кожного підшипникового вузла з урахуванням рівності.

Надмірна кількість мастила, допресоване в вузол, призводить до витіснення її через лабіринтові ущільнення на корпус або підшипниковий щит вузла, тобто до зайвої витрати мастила і забруднення вузла, що викликає труднощі при його огляді. Більш того, необґрунтована допресовкою мастила підшипників тягового редуктора з роздільними камерами мастила зубчастих коліс і підшипників викликає потрапляння (продавлювання через лабіринтові ущільнення) мастила в картер редуктора. Дана обставина викликає надмірне загущення мастила редуктора, в результаті чого вона осідає на поверхнях корпусу і не забезпечує необхідного мастила зубчастої передачі.

Технологія безрозбірної діагностики стану підшипникових вузлів методом акустичної емісії дозволяє з високою вірогідністю визначати достатність мастила вузла і оцінювати наявність дефектів змащення вузлів (механічних домішок, води).

Тимчасовий вібросигнал в розмірності віброшвидкості, зареєстрований на підшипнику з досить розвиненим дефектом стану, для прикладу, наведено на рисунку (див. рис. 4). На цьому малюнку добре видно дві найбільш характерні складові вібрації – «фонова», що має практично постійний рівень, і «імпульсна», що представляє з себе виділені по амплітуді імпульси, що повторюються приблизно через рівні інтервали.

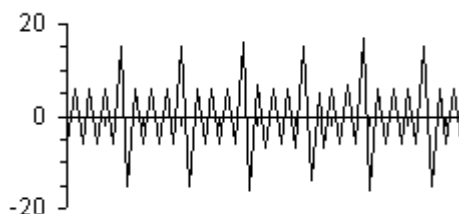


Рисунок 5.3.1 - Тимчасовий сигнал підшипника з дефектом

Фонове, або середнє значення рівня вібрації, що реєструється з вібродатчика на підшипнику кочення, характеризується середнім значенням. Наприклад,

середньоквадратичним значенням віброшвидкості. Це значення вібрації досить просто може бути виміряно за допомогою звичайних віброметрів.

У моменти проходження через «несучу», навантажену зону підшипника кочення, дефектного елемента або елементів, на тимчасовому вібросигналі з'являється чітко виражений пік, енергетичний імпульс. Параметри цього імпульсу визначаються видом, локалізацією і ступенем розвитку даного дефекту підшипника. Діагностичними параметрами такого імпульсу є його амплітуда і частота повторення.

Найбільш важливим параметром, що характеризує ступінь розвитку дефекту, є амплітуда імпульсу. Для вимірювання цього параметра імпульсу в приладах віброконтроля повинні бути передбачені спеціальні пікові детектори. Локалізація дефекту, місце його розташування, зазвичай уточнюється по частоті проходження імпульсів, для чого використовуються спектральні методи.

Якщо діагностику стану підшипника кочення проводити по амплітудним параметрам тимчасових вібросигналів, то основну увагу слід приділити двом. Це, по - перше, кількісне значення загального рівня фону вібрації і, по - друге, це співвідношення між рівнями фону вібрації і амплітудами пікових значень в тимчасовому вібросигналі.

Безпосередньо при діагностиці дефектів підшипників кочення за допомогою спектрів вібросигналів можна виявити три типи можливих спектрів вібросигналу, що відповідають різним етапам розвитку дефектів.

Стадія 1. Перші ознаки дефектів на спектрі вібросигналів виникають тоді, коли дефект підшипника, виникнувши, розвивається до такої стадії, що виділяється їм енергія стане порівняно помітною в загальній енергії вібрації підшипника. Стосовно до вищеписаних етапах розвитку це приблизно кінець першого етапу - початок другого. По термінах це приблизно кілька місяців з моменту початку розвитку дефекту. Приклад спектра першої стадії наведено на рисунку (див. рис. 5).

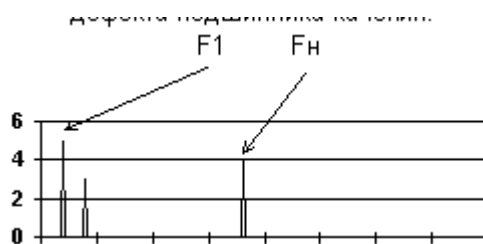


Рисунок 5.3.2 - Спектр вібрації на початковій стадії діагностики підшипника

У цьому спектрі, поряд з першими, механічними, гармоніками зворотному частоти обертання ротора, з'являється пік на характерній частоті дефекту того чи іншого елемента підшипника. На цій стадії характерна гармоніка вже добре видно на спектрі і дозволяє досить точно виявляти дефектний елемент.

За амплітудою пік характерний гармоніки вже можна порівняти з амплітудою першої або другої гармоніки зворотної частоти ротора, але за своєю потужністю ще багато поступається їм. На спектрі це виражається тим, що пік підшипникової гармоніки є дуже вузьким. Дефект з'явився, але ще не є сильно розвиненим.

Ця стадія завершується тоді, коли амплітуда характерною гармоніки вже не росте, а поруч з нею, дуже близько, з'являється перша пара бічних гармонік зліва і справа. Значить почався етап розширення зони дефекту в підшипнику.

Стадія 2. На цій стадії значно збільшується внесок в загальну вібрацію складової від дефекту підшипника. Підшипникова гармоніка збільшує свою потужність до такого значення, що стає порівнянна з основними механічними гармоніками - першої і другої. Результатом наявності в вібросигналах двох, як мінімум, гармонік - синхронної і несинхронної приблизно однакової потужності збуджує в агрегаті частоти биття. Ці частоти биття проявляються на спектрі у вигляді бічних смуг поблизу характерної підшипникової гармоніки. У міру зростання потужності підшипникової гармоніки з розширенням зони дефекту число бічних смуг і їх потужність поступово зростає.

Подальший розвиток дефекту призводить до появи гармоніки від характерної підшипникової частоти. Зазвичай з'являються гармоніки з номером два і три від основної частоти підшипникового дефекту. Поряд з кожною такою

гармонікою зліва і справа теж матимуть місце бічні частоти, число пар яких може бути досить великим.

Приклад спектра вібрації підшипника з таким розвитком дефекту показаний на рисунку (див. рис. 6). На цьому спектрі є дві гармоніки від характерної частоти підшипникового дефекту, перша і друга. Навколо кожної гармоніки розташоване по дві пари бічних гармонік, розташованих зліва і справа.

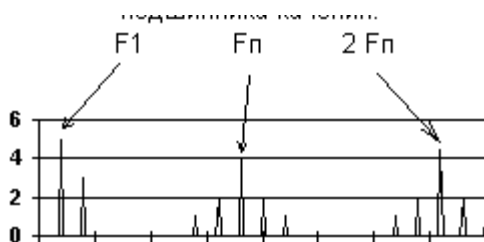


Рисунок 5.3.3 - Спектр вібрації на другій стадії діагностики

Знос підшипника з таким спектром вже очевидний і може сягати майже по всій робочій поверхні підшипника, він вже став груповим, захопивши кілька елементів підшипника. Підшипник потребує заміни або до такої процедури потрібно інтенсивно готуватися.

Це остання стадія розвитку дефектів підшипника. В кінці цієї стадії підшипник вже повністю деградував і перестав виконувати свої прямі функції - забезпечувати обертання валів при мінімальних витратах на тертя. Витрати на тертя великі і обертання ротора утруднено.

Розвиток дефекту підшипника на цій стадії, при контролі за спектрами вібросигналів, проходить наступним чином. Знос підшипника досягає такої стадії, коли характерна частота дефекту через зніс стає нестабільною, така ж доля спіткає бічні гармоніки. Накладення багатьох родин гармонік, кожне з яких складається з основної частоти і бічних гармонік, створює досить складну картину.

Якщо в цих родинях основні гармоніки розрізняються по частоті трохи, то сума всіх частот представляє з себе загальне підняття спектра, «енергетичний горб», захоплюючий такий діапазон частот, куди входять всі гармоніки всіх сімейств від всіх вже існуючих дефектів підшипника кочення.

На загальному тлі «енергетичного горба» можуть підніматися окремі гармоніки, але зазвичай всі вони носять випадковий характер і вже практично нічого не відображають. Вони просто збільшують потужність, зосереджену в цьому частотному діапазоні «енергетичного горба».

Практично вся потужність вібрації зосереджена не в зоні механічних гармонік (1 - 8), а в зоні характерних гармонік, відповідних мають місце дефектів підшипника кочення. Правда на цьому етапі таких дефектів вже багато, і це зрозуміло, підшипника вже практично немає. Для ілюстрації цієї стадії на рисунку (див. рис. 7). наведено спектр вібрації. На малюнку досить добре видно всі перераховані вище особливості діагностування третьої стадії розвитку дефекту.

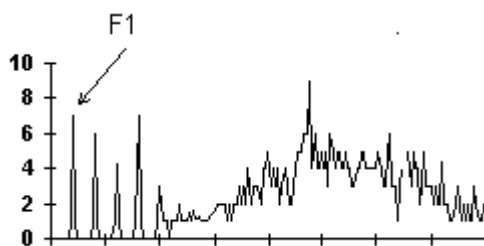


Рисунок 5.3.4 - Спектр вібрації на третій стадії діагностики дефекту підшипника

Крім того в діапазоні гармонік, властивих механічному ослабленню і збільшеному зазору в підшипнику піднімається ліс цілих гармонік зворотному частоти. Всі вони за своїми параметрами відповідають вищеназваним механічним причинам. Причина виникнення таких гармонік зрозуміла - в підшипнику великі зазори. Підшипник потребує якнайшвидшої заміни, так як можливість аварійної ситуації дуже велика.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В розділі надані основні заходи забезпечення безпеки при діагностуванні механізму пересування козлового крану.

6.1 Аналіз потенційних небезпек

а) Незадовільна організація робочого місця дослідника в приміщенні дослідницької лабораторії внаслідок невиконання вимог ергономіки.

б) Можливість ураження електричним струмом внаслідок порушення правил з електробезпеки, несправності електроспоживачів об'єкта або відсутності групових засобів захисту, що може призвести до травм або летального наслідку.

в) Небезпеки які пов'язані на інсталяції вібрографу, зокрема можливість отримання механічних травм. Забезпечення вібраційної безпеки та оцінка електробезпеки крану.

г) Незадовільний рівень освітлення в дослідницькій лабораторії, що може бути пов'язаний з виходом з ладу освітлювальних приладів або конструкторських недоліків систем загального або штучного освітлення.

д) Незадовільні параметри повітря середовища у виробничих приміщеннях та адміністративних приміщеннях внаслідок неефективної роботи систем опалення та повітряного обміну, що може призвести до захворювання загального характеру

е) Можливість загоряння внаслідок порушення правил з пожежної безпеки, що може призвести до пожеж

ж) Небезпеки, що пов'язані з умовами праці при надзвичайних ситуаціях

6.2 Заходи по забезпеченню безпеки праці

а) Раціональний трудовий режим дослідника ґрунтується на поєднанні психофізичних функцій людини розумової праці та трудових навичок у пізнавальній діяльності. Прищеплення трудових навичок у проведенні наукових досліджень забезпечує необхідну ефективність роботи дослідника.

Ефективність розумової праці залежить від таких факторів: внутрішніх – інтелектуальних здібностей, волі, стану здоров'я, навичок; зовнішніх – стану зовнішнього середовища, організації робочого місця, режиму праці і відпочинку; організації праці; розумового навантаження. Протягом дня працездатність змінюється. Найбільш плідним є так званий ранковий час (з 8 до 15 год), причому максимальна працездатність з 10 до 13 год, потім післяобідній (з 16 до 19 год) і вечірній (з 20 до 22 год).

Ступінь уваги і ефективності запам'ятовування змінюється у бік зменшення і уповільнення на кінець кожного часового періоду. Тому дуже важкий для запам'ятовування матеріал необхідно вивчати на початку кожного періоду. На початковій стадії процесу є період настроювання, входження в роботу. Саме в цей період встановлюються асоціативні зв'язки з раніше виконаними роботами за темою.

Чим більшою є звичка до систематичної розумової праці, тим коротший період відпрацьовування, тим скоріше настане найпродуктивніший період – "робоча установка". Наприкінці робочого дня слід аналізувати зроблене за день у плані дослідження, які нові наукові знання здобуто, з якими теоріями, концепціями, аксіомами, гіпотезами ознайомлено.

Велику роль у продуктивності розумової праці відіграє звичка до місця роботи, робоча обстановка. Поняття робочої обстановки включає в себе робоче приміщення (кімната, кабінет, лабораторія, бібліотека); робочу зону (письмовий стіл, стілець, шафа, стелаж) і розміщення предметів у ній, температура і вологість повітря навколишнього середовища, освітлення (природне, штучне); звукове поле

(шум, вібрація). Для забезпечення стійкої продуктивності розумової праці необхідно чергувати її з виробничими паузами. Не можна працювати довго без перерви, оскільки це знижує інтерес, веде до сильної перевтоми. Перерви слід робити через кожні 1-1,5 год роботи на 10-15 хв, а через 3-4 год роботи відпочинок повинен бути більш тривалим – 0,5-1 год.

Для активного відпочинку при розумовій праці необхідне фізичне навантаження. Одна з головних умов підвищення працездатності – правильно організоване робоче місце. Робоче місце науковця – це сукупність усього того, що використовується в роботі, тобто меблі, комп'ютер, інші технічні засоби.

Організація робочого місця тісно пов'язана з формами і методами організованої праці. Забезпечення сприятливих умов праці передбачає створення фізіолого-гігієнічного комфорту для виконання науково-дослідних процедур. Дослідники протягом 7-8 год на добу працюють, сидячи за столом.

Для раціонального планування робочого місця має бути забезпечене:

- оптимальне розміщення знарядь і предметів праці (норма на одне робоче місце складає 4м^2 та 10м^3)
- підвищення продуктивності праці конструктора за рахунок виконання вимог ергономіки до робочих місць.
- Організація робочого місця має бути такою, щоб працівник не робив зайвих рухів і не відчував незручності під час виконання роботи.
- Важливо мати також можливість змінити робочу позу, тобто положення корпусу, рук, ніг. Проте доцільно виключати або мінімізувати всі фізіологічно неприродні і незручні положення тіла.

б) Стосовно безпеки ураження працівників електричним струмом виробничі приміщення поділяються на:

1.Приміщення підвищеною небезпекою, що характеризується наявністю однієї з таких умов:

- струмопровідної підлоги (залізобетонної, цегляної, земляної і т.п.);
- струмопровідного пилу (за умовами виробництва виділяється технологічний струмопровідний пил у такій кількості, що він може осідати на проводах, проникати усередину машин, апаратів і т.д.) чи вологи (відносна вологість довгочасово перевищує 75%);
- високої температури (температура постійно або періодично більше одної доби перевищує 35°C);
- можливості одночасного дотику людини до заземлених металоконструкцій будівлі, технологічних апаратів, механізмів і т.п., з одного боку, і до металевих корпусів електрообладнання – з другого.

2. Приміщення з особливою небезпекою, що характеризуються наявністю однієї з таких умов, що створюють особливу небезпеку:

- особливої вологи (відносна вологість повітря близька до 100%, стеля, стіни, підлога і речі, що знаходяться у приміщенні, покриті вологою);
- хімічно активного або органічного середовища (постійно або довгочасно є агресивні пари, гази, рідини, утворюється за потіння, випадання роси або пліснява, що руйнують ізоляцію і струмопровідні частини обладнання);
- не менше двох умов для приміщень з підвищеною небезпекою.

3. Приміщення без підвищеної небезпеки, в яких відсутні умови, що створюють підвищену або особливу небезпеку.

4. Території розміщення зовнішніх (незахищених спорудою від атмосферних впливів) електроустановок прирівнюються до приміщень з особливою небезпекою.

Основними технічними способами і засобами захисту від ураження електричним струмом є:

- захисне заземлення;
- занулення; захисне відключення;
- захист від переходу вищої напруги в мережу нижчого;

- профілактичне випробування ізоляції;
- подвійна ізоляція;
- індивідуальні засоби захисту;
- попереджувальні плакати і написи;
- застосування малої напруги.

Для виключення можливості враження електричним струмом передбачено:

- Забезпечення надійної ізоляції на струмопровідних частинах, що знаходяться під напругою; згідно ГОСТ 12.1.019-79 «ССБП. Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту».

- Розташування струмоведучих частин повинно бути на недоступній висоті (більше 3м).

- Всі неізольовані струмопровідні елементи, які не можуть бути розташовані на висоті повинні бути надійно огорожені (з листового металу або суцільне огороження);

Відкриття цих огорожень можливе тільки спеціальним інструментом.

- Електрообладнання повинно бути заземлене або занурено; згідно ГОСТ 12.1.030-81 «ССБП. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення».

Заземлення – навмисне з'єднання струмонепровідних елементів обладнання з заземлюючим контуром або нульовим дротом.

в) При роботі козлового крану виникає загальна вібрація, яка є негативним фактором по відношенню експлуатаційній надійності крану.

В розділі надані основні заходи мінімізації такого явища.

Для зниження рівня загальної вібрації встановлюють амортизуючі прокладки (гумові, сайлент-блоки) в місцях кріплення кабіни до основної металоконструкції крана. Також можна встановити віброізолюючі сидіння, при цьому поліпшується і звукоізоляція.

Фактичні і допустимі значення параметрів транспортно-технологічної вібрації на робочому місці кранівника козлового крана наведені в таблиці ГОСТ 12.01.012.

Середньогометричні значення частот Гц	2	4	8	16	31,5	63
віброшвидкість м / с.						
Фактична	0,64	0,23	0,12	0,12	0,12	0,12
допустима	1,3	0,45	0,22	0,20	0,20	0,20

Вібрація при експлуатації козлового крана на робочому місці кранівника відповідає допустимим параметрам і не перевищує критичних параметрів.

Козлової грейферний кран, вантажопідйомністю 10 т., Призначений для роботи на відкритому складі від 3-х фазного змінного струму напругою 380 В. і частотою 50 Гц. Попадання людини під напругу може статися при обриві проводу, порушення ізоляції, оголення проводів і пуску регульовальної апаратури.

При огляді і техобслуговуванні крана рубильник повинен бути відключений.

Відсутність огорож від струмопровідних шинопроводів і Трал, а також несправність сигнальних електроламп вказують на наявність напруги, може привести до електротравми. У разі проходження електричного струму через організм людини, він надає термічне, електролітичне дії, викликаючи місцеві і загальні електротравми.

У розробленому козловому грейферному крані передбачено захисне заземлення, що представляє собою навмисне з'єднання з землею металевих частин обладнання, що знаходяться під напругою в звичайних умовах, але які можуть опинитися під ним в результаті порушення електроізоляції установки. Захист головних електричних ланцюгів крана здійснюється захисними пристроями з використанням автоматичних включень з високою комутаційної захисною здатністю.

Згідно ПУЕ в електроустановках напругою до 1000В $R_H = 4$ [Ом]. Визначаємо опір розтікання струму мають природні заземлювачі. Опір горизонтально розташованих в землі металевих трубопроводів може бути розраховане за формулою:

$$r_{mp} = \frac{0,366\rho}{l} \cdot \lg \frac{l^2}{d \cdot t},$$

де l - довжина трубопроводу = 3 м;

d - коефіцієнт діаметра труби = 0,055;

t - глибина закладення в ґрунт = 2 м;

ρ - питомий опір ґрунту = $0,4 \cdot 10^4$ [Ом · см]

$$r_{mp} = \frac{0,366 \cdot 0,4 \cdot 10^4}{3} \cdot \lg \frac{3^2}{0,055 \cdot 2} = 7,1 \text{ [Ом]}$$

Кількість заземлювачів:

$$n = \frac{r_{mp}}{r_3 \cdot \eta_{mp}},$$

де η_{mp} - коефіцієнт використання трубчастих заземлювачів;

r_3 - опір заземлювального пристрою за нормами = 40 (Ом)

$$n = \frac{7,1}{4 \cdot 0,6} = 2,95, \text{ приймаємо } n = 3.$$

Еквівалентний опір ґрунтового заземлення

$$r_g = \frac{0,366\rho}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + \frac{l}{2} \lg \frac{4t+l}{4t-l} \right)$$

$$r_g = \frac{0,366 \cdot 0,4 \cdot 10^4}{3} \left(\lg \frac{2 \cdot 3}{0,055} + \frac{l}{2} \lg \frac{4 \cdot 2 + 3}{4 \cdot 2 - 3} \right) = 2,37 \text{ [Ом]}$$

Фактичне опір ґрунтового заземлення буде дещо більше, ніж еквівалентна.

Паралельне з'єднання заземлювачів здійснюється сталевими смугами прямокутного перетину, які знаходяться в землі, і в той же час самі є заземлювачами.

Опір заземлених смуг.

$$r_{II} = \frac{0,366 \cdot \rho}{2\pi L} \cdot \lg \frac{2 \cdot L^4}{t \cdot \delta} = \frac{0,366 \cdot 0,4 \cdot 10^4}{2 \cdot 3,14 \cdot 9} \cdot \lg \frac{2 \cdot 9^4}{2 \cdot 0,05} = 5,2 \text{ [Ом]}$$

де $L = 9$ [м] - сумарна довжина всіх смуг

$\delta = 0,05$ [м] - ширина смуги

Дійсне допускається опір всіх смуг визначається з урахуванням взаємного екранування заземлювачів і смуг.

$$r_{\Pi}^{don} = \frac{r_{\Pi}}{\eta_{\Pi}} = \frac{5,2}{0,6} = 8,6 [Ом]$$

Загальний опір визначається за формулою

$$r_{обц} = \frac{r_{mp} \cdot r_{\Pi}}{\eta_{mp} \cdot r_{mp} + \eta_{\Pi} \cdot r_{\Pi}} = \frac{7,1 \cdot 5,2}{7,1 \cdot 0,8 + 5,2 \cdot 0,6} = 3,9 [Ом]$$

Значення загального опору менше допускається опору приблизно на 4 Ома, тобто електробезпека забезпечена.

6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

г) На території України діють норми освітлення «Природне і штучне освітлення» СНиП II-4-79. Вони поширюються на проектування нових та реконструйованих будівель і споруд. Дані, наведені в нормах, явно застаріли і не відповідають високим вимогам сучасних умов. Наприкінці 2002 року Міжнародна комісія з освітлення (CIE) розповсюдила міжнародний стандарт з висвітлення ISO 8995. У стандарті ISO 8995 більш детально встановлено освітлення, а також акцентовані вимоги щодо обмежень дискомфортою блискості і вимоги до коефіцієнта передачі кольору. Проте наведені норми не є обмеженням у вимогах, в кожному окремому випадку вимоги можуть бути збільшені.

Освітлення є важливим фактором, що впливає на продуктивність праці дослідника. Добре освітлення дає змогу виконувати роботу, не напружуючи зір, створює відчуття бадьорості, посилює зорове сприймання. І навпаки, при поганому освітленні розвивається стан пригніченості, з'являється роздратованість і знижується увага, що призводить до помилок у виконанні науково-дослідних процедур.

Для працівників, зайнятих дослідженням, найсприятливішим є природне освітлення. Фізіологи стверджують, що при природному освітленні

продуктивність праці на 10 % вища, ніж при штучному. У робочих приміщеннях освітлення може бути бічним, верхнім і комбінованим. Фахівці з ергономіки рекомендують не забувати золоте правило, дотримання якого може вберегти від багатьох бід: світло має падати згори і зліва, інакше порушується правильне положення голови (результат – остеохондроз і короткозорість)

д) Повітря залежно від хімічного складу, фізичних властивостей, наявності забруднюючих чинників може бути сприятливим, несприятливим або навіть небезпечним.

Сприятливим повітряне середовище в робочій зоні буває тоді, коли воно має відповідну чистоту, нормальні хімічні показники та нормальний мікроклімат.

Одиниця об'єму чистого атмосферного повітря містять у собі такі компоненти: азот 78,08 %, кисень 20,94 %, вуглекислий газ 0,04 %, аргон та інші інертні гази 0,94 % і водяну пару. При такому складі повітря організм людини перебуває у нормальному фізіологічному стані.

Органи дихання людини з повітря поглинають кисень і виділяють вуглекислий газ. Повітря, що вдихається, має понад 20 % кисню, а те, що видихається, містить в собі близько 16 % кисню. За один цикл дихання людина поглинає приблизно 20-25 % кисню, що входить до складу повітря. \

Доросла людина протягом доби вдихає 15-20 м³ повітря, що супроводжується поглинанням кисню й виділенням вуглекислого газу. Людині у стані спокою потрібно близько 350 мл кисню на хвилину. Коли збільшується м'язова напруга потреба, організму в кисні значно зростає. Згідно з санітарними нормами вміст кисню у робочій зоні має становити не менш 20 % за об'ємом.

Різко падає продуктивність праці при зниженні кисню до 16-18 %, настає посилене серцебиття і задишка, а вже при наявності кисню 12-15 % неможливо виконувати фізичну працю бо настає явище ядухи, а при 9 % настає запаморочення і смерть від кисневого голодування (аноксемія).

Гігієнічний стан повітря у виробничих умовах оцінюється за вмістом вуглекислого газу. Вуглекислий газ у незначних кількостях, відіграє роль

фізіологічного стимулятора дихання, а у значних кількостях може спричинити смерть.

Доросла людина протягом 1 год. виділяє до 23 л вуглекислого газу. Вміст вуглекислого газу у робочій зоні має не перевищувати 0,5 % за об'ємом. У великих концентраціях він чинить токсичну дію. При наявності його 10 % і вище може настати непритомний стан, а 20 % може призвести до смертельних наслідків через ядуху і порушення окислювального відновлювальних процесів.

Дуже небезпечним є оксид вуглецю, бо поглинається організмом у 300 разів сильніше ніж кисень, утворюючи стійку сполуку карбоксигемоглобін. Допустимий вміст оксиду вуглецю становить 0,0016 % за об'ємом повітря, 0,01 % призводить до хронічних отруєнь, 0,12 % - до втрати свідомості, паралічу дихання й смерті. Оксид вуглецю має отруйну дію, призводить до набряку легеневої тканини, подразнення бронхів, гранично допустима концентрація його не має перевищувати 0,0001 %.

Гігієнічне нормування умов праці розроблено для нагрівуючого та охолоджуючого мікроклімату Нормативні величини за показниками мікроклімату визначені за інтегральним показником WBGT — індекс — міжнародний стандарт ISO 7243 .(див. табл. 6.3.1)

Таблиця. 6.3.1 - Класи умов праці за показниками WBGT - індексу для виробничих приміщень та відкритих територій у теплу пору року (С)

Категорія робіт	Загальні енерго- витрати, Вт	Клас умов праці					
		Оптимальний I	Допустимий 2	шкідливий			
				I ступінь 3.1	II ступінь 3.2	III ступінь 3.3	IV ступінь 3.4
1	2	3	4	5	6	7	8
1 а	До 139	21,0-23,4	23,5-25,4	25,5-26,6	26,7-27,4	27,5-8,6	28,7-31,0
1 б	140-174	20,2-22,8	22,9-25,8	25,9-26,1	26,2-26,9	27,0-7,9	28,0-30,3
2 а	175-232	19,2-21,9	22,0-25,1	25,2-25,5	25,6-26,3	26,3-7,3	27,4-29,9
2 б	233-290	18,2-10,9	21,0-23,9	24,0-24,2	24,3-25,0	25,1-6,4	26,6-29,1
3	>290	17,0-18,9	19,0-21,8	21,9-22,2	22,3-23,4	23,5-5,7	25,8-27,9

При дії на працюючих одночасно двох чинників одного ступеня умови праці переводять до наступного ступеня шкідливості (табл. 6.3.1 та 6.3.2). Класи умов праці за показниками мікроклімату для виробничих приміщень у холодну пору року наведені у таблиці (див. табл. 6.3.3).

Таблиця. 6.3.2. - Класи умов праці за показниками мікроклімату для виробничих приміщень та відкритих територій в теплу пору року

Чинник виробничого середовища	Клас умов праці							
	Оптимальний 1	Допустимий 2	Шкідливий				Небезпечний (екстремальний) 4	
			I ступінь 3.1	II ступінь 3.2	III ступінь 3.3	IV ступінь 3.4		
Температура повітря, °C	За ДСН	За ДСН	За показниками WBGT – індексу див. табл. 2.1					
Швидкість руху повітря, м/с	За ДСН	За ДСН	За показниками WBGT – індексу див. табл. 2.1					
Вологість повітря, %	За ДСН	За ДСН	За показниками WBGT – індексу див. табл. 2.1					
Теплове випромінювання, Вт/м2	За ДСН	За ДСН	140-1500	1501-2000	2001-2500	2501-3500	>3500	

Таблиця. 6.3.3 - Класи умов праці за показниками мікроклімату для виробничих приміщень у холодну пору року

Показники мікроклімату		Клас умов праці					
Температура повітря °С		Оптимальний 1	Допустимий 2	шкідливий			
Категорія робіт	Загальні енерговитрати, Вт			I ступінь 3.1	II ступінь 3.2	III ступінь 3.3	IV ступінь 3.4
I а	До 139	За ДСН	За ДСН	18,1-20,0	16,1-18,0	14,1-16,0	12,0-14,0
I б	140-174	За ДСН	За ДСН	17,1-19,0	15,1-17,0	13,1-15,0	11,0-13,0
II а	175-232	За СН	За СН	14,1-16,0	12,1-14,0	10,1-12,0	8,0-10,0
II б	233-290	За ДСН	За ДСН	13,1-15,0	11,1-13,0	9,1-11,0	7,0-9,0
III	>290	За ДСН	За ДСН	12,1-14,0	10,1-12,0	8,1-10,0	6,0-8,0
Вологість повітря, %		За ДСН	За ДСН	Перевищення до 15	Перевищення більше 15	-	-
Швидкість руху повітря, м/с		За ДСН	За ДСН	Перевищення до 3 разів	Перевищення понад 3 рази	-	-

6.5 Заходи з забезпечення пожежної безпеки

е) Під пожежною безпекою розуміють такий стан промислового або цивільного об'єкта, за якого з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення і розвитку пожеж та впливу на людей небезпечних чинників пожежі, а також забезпечується захист матеріальних цінностей та довкілля.

Пожежна безпека об'єкта – доволі складне і багатоаспектне завдання, тому для його вирішення потрібно підходити комплексно. Комплекс заходів та засобів щодо пожежної безпеки складається із відповідних систем, зокрема:

- системи запобігання пожеж, що містить підсистеми запобігання утворенню горючого середовища та виникненню в горючому середовищі джерела запалювання;
- системи протипожежного захисту, що, своєю чергою, містить такі підсистеми: підсистема обмеження розвитку пожежі; підсистема

забезпечення безпечної евакуації людей та майна; підсистема створення умов для успішного гасіння пожежі;

- системи організаційно-технічних заходів, що передбачає організаційні, технічні, режимні та експлуатаційні заходи.

Організаційні заходи пожежної безпеки передбачають організацію пожежної охорони на об'єкті, проведення навчань з питань пожежної безпеки (інструктажі та пожежно-технічні мінімуми), застосування наочних засобів протипожежної пропаганди та агітації, організацію ДПД та ПТК, проведення перевірок, оглядів стану пожежної безпеки приміщень, будівель, об'єкта загалом та ін. До технічних заходів належать суворе дотримання правил і норм, визначених чинними нормативними документами при реконструкції приміщень, будівель та об'єктів, технічному переоснащенні виробництва, експлуатації чи можливого переобладнанні електромереж, опалення, вентиляції, освітлення тощо.

Заходи режимного характеру передбачають заборону куріння та застосування відкритого вогню у недозволених місцях, недопущення появи сторонніх осіб у вибухонебезпечних приміщеннях чи об'єктах, регламентацію пожежної безпеки при проведенні вогневих робіт тощо.

Експлуатаційні заходи передбачають своєчасне проведення профілактичних оглядів, випробувань, ремонтів технологічного та допоміжного устаткування, а також інженерного господарства (електромереж, електроустановок, опалення, вентиляції).

Система запобігання пожежі – це комплекс заходів і технічних засобів, які запобігають виникненню пожежі.

Передумови виникнення пожежі (горіння). Одним із основних принципів запобігання пожежам є положення про те, що горіння (пожежа) можливе лише за певних умов. Основною умовою є наявність трьох чинників: горючої речовини, окисника та джерела запалювання (так званий трикутник Лавуазьє). Крім того, необхідно, щоб горюча речовина була нагріта до необхідної температури і знаходилась у відповідному кількісному співвідношенні з окисником, а джерело запалювання мало необхідну енергію для створення початкового імпульсу

(запалювання). Так, наприклад, сірником неможливо запалити дерев'яну колоду чи стіл, тоді як аркуш паперу легко загориться. Крім того, всі три чинники повинні збігтися в одному просторі та в один момент часу.

Згідно ОНТП 24-86 в залежності від характеристик використовуваних речовин виробничі будівлі по вибуховій, вибухо-пожежній і пожежній безпеці розділяють на категорії А, Б, В, Г, Д, Е. Завантажувальну дільницю самохідного стрічкового конвеєра відносять до категорії Д. У відповідності з СНиП 2.09.02-85 ступінь вогнестійкості II, відстань до евакуаційного виходу 25 м, кількість людей на 1 м евакуаційного виходу до коридору не повинна перевищувати 45 людей. В залежності від ступені вогнестійкості будівель і споруд згідно СНиП 2.01.02-85 встановлені мінімальні межі вогнестійкості будівельних матеріалів і максимальні межі поширення вогню (таблиця 6.5).

Таблиця 6.5

Ступінь вогнесті -йкості	Стіни				Коло- ни	Балки, марши, косоури	Елементи покриття	
	Несу- чі	Само- несу- чі	Зовнішні несу- чі	Внутрішні несу- чі			Плити, прогони	Балки, арки
II	2	1	0,25	0,25	2	1	0,25	0,25

Заходи по попередженню пожежі на данному виробництві слідуючі:

- навчання робочих та службовців протипожежних правил;
- вірна експлуатація установок;
- відведення спеціальних місць для легкозайманих речовин;
- контроль протипожежної безпеки.

Для тушіння пожежі використовуються:

-повітряно-пінні ручні вогнегасники ОВП-5;

-вуглекислотні вогнегасники ОУ-2,ОУ-5,ОУ-8,які дають можливість ліквідувати джерело займання на установках,що знаходяться під напругою.

Пожежний зв'язок в даному цеху потрібно здійснювати за допомогою телефону або радіостанції, що дає можливість більш оперативно гасити пожежі.

В системі заходів боротьби з пожежами важливе значення має пожежна сигналізація. На даній ділянці треба використовувати прилади сигналізації, які містять: повідомлювачі, джерело живлення, звукові і світлові засоби оповіщення.

6.6 Заходи безпеки у надзвичайних ситуаціях

д) Забезпечення безпечної життєдіяльності у НС базується на комплексі організаційних, інженерно-технічних заходів і засобів, спрямованих на збереження життя і здоров'я людини у всіх сферах її діяльності. Для цього необхідно: 1) прогнозувати та оцінити можливі наслідки; 2) заздалегідь спланувати заходи із запобігання та зменшення вірогідності виникнення НС і скорочення масштабів прояву результатів НС; 3) організація робіт в умовах НС та ліквідація її наслідків.

Принципи забезпечення безпеки в умовах НС за ознаками їх реалізації умовно ділять на три групи.

Перша - це завчасна підготовка і накопичення засобів захисту (колективних та індивідуальних) від небезпечних і шкідливих чинників, забезпечення їхньої готовності для використання населенням, а також підготовка до проведення заходів щодо евакуації населення з небезпечних зон (зон ризику).

Друга - диференційований підхід у забезпеченні повного обсягу захисних заходів в залежності від виду джерел небезпечних і шкідливих чинників, а також від місцевих умов.

Третя - комплексне ефективне застосування засобів і способів, які забезпечують надійний захист від наслідків НС, узгоджене здійснення усіх

заходів, що гарантують безпеку життєдіяльності в сучасному техносотіальному середовищі.

Основний засіб захисту населення в надзвичайних ситуаціях - це евакуація населення, його укриття в захисних спорудах, наприклад у бомбосховищах, використання засобів індивідуального захисту і медичної профілактики.

Захисні споруди - це інженерні об'єкти, спеціально призначені для захисту населення від фізичних, хімічних, біологічно небезпечних і шкідливих чинників. В залежності від захисних властивостей їх ділять на захисні і протирадіаційні укриття (ПРУ), які повинні відповідати будівельним нормам і правилам (СНіП 2.01.51-90).

Важливу роль в цьому відіграють медичні засоби індивідуального захисту, які призначені для профілактики і надання медичної допомоги населенню, постраждалому у НС.

Велике значення для забезпечення безпеки життєдіяльності населення у НС має завчасне здійснення заходів, адекватних виниклої ситуації. Для цього необхідно навчити населення, робітників, діяч у НС, організувати своєчасне оповіщення про загрозу виникнення НС, проведення радіаційної, хімічної і бактеріологічної розвідки, а також дозиметричного і лабораторного (хімічного) контролю; проведення профілактичних протипожежних, протиепідемічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Для зменшення негативних наслідків аварії на підприємстві важливим є порядок оповіщення.

Своєчасне попередження населення про виникнення надзвичайних ситуацій здійснюється за допомогою сирен, гудків промислових підприємств, що означає: "Увага всім!". За цим сигналом всі повинні включити радіотрансляційні точки, радіо-, телеприймачі і прослухати повідомлення. Щоб орієнтуватися у власних діях, необхідно знати зміст сигналів, характерних для НС на кожному небезпечному об'єкті і виконувати суворо визначені дії. Всі повідомлення штабу ЦО повторюють на протязі 5 хвилин.

Таким чином, основними засобами забезпечення безпеки є:

- Для раціонального планування робочого місця має бути забезпечене:
 - оптимальне розміщення знарядь і предметів праці (норма на одне робоче місце конструктора складає 4м^2 по площині та 10м^3 по об'єму)
 - підвищення продуктивності праці конструктора за рахунок виконання вимог ергономіки до робочих місць.
- Для виключення можливості враження електричним струмом передбачено:
 - Забезпечення надійної ізоляції на струмопровідних частинах, що знаходяться під напругою; згідно ГОСТ 12.1.019-79 «ССБП. Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту».
 - Розташування струмоведучих частин повинно бути на недоступній висоті. (більше 3 м.)
 - Електрообладнання повинно бути заземлене або занурено; згідно ГОСТ 12.1.030-81 «ССБП. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення».
 - Для виключення аварійних ситуацій при роботі із козлових кранів передбачено:
- Шляхом ретельного огляду переконатися у повній справності вантажопідйомного механізму.
- Випробувати без навантаження взаємодією всіх вузлів вантажопідйомного механізму
- Переконавши у справності механізму, приступити до підймання вантажу.
- Місце роботи електроталі повинно бути добре освітлене і звільнене від сторонніх предметів.
- Згідно Правил Держнаглядохоронпраці не дозволяється переміщувати вантаж над працівниками, знаходитись під піднятим вантажем або на близькій відстані від нього, бо можливе травмування працівників.

- Забороняється підіймати вантаж, вага якого перевищує вантажопідйомність механізму.
- До початку підйому вантажу необхідно переконатися, що він нічим не утримується і на ньому немає ніяких сторонніх предметів.
- Знімати стропи з гаку лише після переконання у надійності його встановлення або укладки.

7 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

У даній частині магістерської роботи проводиться розробка малометалоємкої конструкції пролітної будови козлового грейферного крана

Перевагами впровадження малометалоємкої конструкції пролітної будови є:

- зменшення маси і габаритів конструкції;
- зниження трудомісткості і витрат часу при монтажі козлового грейферного крана.

Зроблено розрахунок від впровадження у виробництво нової конструкції пролітної будови.

Розрахунок інтегрального економічного ефекту від розробки і впровадження малометаллоємкої конструкції пролітної будови

В основу економічного розрахунку проектного роз'ємного з'єднання прогонової будови входить визначення її ціни підставу економічного ефекту.

7.1 Розрахунок капітальних витрат

Капітальні витрати це сукупність передвиробничих витрат, ціни конструкції, витрат на монтаж і транспортування.

$$K = C_{\text{предпр}} + C_{\text{констр}} + C_{\text{монтаж}} + C_{\text{транспр}}$$

Передвиробничі витрати складаються з підготовки конструкторської документації, витраченого на нього часу і тарифної ставки

$$C_{\text{предпр}} = 1,35 - 110 - 9,6 = 1426 \text{ грн}$$

Визначення ціни нової конструкції

$$C_{\text{констр}} = \left[M + 3_{\text{осн}} + 3_{\text{пр}} \frac{(H_{\text{цех}} + H_{\text{озр}} + H_{\text{пп}} + H_{\text{изм}} + H_{\text{пр}})}{100} \right] \left(1 + \frac{Q}{100} \right) \left(1 - \frac{S}{100} \right)$$

де

а) М - матеріали і витрати на них. У них входить витрати на основні і покупні матеріали.

Витрати на основні матеріали:

Норма витрати 3,5т

Ціна за 1 тонну 3500 грн

Разом: $M_{\text{осні}} = 12250$ грн

Витрати на покупні матеріали:

Електродвигун 53950 грн

Гальмо ТКГ-160 4654 грн

Канат 830 грн

Прилади електрообладнання та інші матеріали 6000 грн.

Разом: $M_{\text{покуп}} = 65434$ грн

Загальні витрати на матеріали:

$$M = M_{\text{осні}} + M_{\text{покуп}} = 12250 + 65434 = 77684 \text{ грн}$$

б) Розрахунок основної заробітної плати:

$$\text{пряма заробітна плата } Z_{\text{пр}} = P_{\text{м}} \cdot C_{\text{час}} \cdot T$$

Найменування операцій	$P_{\text{м}}$	$C_{\text{час}}$	Трудомісткість, час	Сума, грн
зварювальний	3	8,4	112	2822,4
складальна	6	7,8	165	7722

$$З_{\text{пр}} = 2822,4 + 7722 = 10544,4 \text{ грн}$$

Основна заробітна плата $З_{\text{осн}}$ - включає в себе пряму і додаткову заробітну плату, з урахуванням відрахувань на соціальне страхування.

Додаткова заробітна плата становить 18% від прямої заробітної плати

$$З_{\text{доп}} = 0,18 \cdot 10544,4 = 1897,9 \text{ грн}$$

Відрахування на соціальне страхування та ін. Позабюджетні фонд, і складають 38% від прямої і додаткової заробітної плати, то отримаємо

$$З_{\text{осн}} = 1,35 (10544,4 + 189,79) = 16797,1 \text{ грн}$$

в) $Н_{\text{цех}}$ - загальноцехові витрати, складають 15% від прямої заробітної плати

$$Н_{\text{цех}} = 0.15 \cdot 10544.4 = 1581.6 \text{ грн}$$

г) $Н_{\text{озр}}$ - загальнозаводські витрати, складають 150% від прямої заробітної плати

$$Н_{\text{озр}} = 1.5 \cdot 10544.4 = 15816,6 \text{ грн}$$

д) $Н_{\text{п.п.}}$ - підготовка і освоєння виробництва нових виробі, становить 9%

$$Н_{\text{п.п.}} = 0.9 \cdot 10544.4 = 9489.9 \text{ грн}$$

е) низние - знос інструменту і пристосувань, становить 2% низние = $0.02 \cdot 10544.4 = 210,88 \text{ грн}$

ж) НІР - інші виробничі витрати становлять 5,9%

$$НІР = 0.059 \cdot 10544.4 = 622,1 \text{ грн}$$

з) q - норматив позавиробничих витрат, це відсоток до собівартості (у формулі укладена в квадратні дужки), становить 12%.

і) S - норматив зниження ціни в умовах освоєного серійного виробництва становить 17% Підставляємо в формулу:

$$Ц_{\text{констр}} = \left[28750 + 16797.1 + 10544.4 \frac{(15 + 150 + 9 + 2 + 5.9)}{100} \right] \left(1 + \frac{12}{100} \right) \left(1 - \frac{17}{100} \right) = 60170.6$$

Витрати на монтаж складають 5% від ціни машини

$$C_{\text{монт}} = 0,05 \cdot 60170.6 = 3008.53 \text{ грн}$$

Витрати на транспортування становить 3% від ціни машини

$$C_{\text{трансп}} = 0,03 \cdot 60170.6 = 1805.1 \text{ грн}$$

Капітальні витрати становитимуть:

$$K = 1426 + 60170.6 + 3008.53 + 1805.1 = 66410.23 \text{ грн}$$

7.2 Визначення базових і нових експлуатаційних витрат

C_6 - базові експлуатаційні витрати

$C_{\text{п}}$ - нові експлуатаційні витрати

$$C_{\text{н.б.}} = C_{\text{кап.рем.}} + C_{\text{тех.рем.}} + C_{\text{зап.часті}} + C_{\text{ел.ен.}} + C_{\text{всп}} + C_{\text{трансп}}$$

а) Витрати на капітальний ремонт складає 6% від ціни конструкції. Ціна базової конструкції 80.000 грн.

$$C_{6 \text{ кап.рем.}} = 0.06 \cdot 80000 = 4800 \text{ грн}$$

$$C_{\text{п кап.рем}} = 0.06 \cdot 60170.6 = 3610.24 \text{ грн}$$

б) Витрати на поточний ремонт складають 5% від ціни машини, отримаємо:

$$C_{6 \text{ тех.рем.}} = 0,05 \cdot 80000 = 4000 \text{ грн}$$

$$C_{\text{п тех.рем.}} = 0,05 \cdot 60170.6 = 3008.53 \text{ грн}$$

в) Витрати на запасні частини, складають 7% від ціни машини:

$$C_{6 \text{ зап.частини}} = 0,07 \cdot 80000 = 5600 \text{ грн}$$

$$C_{\text{п зап.частини}} = 0,07 \cdot 60170.6 = 4211.94 \text{ грн}$$

г) Витрати на електроенергію:

$$C_{\text{б.н.ел.ен}} = \Sigma Ni \cdot \text{ПВ} / 100 \cdot K_{\text{н}} \cdot T_{\text{к}} \cdot K_{\text{в}} \cdot \text{Ц}$$

де ΣNi - сумарна потужність електродвигунів;

$$\Sigma^6 Ni = 35 + 2.7 = 37.7 \text{ кВт};$$

$$\Sigma^{\text{H}}\text{Ni} = 37 + 2.7 = 39.7 \text{ кВт};$$

$\text{П}_{\text{Вн.б.}} = 40\%$ - тривалість включення двигуна в межах циклу;

$K_{\text{н}} = 0,85$ - коефіцієнт двигуна по потужності;

$T_{\text{к}} = 2800$ годину - річний календарний фонд часу;

$K_{\text{в}} = 0,2$ - коефіцієнт використання машини в часі;

$\text{Ц} = 0,45$ грн - ціна за 1 кВт / год

$$C_{\text{бел.ен}} = 37.7 \cdot 40/100 \cdot 0.85 \cdot 2800 \cdot 0.2 \cdot 0.45 = 3230.14 \text{ грн}$$

$$C_{\text{нел.ен}} = 39.7 \cdot 40/100 \cdot 0.85 \cdot 2800 \cdot 0.2 \cdot 0.45 = 3401.5 \text{ грн}$$

д) Витрати на допоміжні матеріали становлять 15% від витрат на електроенергію

$$C_{\text{б доп}} = 0.15 \cdot 3230.14 = 484.5 \text{ грн}$$

$$C_{\text{б ел.ен.}} = 0.15 \cdot 3410.5 = 511.6 \text{ грн}$$

е) Транспортні витрати складають 4% від ціни машини

$$C_{\text{б трансп.}} = 0,04 \cdot 80000 = 3200 \text{ грн}$$

$$C_{\text{п трансп}} = 0,04 \cdot 60170.6 = 2406.8 \text{ грн}$$

Базові експлуатаційні витрати:

$$C_{\text{б}} = 4800 + 4000 + 5600 + 3230.14 + 484.5 + 3200 = 21314.6 \text{ грн}$$

Нові експлуатаційні витрати:

$$C_{\text{п}} = 3610.24 + 3008.53 + 4211.94 + 3401.5 + 511.6 + 2406.8 = 17150.6 \text{ грн}$$

7.3. Визначення річної економії

$$\text{ЕГ} = C_{\text{б}} - C_{\text{п}}$$

де $C_{\text{б}}$ і $C_{\text{п}}$ - відповідно базові та нові експлуатаційні витрати

$$\text{ЕГ} = 21314.6 - 17150.6 = 5164$$

7.4. Визначення інтегральної економії

$$EI = E_{\Gamma} \cdot \text{термін служби}$$

Термін служби з урахуванням морального зносу складає 15 років, =>

$$EI = 5164 \cdot 15 = 77460 \text{ грн}$$

7.5. Інтегральний ефект від розробки і впровадження роз'ємного з'єднання конструкції пролітної будови

$$E_{\Phi} = EI - K = 77460 - 66410.23 = 11049.8 \text{ грн}$$

8 ВИСНОВОК

У даній магістерській роботі було розглянуто козловий кран с грейферним грузозахватуючим елементом вантажопідйомністю 10т та висотою підйому вантажу 8 м. Було проведено розрахунки по металоємкості конструкції головної балки та розраховано економічну частину та її впровадження. Проведено діагностування механізму пересування (її окремих елементів) за допомогою методу акустичної емісії.

Отже, можна сказати, що метод акустичної емісії для діагностики металоконструкцій та механізмів козових кранів показав доцільність і необхідність застосування для оцінки технічного стану крана, обґрунтування необхідності проведення і обсягу ремонтних заходів.

Тому застосування методу АЕ дозволяє реєструвати місця, в яких розвиваються як дефекти, так і потенційні дефекти ще на стадії їх зародження, що дає можливість оцінки накопичення ушкоджень металоконструкцій і гарантує достовірне виявлення пошкоджень.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Расчет механизма подъема: Методическое пособие.
2. Расчет грузозахватного устройства: Методическое пособие.
3. Справочник по кранам: В 2т. Т. 2; Под ред. М.П. Александров, М.М. Гохберг – М.: Высш. шк., 1988.
4. Подъемно транспортные машины: М.П. Александров – М.: Высш. шк., 1985.
5. Крановый электропривод: Справочник А.Г. Яуре – М.: Энергоатомиздат, 1988.
6. Приводы машин: Справочник В.В. Длоугий – Л.: Машиностроение, 1982.
7. Справочник технолога-машиностроителя. т.1 под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985.
8. Курсовое проектирование по предмету «Технология машиностроения» Добрыднев И.С. – М.: Машиностроение, 1985.
9. Справочник технолога-машиностроителя. т.2 под ред. А.Г. Косиловой и Р.К.Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985.
10. Справочник инструментальщика. Под ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленигр. отд-ние, 1987.
11. Приспособления для металлорежущих станков. М.А. Ансеров – М.: Машиностроение, 1984.
12. Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций. Г.А. Николаев – М.: Высш. школа, 1971.
13. Автоматизированный электропривод ПТМ М.М. Соколов.
14. Методологические основы оценки, прогнозирования и управления промышленной безопасностью подъемных сооружений А.А. Короткий.
15. Повышение несущей способности и долговечности сварных конструкций мостовых кранов В.Ф. Задирак, О.Н. Емельянов – 1983.

16. Ремонт крановых металлоконструкций Е.М. Концевой, Б.М. Розенштейн – М.: 1979.
17. Повреждение материалов в конструкциях З.Дж. Коллинз – М.: 1984.
18. Влияние усталости на хладостойкость сварных соединений
В.П. Ларионов – Новосибирск. 1976.
19. Скоростное пластическое разрушение под действием энергии упругой деформации П.О. Пашков – Металловедение. 1958.
20. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений
В.В. Болотин – М.: 1982.
21. Охрана окружающей среды С.В. Белов – М.: Высш. шк., 1991.

ДОДАТОК 1

Диаметр, мм						Расчетная масса 100 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, кгс/мм ²			
№ Канаты	Проволоки						140	160	180	200
	центральной	1-го слоя	2-го слоя		3-го слоя (наружного)		Расчетное разрывное усилие каната в целом, кгс, не менее			
			6 проволок	42 проволоки						
15,0	0,90	0,65	0,65	0,50	0,85	86,5	-	11450	12900	13850
18,0	1,1	0,8	0,8	0,6	1,0	124,5	-	16500	17950	19450
20,0	1,2	0,9	0,9	0,65	1,1	152,0	-	2020	21950	23950
22,0	1,3	1,0	1,0	0,7	1,2	183,0	21200	24250	26400	28650
23,0	1,40	1,05	1,05	0,8	1,3	212,0	24600	28150	30600	33250
25,5	1,60	1,15	1,15	0,85	1,4	249,5	28900	33100	36000	39100
27,0	1,70	1,2	1,2	0,9	1,5	280,0	32500	37200	40500	43950
29,0	1,80	1,3	1,3	0,95	1,6	321,5	37350	42650	46400	50400
31,0	1,90	1,4	1,4	1,0	1,7	365,5	42450	48500	52800	57300

ДОДАТОК 2



Асинхронные трехфазные электродвигатели 4MTN225M6 (4MTM225M6) а также другие аналогичные крановые двигатели серий (МТН, 4МТМ, МТФ, МТФ) используются для работы в электроприводах металлургических агрегатов и подъемно-транспортных механизмах всех видов и поставляются на комплектацию башенных, козловых, порталных, мостовых и других кранов.

Базовое исполнение – повторно-кратковременный режим работы S3 ПВ=40%, с питанием от сети переменного тока 50 Гц напряжением 380В. Климатическое исполнение и категория размещения У1, степень защиты IP54. Изготавливаются в чугунном корпусе.

Технические характеристики электродвигателей 4MTN 225 M6 (4MTM 225M6)

Двигатель	Мощность, кВт	Номинальная частота вращения, об/мин	КПД, %	cos φ	Номинальный ток статора при 380В, А	Номинальный ток ротора, А	Напряжение ротора, В	Номинальный крутящий момент, Н*м	Ммакс/Мном	Масса, кг
4MTM 225 M6**	37	955	87,0	0,81	80	80	295	370	3,0	380
4MTM 225 M6*	37	955	87,0	0,81	80	80	295	370	3,0	390

** Приведены значения для крановых электродвигателей марки «ЭНЕРАЛ»

* Для крановых двигателей производства «Сибэлектромотор»

Габаритные, установочные и присоединительные размеры электродвигателей 4MTN225M6 (4MTM 225M6)

Серия	Тип	IM	b1	b10	b11	d1, d2	d5	d10	d20	d22	d24	d25	h	h1	h5	h10	h31	l1, l2	l3	l10	l11	l20	l30	l31	l33
4MTM	225M6**	1003, 1004	18	356	442	70	M48x3	19	-	-	-	-	225	11	-	28	540	140	105	311	410	-	1050	149*	1190
		2003, 2004	18	356	442	70	M48x3	19	400	8x18	450	350	225	11	-	28	540	140	105	311	410	5	1050	149*	1193
4MTM	225M6	1003, 1004	18	356	435	70	M48x3	19	-	-	-	-	225	11	-	24	545	140	105	311	370	-	960	149*	1110

* Электродвигатели, размер l31 которых обозначен *, в исполнениях 1001 и 1003 имеют вал со стороны вентилятора; остальные - со стороны щеточно-контактного механизма

** Приведены значения для крановых электродвигателей марки «ЭНЕРАЛ»

ДОДАТОК 3

Технические характеристики крановых тормозов ТКГ-160, ТКГ-200, ТКГ-300, ТКГ-400, ТКГ-500:

Параметр	Типоразмер тормозов				
	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500
Тормозной момент, Нм max	100	300	800	1500	2500
Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	300	400	500
Потребляемая мощность, Вт	160	160	200	240	240
Род тока	220/380В 50Гц	220/380В 50Гц	220/380В 50Гц	220/380В 50Гц	220/380В 50Гц
Тип электрогидравлического толкателя	ТЭ-30	ТЭ-30	ТЭ-50	ТЭ-80	ТЭ-80
Усилие на штоке толкателя, Н	300	300	500	800	800
Ход штока толкателя, мм	32	32	65	80	80
Время наложения колодок, с	0,2	0,2	0,35	0,4	0,4
Масса тормоза, кг	21,5	30	55	95	150