

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(ННІ)

КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

УДК 622.621

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету (Директор ННІ)

_____ конструювання та дизайну _____
(назва факультету (ННІ))

_____ Зіновій РУЖИЛО _____
(підпис) (ПІБ)

— ” _____ 2024 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

_____ конструювання машин і обладнання _____
(назва кафедри)

_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН _____
(підпис) (ПІБ)

— ” _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ КРАНА ДЛЯ ВИКОНАННЯ
РЕМОНТНИХ РОБІТ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)

Освітня програма Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського
виробництва
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

К.Т.Н, доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Андрій НОВИЦЬКИЙ
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доц.
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (підпис)

Микола КОРОБКО
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Даніїл САВЧЕНКО
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2024

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(НИ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(науковий ступінь, (підпис) (ПІБ)
вчене звання)

–01” вересня 2023 року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Савченко Данііл Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)

Освітня програма Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського
виробництва
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи

**ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ КРАНА ДЛЯ ВИКОНАННЯ
РЕМОНТНИХ РОБІТ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

затверджена наказом ректора НУБіП України від –29” грудня 2023 р. № 2401 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2024.11.01
(рік, місяць, число)

Об'єкт дослідження –Розрахувати та спроектувати конструкцію крана.

1. Загальні відомості та технологічний процес роботи кранів;
2. Особливості розрахунку;
3. Розрахунок крана;
4. Охорона праці

Перелік графічних матеріалів:

1. Загальний вигляд
2. Привод, деталювання;
3. Натяжний механізм, деталювання;
4. Класифікація вантажопідіймальних машин;
5. Поворотна колона

Дата видачі завдання 01 вересня 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доц. _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Микола КОРОБКО
(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Данііл САВЧЕНКО
(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	6
ВСТУП	9
РОЗДІЛ 1. ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МЕХАНІЗМИ РЕМОНТНИХ МАЙСТЕРЕНЬ	11
1.1. Стан питання та задачі досліджень.....	11
1.2. Особливості конструкцій консольних кранів.....	14
1.3. Різновиди вантажопідіймальних консолей.....	15
1.4. Основні технічні параметри вантажопідіймального обладнання	17
РОЗДІЛ 2. КРИТЕРІЇ РОБОТОЗДАТНОСТІ КРАНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ... 18	
2.1. Обґрунтування допустимих критеріїв переходу вантажопідіймального крана в неробочий стан	18
2.2. Технічне діагностування металоконструкцій вантажопідіймальних машин	21
РОЗДІЛ 3. . ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК КОНСОЛЬНО-ПОВОРОТНОГО КРАНА	25
<u>3.1</u> Вихідні дані.....	25
3.2. Розрахунок механізму підйому (електроталі)	25
3.2.1. Вибір поліспасти.	25
3.2.2. Вибір каната.	26
3.2.3. Визначення основних розмірів барабана.	27
3.2.4. Розрахунок кріплення каната до барабана.	29

3.2.5. Вибір підшипників барабана.	32
3.2.6. Вибір двигуна.	34
3.2.7. Вибір передачі.	35
3.2.7. Вибір гальма.	36
3.2.8. Вибір вантажоупорного гальма.	38
3.2.9. Розрахунок підвіски гака.	40
3.3. Розрахунок механізму пересування.	45
3.4. Розрахунок механізму повороту.	50
3.5. Вибір муфти.	56
3.6. Вибір гальма.	58
3.7. Перевірочні розрахунки.	59
3.7.1. Перевірочні розрахунки механізму підйому.	59
3.7.2. Перевірочні розрахунки механізму пересування.	62
3.7.3. Перевірочні розрахунки механізму повороту.	64
3.8. Розрахунок металоконструкції.	65
3.9. Обґрунтування і вибір мастильних матеріалів.	71
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ І ВИБІР ПРИСТРОЇВ ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ БЕЗПЕЧНУ ЕКСПЛУАТАЦІЮ КРАНА.	73
4.1. Пристрої які забезпечують безпечну експлуатацію крана.	73
4.2. Правила безпечної роботи з краном.	76

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота на тему «Обґрунтування конструкції крана для виконання ремонтних робіт сільськогосподарської техніки» складається з 77 машинописних пояснювальних листів формату А-4 та 10 презентаційних слайдів формату А-4.

На першому етапі проекту було проведено аналіз та опис підйомних механізмів, які використовуються під час ремонту сільськогосподарського виробничого обладнання. Тобто методика та характеристики проектування підйомного механізму.

У третій частині представлені результати теоретичного обґрунтування конструкції та параметрів стрілового крана.

У четвертому розділі подано аналіз умов роботи.

ВСТУП

Підйомно-транспортні машини — основні засоби механізації праці в усіх галузях народного господарства: у промисловості, будівництві, на транспорті та сільському господарстві; Вони використовуються для перевезення людей вантажів на короткі відстані у вертикальному, горизонтальному та похилому напрямку.

У цій роботі спроектований кран зі змінним прольотом та повним поворотом.

Основними частинами крана є стріла та колона. Механізм пересування переміщається по стрілі на двох провідних колесах та двох відомих колесах, до яких підключено вантажопідйомний механізм (телескоп).

Підйомник складається з барабанного електродвигуна, барабана, двоступінчастого співвісного редуктора та електромагнітного гальма, вантажного гальма. Редуктор, барабан, електромагнітне гальмо і вантажне гальмо проектується виходячи з вихідних даних та конструктивних вимог крана, а електродвигун вибирається з довідника.

Механізм переміщення переміщає витяг уздовж стріли.

На канатний барабан намотують мотузку та підвішують вантаж на гаку. Кінець мотузки прикріплено до корпусу ліфта. Критична висота підйому вантажу регулюється обмежувачем переміщення, встановленим унизу корпусу талі.

Стріла є звареною конструкцією. Стріла прикріплена до колони, яка обертається довкола своєї осі.

Обертання крана здійснюється за допомогою обертового механізму, що складається з двигуна, черв'ячної передачі, гальма, муфти обмеження моменту, що крутить, і відкритої шестерні.

Цей документ із розрахунками та поясненнями містить основні розрахунки для визначення розмірів металевих компонентів та конструкцій.

Мета роботи– Збільшити продуктивність, знизити енергоспоживання та розширити технологічні можливості конструкції консольного крана.

Об'єкт дослідження- Процес транспортування вантажів за допомогою консольного крана.

Предмет дослідження– Автоматичний захватно-поворотний механізм поворотного крана.

Певний обсяг матеріалу, передбаченого у проекті, може бути використаний для викладання наступних дисциплін: підйомно-транспортні машини; Деталі машин.

ГЛАВА 1. ВАНТАЖПІДЙОМНІ МЕХАНІЗМИ В РЕМОНТНІЙ МАЙСТЕРНІЙ

1.1. Поточна ситуація та цілі дослідження.

Розвиток підйомно-транспортних технологій є важливим економічним завданням, яке можна вирішити шляхом розробки низки заходів щодо підвищення ефективності проектування підйомного обладнання. З метою підвищення ефективності та рентабельності виробничої, транспортної та будівельної галузей потрібно широке впровадження механізації та, по можливості, повної автоматизації.

Серед різноманіття різних засобів механізації особливе місце займають поворотні крани, які беруть участь у різних операціях та технологічних циклах. Крани аварійно-рятувальні призначені для технологічного потоку вантажів, вантажно-розвантажувальних перевезень на промислових об'єктах, а також перевезення готових будівельних конструкцій у стаціонарному робочому стані.

У цехах підприємств більшого поширення набули стріли, за допомогою яких важкі деталі, деталі та агрегати конструкцій піднімають та опускають, а також переміщують цехом.

Сучасний стріловий кран є складною конструкцією, механізми якої призначені для виконання трьох основних функцій: переміщення візка, підйому вантажу і переміщення опорної платформи (основної платформи, по якій переміщається візок з підйомним механізмом). Тип стріли по суті визначається специфікою цеху та його технологією. Багато вузлів кранового обладнання, такі як: механізми підйому та переміщення, засновані на використанні блокових конструкцій, що не тільки дозволяє отримати високий техніко-економічний ефект при їх виготовленні,

а й забезпечує максимальну простоту використання.

Великим попитом користуються і крани зарубіжного виробництва: Stahl CraneSystemsGmbH (Німеччина), DemagCranes & ComponentsGmbH (Німеччина), SWFKranttechnikGmbH (Німеччина), Bonfanticrane (Італія), KITO CRANES (Великобританія), JLi Barnsley EC.) .

Конструкція поворотних кранів постійно вдосконалюється та розвивається. Постійне вдосконалення стрілових кранів необхідне підвищення продуктивності виконуваних робіт, підвищення безпеки та комфорту роботи, зниження енерговитрат.

Для зменшення маси крана та підвищення продуктивності розробляються нові вдосконалені конструкції мостових кранів: основні балки мостів двостінні, але зі стінками різної товщини, із встановленим на внутрішній стороні товщої рейки нижньою рейкою. . стінка під рейкою, що дозволяє зменшити розміри рейки візка, створити тонку стінку з прорізами та розмістити на опорах електроустаткування крана; збільшується використання пресованих труб та профілів, іноді з легких металів; Поліпшується якість матеріалів і вдосконалюється технологія виготовлення деталей [2, 3].

Слід зазначити, що сучасне кранобудування характеризується удосконаленням конструкцій, застосуванням нових матеріалів, методів та засобів виробництва, впровадженням досконаліших методів розрахунку. Особливу увагу приділено питанням стандартизації, уніфікації та якості кранів. Площа, що обслуговуються, висока продуктивність. Основними напрямками розвитку підйомно-транспортного обладнання є вдосконалення приводів та механізмів машин з метою розширення діапазону регулювання швидкості, підвищення їх ефективності та надійності, а також розробки нових конструктивних рішень [4]. нові ПТМ та механізми, а також підвищення міцності та надійності машин при значному зниженні їхньої металоємності.

Розвиток вантажопідіймальних кранів характеризується подальшим удосконаленням конструкцій, спрямованим збільшення вантажопідйомності

кранів. Поліпшення питомих показників (зниження інтенсивності використання металу, енергоспоживання, витрат, трудомісткості); Інтенсифікація робочого циклу (вибір раціональних швидкостей роботи, використання технічних засобів АСУ ТП); Підвищення кваліфікації (за допомогою модульних блокових концепцій навчання); збільшення терміну служби машин (за рахунок підвищення надійності окремих вузлів і систем, а також за рахунок використання інформаційно-діагностичних систем з мікропроцесорами); Поліпшити ергономічні властивості кранів. Важливим напрямом є розробка методів розрахунку кранів та автоматизації процесів їх моделювання.

Якщо проаналізувати тенденції розвитку сучасного кранобудування, можна побачити, що конструкції кранів, механізмів і запобіжних пристроїв постійно вдосконалюються і модернізуються. Особливої актуальності набувають питання, пов'язані з розробкою системи САПР (комп'ютерного проектування) кранових механізмів [5].

Консольні крани класифікуються по області застосування, типу приводу основних механізмів, типу несучого елемента, конструктивним особливостям моста, типу опори на підкрановому шляху, типу та режиму роботи та іншим характеристикам. .

1.2. Конструктивні особливості поворотних кранів.

Колони консольні крани є спеціальним обладнанням, опорним крановим механізмом, який зазвичай витримує невеликі тонни навантаження і великі висотні навантаження.

Конструкція консольної стріли включає двотаврову консоль в якості основи. Установка здійснюється на спеціальну стійку, яка надійно кріпиться до основи за допомогою спеціальних кронштейнів. Робочий орган складається з балки та важеля із встановленим затискачем.



Рис. 1. Стріловий кран

Основні частини крана:

- Консоль;
- Розпорки;
- Підтримуючі частини;
- Опора;

Пристрої виробляються у суворій відповідності до нормативної документації і тому мають фіксовані технічні параметри. Конструкція колонних кранів регламентується ГОСТ-19811-74, що містить докладні креслення та вимоги.

Вантажі рухаються вертикально. Дальність дії пристрою залежить від технічних параметрів: кута повороту, радіусу стріли.

1.3. Види підйомних консолей

Пристрої цього класифікуються за їх мобільності. Балка може бути:



Рис. 2. Типи кранових балок

- стаціонарний::
- мобільний: якщо пристрій встановлено і його можна переміщувати.

Електрична конструкція стріли може бути обладнана ручним поворотом консолі. Таке рішення дозволяє використовувати пристрої у місцях, де немає джерел живлення.

Настінна конструкція пристрою відрізняється високою надійністю та експлуатаційними характеристиками. Механізм встановлюється на стіну, щоб наблизити вантажі до стіни.

Управління механічними пристроями здійснюється за допомогою пульта дистанційного керування. Ручні та механічні варіанти оснащені електричними ручними тельферами. Останній варіант використовується відносно легких матеріалів. Витяги призначені для транспортування важких предметів.

Вантажопідйомність причальних кранів варіюється від 0,5 до 16 тонн.

- Радіус стріли, м – від 2,5 до 6 чи 10 метрів;
- Висота підйому, м – від 2 до 4 чи 5 метрів

Якщо кут повороту пристрою становить 240 градусів, актуальними є перші цифри: максимальний виліт стріли – 6 м, висота підйому – 4 м.

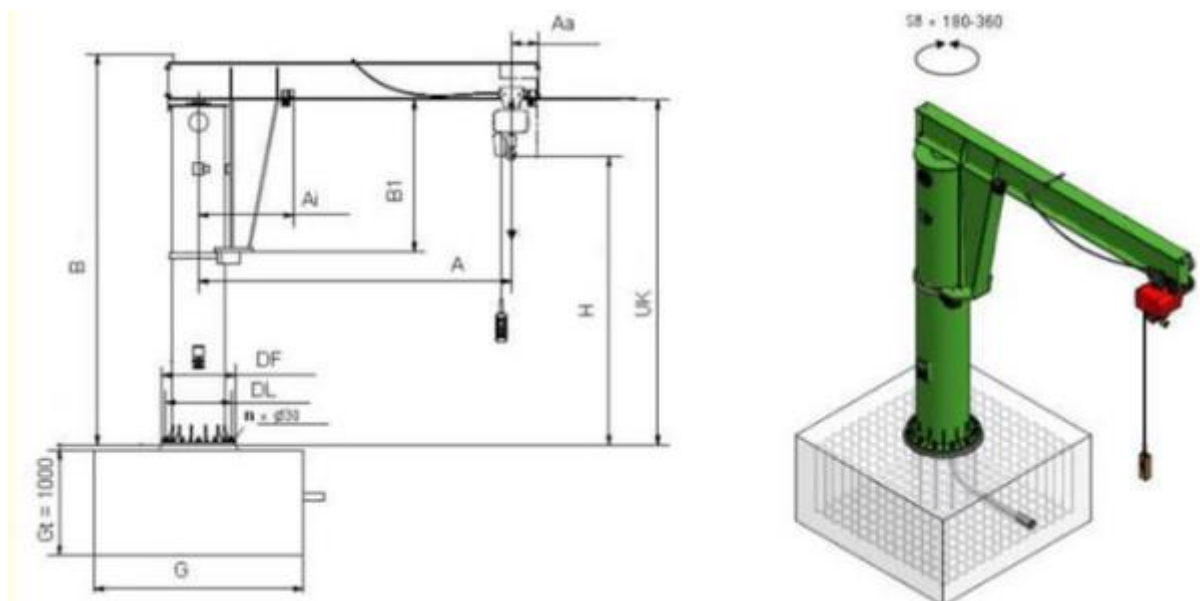


Рис. 3. Габарити поворотного крана

1.4. Основні технічні параметри підйомного обладнання.

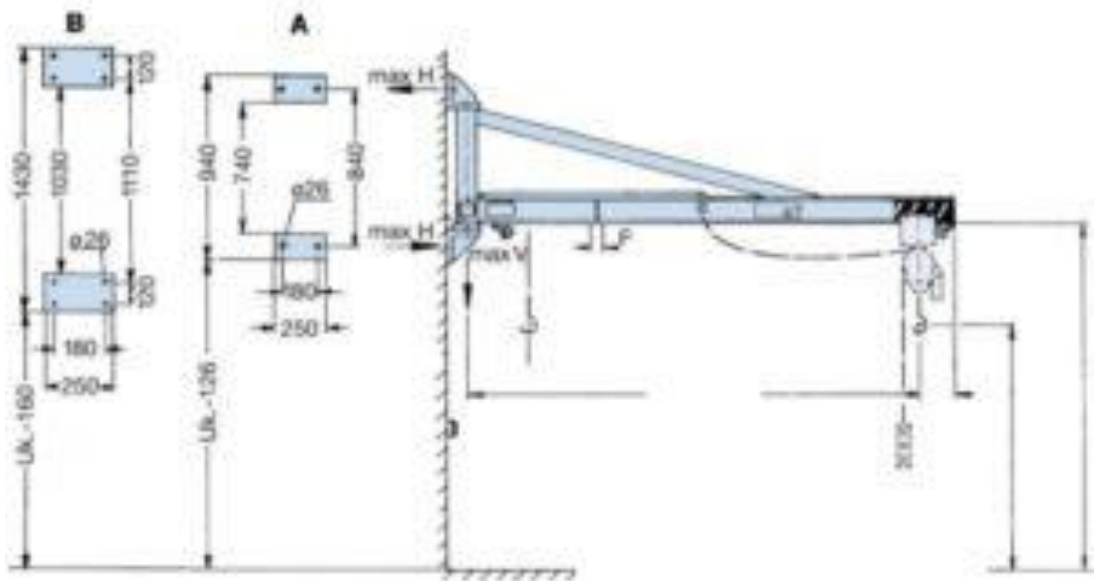


Рис. 4. Стріловий кран

- Класифікація за ГОСТ 25546 - 2К, за ISO 4301/1 - А2;
- Виконання – У, ХЛ, УХЛ;
- Розміщення за стандартом 15150 – 1, 2, 3, 4;
- Управління поворотним приводом та пристроєм – ручне;
- Управління витягом: ручне, електричне дистанційне;
- КПП – із землі;
- електричне з'єднання проводів та кабелів;
- Маса навантаження під час випробувань: 1,25 для статичних випробувань, 1,1 для динамічних випробувань.

РОЗДІЛ 2. КРИТЕРІЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КРАНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

2.1. Обґрунтування допустимих критеріїв виведення підйомного крана з ладу

Як представлено у цій роботі, Є.А. М. Кінцевий та Б. М. Розеншейн сформулювали перші критерії руйнування металоконструкцій стрілових кранів, пов'язані зі ступенем залишкового прогину головних балок: Залишковий (негативний) прогин гранично допустимий. Чому ці значення збігаються? Відповідно до статті 2.6. стандарту «натяжні балки консольних кранів прольотом L понад 17 м повинні мати розрахунковий хід $L/1000$ ».

Допускається відхилення $\pm 20\%$ згідно з рекомендаціями Є.М. Кінцевого та Б.М. Розеншейн кран може експлуатуватися без обмежень при залишковому (негативному) відхиленні $fL/0,0022$ (де L – проліт крана), тобто з урахуванням оригінального дизайну. руху, автори хіба що «приймають» їх. наявність максимального відхилення головних променів бл.

Зазначене значення дещо менше максимального значення пружного прогину, включеного до розрахунку сталеві конструкції стрілового крана для нижчої класифікаційної групи, зазначеної в стандарті ($L/400$). Однак, якщо залишкова деформація збільшиться до $f L 0,0035$, при такому відхиленні вже не можна говорити про подальшу експлуатацію металоконструкції, оскільки металоконструкція може зруйнуватися навіть при номінальному навантаженні. Зрозуміло, інші значення, наведені в додатках серії РД 10-112 як недостатні показники, можна трактувати як критерії можливого переходу відповідного елемента металеві конструкції механізму без заряду.

У практиці технічного діагностування та оцінки надійності кранів для підйому вантажів на рейки зустрічаються конструкції, які неможливо діагностувати та розрахувати виключно на підставі відомих методів та нормативних документів. До таких кранів спочатку відносяться поворотно-вантажні крани (скорочено НФ), що використовуються на атомних

електростанціях (рис. 5). Вимоги безпеки при виготовленні та експлуатації таких кранів викладені у «Правилах устрою та безпечної експлуатації підйомних кранів для об'єктів атомної енергетики» – ПП-043-11.

Наприклад, щогловий кран, що обслуговує реакторний зал сучасної АЕС (фрагмент крана на фото (рис. 5)) пересувається кільцевою рейкою, містить допоміжні механізми, а також оснащений антисейсмічними пристроями, що запобігають цьому, щоб сам кран та його візки не впали у разі сейсмічної події. натискати.

Зрозуміло, через наявність підкранової рейки у формі кола норми відхилення від проектного положення не можуть відповідати вимогам та вимагають додаткового обґрунтування.

Морські крани, встановлені у трюмах деяких спеціальних судів, також мають важливі особливості. Його конструкція також покликана запобігти відхиленню самого крана та його візка під час руху судна в штормову погоду.

Приклад такої конструкції крана показаний на фото (рис. 6). На зображенні (рис. 6) рух вантажівки досягається за рахунок натяжних коліс, що спираються на нижню полицю двотаврової балки, яка зазвичай використовується в конструкціях однобалочних стрілових кранів.

Однак для запобігання підстрибуванню і самовільному руху вантажівки по шляху застосовується стійка, забезпечена провідним колесом механізму переміщення і нормально замкнутим гальмом. крана (на фрагменті крана на рис. 6 не показаний).

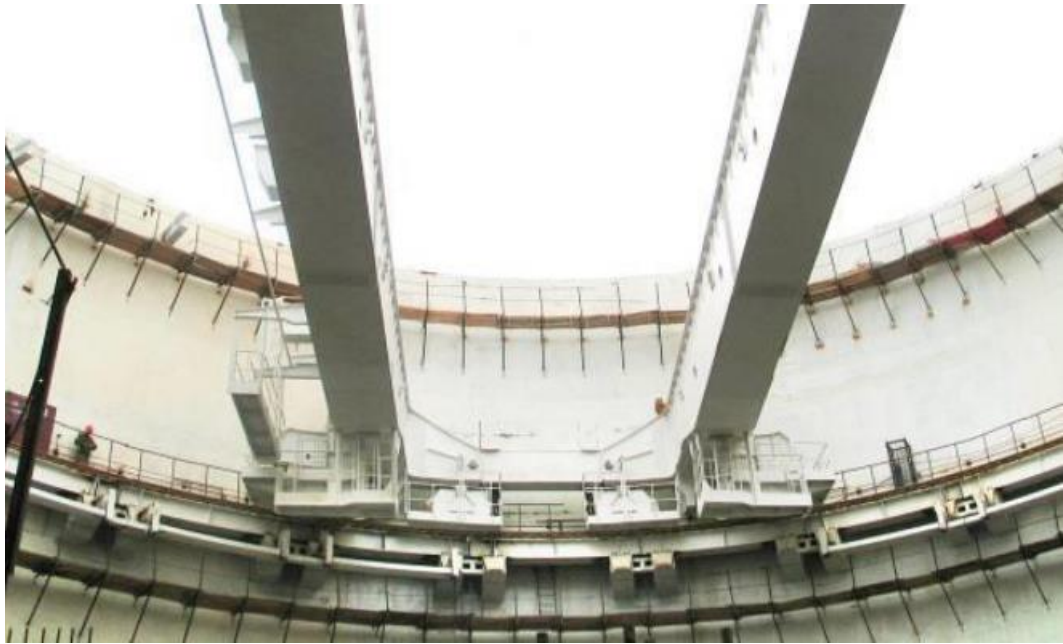


Рис. 6 – Фрагмент конструкції полярного крана реактора АЕС.



Рис. 7 – Приклад конструкції спеціального суднового крана

Деяке інше конструктивне рішення застосовується при використанні сейсмозахисту на кранах (рисунок 8), що не дозволяє крану вистрибнути без вантажу навіть у разі землетрусу. Як показано на малюнку 8, у разі кран кріпиться до рейки з допомогою спеціальних кронштейнів, які закривають головку рейки.



Рис. 8 Приклад конструкції «легкого» крана, оснащеного краноутримуючим пристроєм у поздовжньому та поперечному напрямках.

Це породжує ряд специфічних вимог, які необхідно враховувати при розробці положень з технічного діагностування та оцінки надійності таких конструкцій кранів не тільки на стадії проектування, але і в ході подальшої експлуатації.

2.2. Технічна діагностика металоконструкцій вантажопідйомного обладнання.

Починаючи з 90-х років минулого століття, коли економічна ситуація в нашій країні була особливо складною, виникла потреба продовжити термін служби різних видів спеціальної вантажопідйомної техніки. У зв'язку з цим було проведено низку досліджень щодо встановлення критеріїв граничного стану їх металоконструкцій та окремих деталей та розроблення методів визначення можливості та умов їх подальшої експлуатації.



Рис. 9 Приклад наявності локальних залишкових деформацій кантилевера (показано жовтою стрілкою)



Рис. 10 Фрагмент шарнірного пристрою стріlostійкості.

Приклад корозійного пошкодження



Рис. 11 Приклад корозійного пошкодження зварних швів нижньої частини дверей

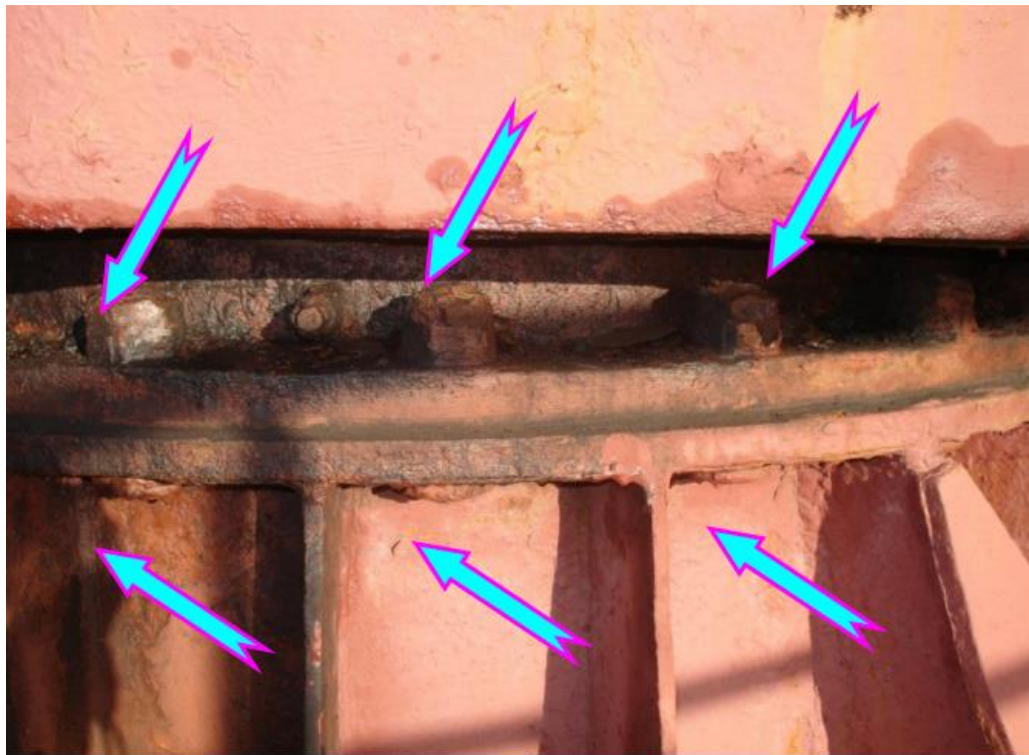


Рис. 12 Корозійні пошкодження та порушення цілісності болтів опорно-поворотного пристрою палубного крана

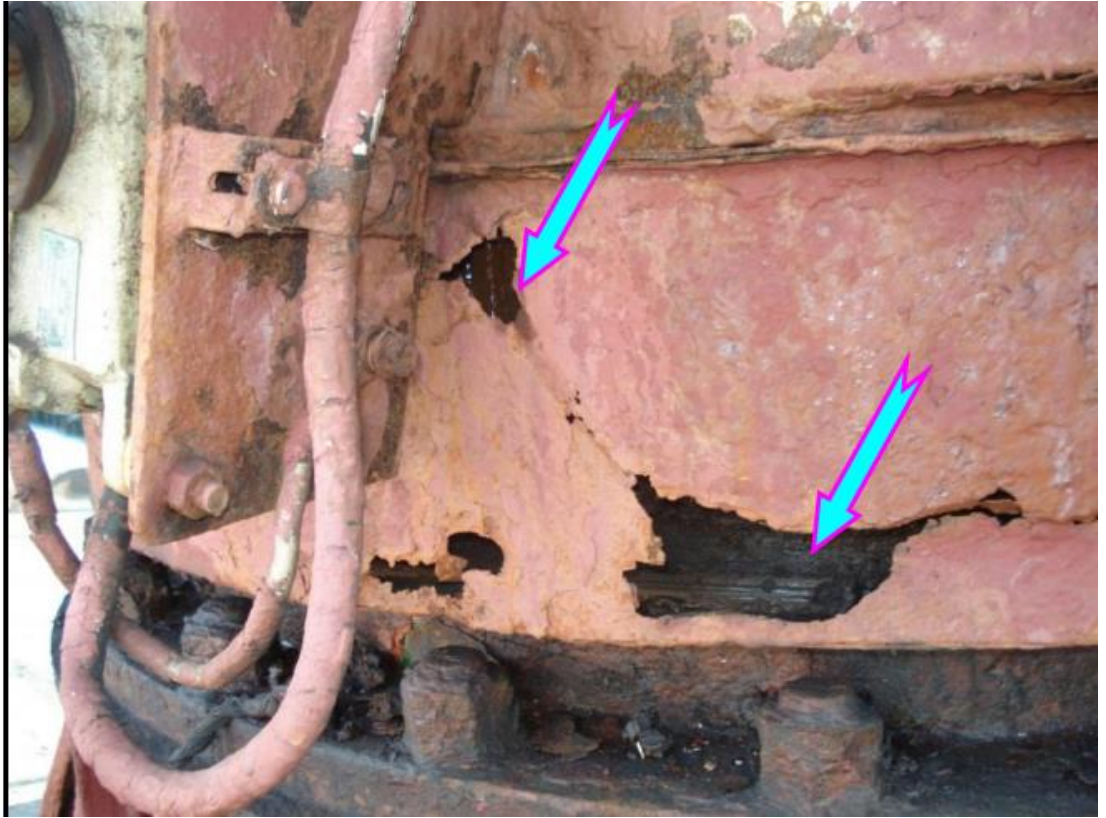


Рис. 13. Корозійні пошкодження елементів кузова поворотної платформи мостового крана

РОЗДІЛ 3. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК КРАНА

3. Вихідні дані

Вантажопідйомність: $Q = 40$ кН;

Висота підйому: $H = 10$ м;

Дальність: $L = 5,5$ м;

Швидкість підйому вантажу: 12 м/хв;

Швидкість підйому: 12 м/хв;

Швидкість крана: 1,4 хв-1;

Група режимів роботи: А1.

3.2. Розрахунок підйомного механізму (електроталі).

3.2.1. Вибір талі.

Відповідно до (рис. 14, [1]) вибираємо плоский шків з кратністю $UP=2$. У конструкцію шківа входить напрямний блок.

Залежно від режиму роботи та середньої вантажопідйомності [2] ми приймаємо гак одинарний № 12, який має максимальну вантажопідйомність 4 тонни в режимі роботи А1.

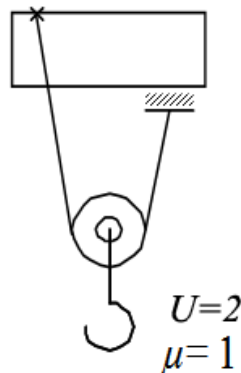


Рис. 14. Схема поліспасту.

Вибираємо схему підвіски вантажу, показану на рис.14.

Композиційний 14

$$U_{\Pi} = \frac{z_{БЛ}}{z_{Б}} = \frac{2}{1} = 2. \quad (1.1)$$

Наприклад– кількість відгалужень троса, що ведуть до блоку гакової підвіски;

Наприклад – кількість відгалужень зарядного кабелю, які ведуть барабану.

Ефективність ланцюгової талі:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1}{U_{\Pi}} \cdot \frac{1 - \eta_{БЛ}^{U_{\Pi}}}{\eta_{БЛ}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - 0,97^2}{1 - 0,97} = 0,985. \quad (1.2)$$

η . –Ефективність блоку[5].

3.2.2. Вибір канату

Максимальна статична сила на канаті:

$$S = \frac{G}{z_{Б} \cdot U_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{40}{1 \cdot 2 \cdot 0,985} = 20,3 \text{кН}. \quad (1,3)$$

За формулою (1.1) [1] визначаємо розривну міцність каната загалом:

$$F_p = S \cdot z_p = 20,3 \cdot 3,15 = 63,9 \text{кН}. \quad (1,4)$$

Згідно з таблицею додатка II [6] вибираємо двожильний кабель типу ЛК-Р виконання 6·19 (1+6+6/6) з органічною сердцевиною та розривним зусиллям $F = 71,75 \text{кН}$. Діаметр каната $d_K = 12$ міліметрів; Перетин кабелю

$\Phi_K = 53,87 \text{ мм}^2$; Група маркування -1578 МПа.

Умова $F_0 \geq S$, виконано: $F_0 = 71750 \text{Н} > S \cdot z_p = 63900$

3.2.3. Визначення основних розмірів барабана.

Діаметр барабана по середній лінії спірального кабелю:

$$D_B = d_K \cdot h_1 = 12 \cdot 11,2 = 134 \text{ мм.} \quad (1,5)$$

де h_1 – коефіцієнт підбору діаметром барабана (див. таблицю П2 [1]).

Діаметр барабана по дну канавки:

$$D_{BO} = D_B - d_K = 134 - 12 = 122 \text{ мм.} \quad (1,6)$$

Отримане значення БПК округляємо до [3] і беремо значення БПК = 250 мм із нормального ряду (для можливості встановлення електродвигуна 4АС132В3У3).

$$D_B = D_{BO} + d_K = 250 + 12 = 262 \text{ мм.} \quad (1,7)$$

Діаметр блоку по центральній лінії спірального кабелю:

$$D_{БЛ} = d_K \cdot h_2 = 12 \cdot 12,5 = 150 \text{ мм.} \quad (1,8)$$

де h_2 - Коефіцієнт вибору діаметра блоку (див. таблицю П2 [1]).

За таблицею розділу 3.3 [3] приймаємо $D_{БЛ} = 276 \text{ мм.}$ и ($D = 320 \text{ мм.}$).

$$D_{БЛ} = D_{БЛ.О} + d_K = 276 + 12 = 288 \text{ мм.} \quad (1,9)$$

Місткість барабана:

$$L_{KP} = H \cdot U_{II} = 10 \cdot 2 = 20 \text{ м.} \quad (1:10)$$

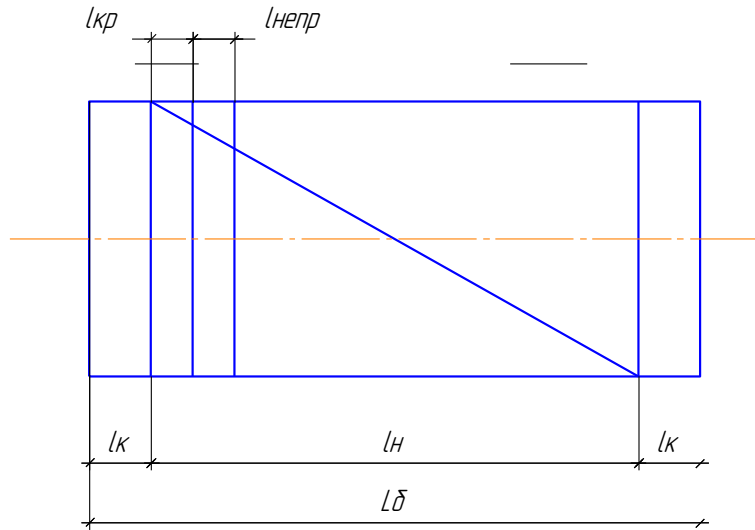


Рис. 15. Барабан.

Кількість робочих витків кабелю:

$$z_P = \frac{L_{кр}}{\pi \cdot D_B} = \frac{20}{\pi \cdot 0,262} \approx 25. \quad (1.11)$$

Довжина барабана, показаного на рис. 15, становить:

$$L_{\delta} = 2lk + ln, \quad (1.12)$$

де ln – довжина різьбової ділянки

lk – довжина гладкої кінцевої ділянки, призначеної для фіксації порожнього барабана в машині під час різання.

Довжина секції ниткового барабана:

$$l_H = t \cdot (z_P + z_{НЕПР} + z_{кр}) = 14 \cdot (25 + 1,5 + 3) = 413 \text{ мм}, \quad (1.13)$$

T - Крок навивки ($t = 14$ мм, таблиця п.3.2 [3]);

- Кількість недоторканих витків ($z_{НЕПР} = 1,5$);

Число витків для закріплення кінця кабелю ($z_{кр} = 3 \dots 4$).

Як матеріал для барабана ми приймаємо сталь 35L. $\sigma_{сдж} = 135$ МПа.

Приблизна товщина стінки барабана:

$$\delta = 0,95 \cdot \frac{S}{t \cdot \sigma_{сж}} = 0,95 \cdot \frac{20300}{0,014 \cdot 135 \cdot 10^6} = 0,01 \quad (1,14)$$

Залежно від технології виготовлення зварних барабанів товщина стінок не може бути меншою:

$$\delta_{л} = 0,01 \cdot D_{БО} + 0,003 = 0,01 \cdot 0,2 + 0,003 = 0,005. \quad (1,15)$$

Враховуючи зношування стінки барабана в процесі експлуатації, зрештою прийmemo $\delta = 12$ мм.

Використовуючи метод, описаний у [4], ми розрахували стінку барабана на спільну дію вигину та обертання.

Для стволів довжиною менше трьох діаметрів напруги вигину та обертання не перевищують 15 % стискаючих напруг, тому основний розрахунок робиться на стиск.

Допустимі сили тиску:

$$[\sigma_{сж}] = \sigma_{сж} \cdot 1,5 = 135 \cdot 1,5 = 202,2 \text{ МПа}. \quad (1,16)$$

Стискаюча напруга визначається за формулою:

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{\delta \cdot t} = \frac{20300}{12 \cdot 14} = 120,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_{сж}] = 202,2 \text{ МПа}. \quad (1,17)$$

Міцність барабана на стиск = 12 мм.

3.2.4. Розрахунок кріплення каната до барабана.

Розрахунок кріплення троса до барабана проводиться за методикою, наведеною в [4]. Орієнтовно припускаємо, що ККД підйомного механізму однаковий $\eta_{пр} = 0,85$.

Натяг кінця каната:

$$S_o = \frac{S_{\max}}{e^{\mu \cdot \alpha}}, \quad (1,18)$$

μ - Коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

α - кут намотування барабана зайвими витками каната.

прийняти $\mu = 0,14$ і $\alpha = 6\pi$ Рад. за два обороти отримаємо:

$$e^{\mu \cdot \alpha} = 2,718^{0,14 \cdot 6 \cdot 3,14} = 13,9. \quad (1,19)$$

$$S_o = \frac{20300}{13,9} = 1460 \text{ Н}.$$

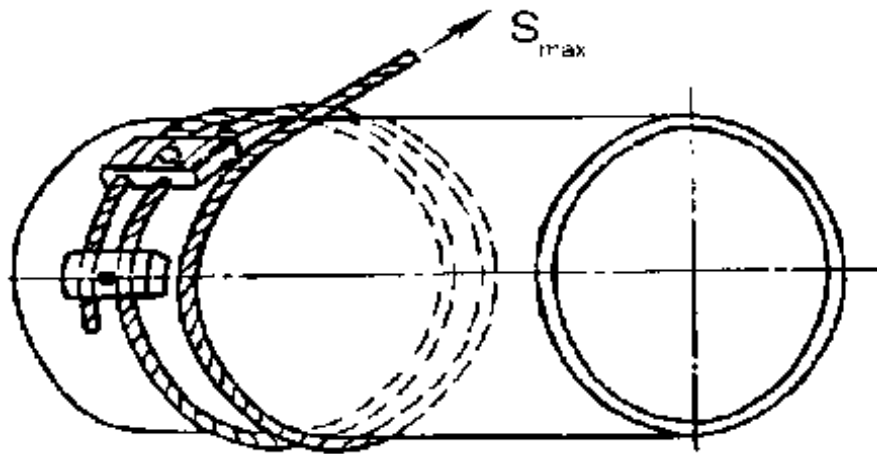


Рис. 16. Схема кріплення каната до барабана.

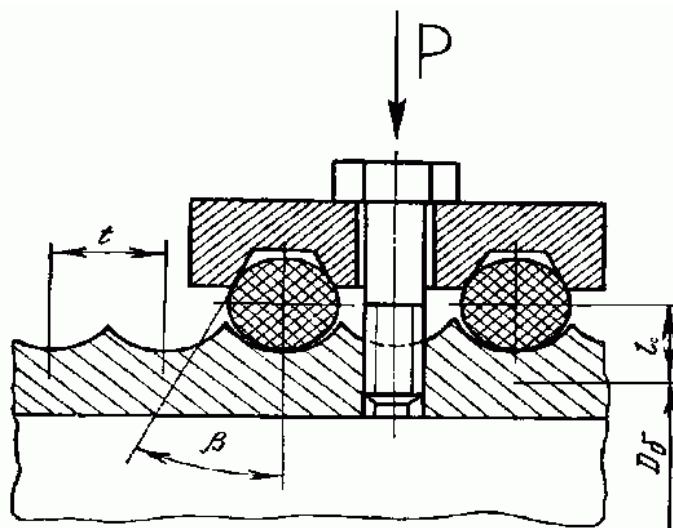


Рис. 17. Схема визначення сили, з якою болт притискається до барабана.

Необхідна сила затягування гвинта:

$$P = \frac{S_0}{\mu + f}, \quad (1,20)$$

f - Знижений коефіцієнт тертя між мотузкою та жердиною завдяки її формі:

$$f = \frac{\mu}{\sin \beta + \mu \cdot \cos \beta}. \quad (1,21)$$

Прийняли $\beta = 45^\circ$, ми отримуємо:

$$f = \frac{0,14}{\sin 45^\circ + 0,14 \cdot \cos 45^\circ} = 0,174.$$

Тоді сила тиску дорівнює:

$$P = \frac{1460}{0,14 + 0,174} = 4650 \text{ Н}.$$

Зниження натягу в різьбових з'єднаннях:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{4 \cdot P \cdot 1,3}{\pi \cdot d^2} + \frac{S_{\text{max}} \cdot l_c}{0,1 \cdot d^3 \cdot Z} \leq [\sigma_p], \quad (1,22)$$

де d - Діаметр болта, м;

l_c – відстань між центрами мас ділянок канату та стінкою барабана;

Z – кількість шурупів (планок);

$[\sigma_p]$ - Допустима міцність на розрив матеріалу різі, МПа.

Виразимо необхідну кількість болтів - Z :

$$Z \geq \frac{S_{\text{max}} \cdot l_c \cdot \pi}{0,1 \cdot d \cdot (\pi \cdot d^2 \cdot [\sigma_p] - 4 \cdot P \cdot 1,3)}. \quad (1,23)$$

$$l_c = 0,5 \cdot (d_k + \delta) = 0,5 \cdot (12 + 12) = 12 \text{ мм}. \quad (1,24)$$

Приймаємо болт $d=16$ мм із сталі 35 згідно з ГОСТ 1759.4-87 с.
 $\sigma_B = 600$ МПа, $TAK[\sigma_p] = 0,35 \cdot \sigma_B = 0,35 \cdot 600 = 210$ МПа.

$$Z \geq \frac{20300 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14}{0,1 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot (3,14 \cdot (16 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 210 \cdot 10^6 - 4 \cdot 4650 \cdot 1,3)} \cong 4 \text{ шт.}$$

Умова $Z > [Z] = 2$ виконано

3.2.5. Вибір опор барабана.

Схема конструкції представлена рис. 18.

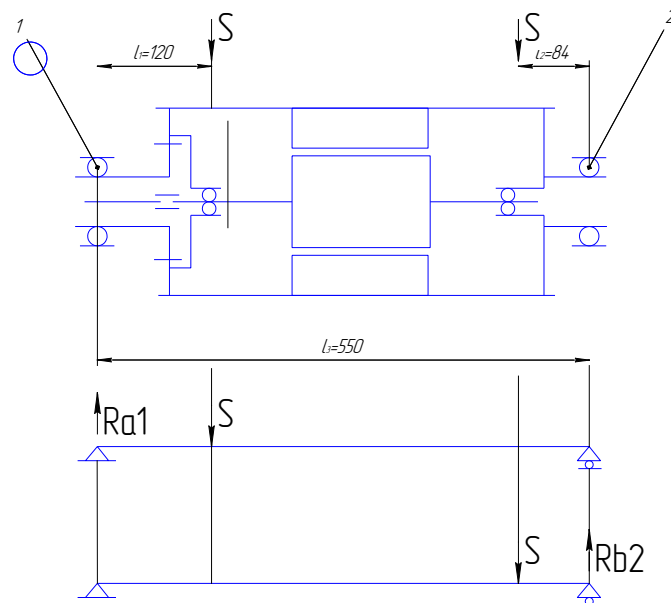


Рис. 18. Схема розрахунку підшипників барабана.

У першому розрахунковому випадку трос знаходиться на лівому кінці (максимальне навантаження на підшипник 1), у другому розрахунковому випадку трос знаходиться на правому кінці (максимальне навантаження на підшипник 2).

Визначаємо радіальну реакцію у опорі А (перший випадок):

$$R_{A1} = \frac{S \cdot (l_3 - l_1)}{l_3} = \frac{20,3 \cdot (0,55 - 0,12)}{0,55} = 15,9 \text{ кН.} \quad (1,25)$$

Визначаємо радіальну реакцію у опорі Б (другий випадок):

$$R_{B2} = \frac{S \cdot (l_3 - l_2)}{l_3} = \frac{20,3 \cdot (0,55 - 0,084)}{0,55} = 17,2 \text{ кН.} \quad (1,26)$$

Ми вибираємо опорний підшипник В, оскільки він навантажений.

Вимоги до вибору підшипників в залежності від динамічної вантажопідйомності:

$$C_{нотр} \leq C ,$$

$C_{нотр}$ – динамічна стійкість.

C – динамічної вантажопідйомності.

$$C_{нотр} = R_{b2} \cdot \sqrt[P]{L} , \quad (1,27)$$

L - Ресурс підшипників, млн об/хв;

$P=3$ – для вузлів передачі кульок.

Визначаємо термін корисного використання :

$$L = 60 \cdot n_B \cdot T, \quad (1,28)$$

де n – швидкість обертання барабана, хв –1;

$T = 1000$ год – час роботи складу у групі режимів

Швидкість обертання барабана:

$$n_B = \frac{U_{II} \cdot v}{\pi \cdot D_B} = \frac{2 \cdot 12}{\pi \cdot 0,262} = 29,2 \text{ хв}^{-1}. \quad (1,29)$$

Підставивши отримані значення формулу 1.28, отримаємо:

$$L = 60 \cdot 29,2 \cdot 1000 = 1,75 \text{ млн.об.}$$

Тоді необхідна динамічна вантажопідйомність:

$$C_{нотр} = 17,2 \cdot \sqrt[3]{1,75} = 20,7 \text{ кН.}$$

Враховуючи конструктивні особливості електроциліндра (напівмуфта та приводний вал повинні бути розміщені у внутрішньому діаметрі підшипника) вибираємо радіальний шарикопідшипник 218 ГОСТ 8338-75 ($C = 95,6$ кН, $3 = 62$ кН)

Умову динамічної вантажопідйомності виконано.

$$C_{\text{нотр}} = 20,7 \text{ кН} \leq C = 95,6 \text{ кН};$$

Перевіримо статичну вантажопідйомність підшипника:

$$P_0 \leq C_0,$$

$$P_0 = R_{b2} = 20,7 \text{ кН};$$

Умову статичної вантажопідйомності виконано.

$$P_0 = 20,7 \text{ кН} \leq C_0 = 62 \text{ кН}.$$

3.2.6. Вибір двигуна.

Максимальна статична потужність, необхідна для роботи підйомного механізму:

$$N_{\text{ст.макс}} = \frac{G \cdot v}{60 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{4000 \cdot 12}{60 \cdot 102 \cdot 0,85} = 9,2 \text{ кВт}. \quad (1:31)$$

Відповідно до таблиці Б.3 [1] вибираємо електродвигун змінного струму серії 4АС132В3У3 з ПДВ = 11 кВт; $n_{\text{ДВ}} = 940 \text{ хв}^{-1}$, $n_{\text{В}} = 29,2 \text{ хв}^{-1}$.

Статичний момент на барабані під час підйому вантажу:

$$M_{\text{Б}} = \frac{S \cdot (D\delta + dk) \cdot a}{2 \cdot \eta_{\text{Б}}} = \frac{20300 \cdot (0,262 + 0,012) \cdot 1}{2 \cdot 0,98} = 2837,8 \text{ Нм}, \quad (1:32)$$

де $a = 1$ – кількість гілок каната, прикріплених до барабана.

3.2.7. Вибір швидкості.

Кінематична схема електротельфера представлена на рис. 19.

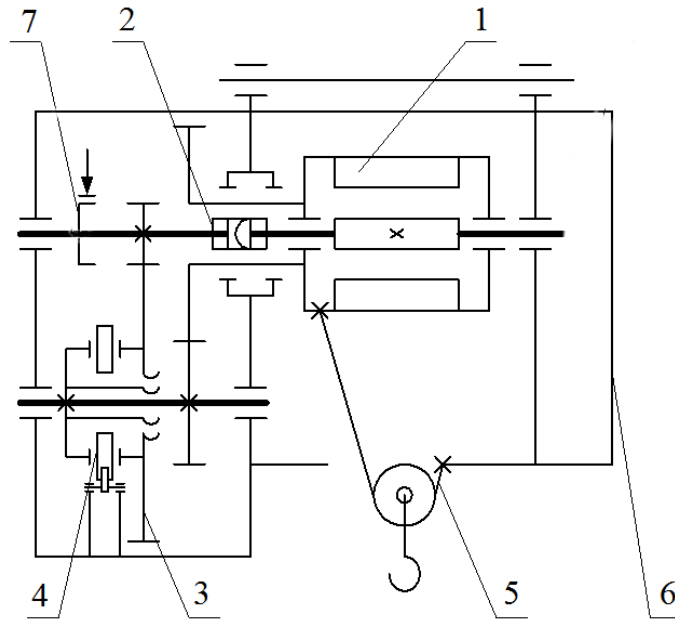


Рис. 19. Кінематична схема електротельфера.

1 – барабан двигуна; 2 - напівзубчаста муфта; 3 – коаксіальний редуктор; 4 - водило дискового гальма; 5 - тросова система фіксації;
6 – шафа управління;

Необхідне передатне число:

$$U_{II} = \frac{n_{ДВ}}{n_B} = \frac{940}{29,2} = 32,2. \quad (1:33)$$

Зразкові передавальні числа визначаються таким співвідношенням:

$$u_1 = (1,2 \div 1,25) \sqrt{u_0} = (1,2 \div 1,25) \sqrt{32,2} = 6,8;$$

$$u_2 = \frac{u_0}{u_1} = \frac{32,2}{6,8} = 4,7.$$

Номінальний крутний момент на проміжному валу:

$$M_2 = \frac{M_B}{u_2 \cdot \eta_3} = \frac{2837,8}{4,7 \cdot 0,975} = 619,2 \text{ Нм}, \quad (1:34)$$

$\eta_3 = 0,975$ – ефективність передачі одного рівні.

Номінальний момент, що крутить, на швидкохідному валу:

$$M_1 = \frac{M_B}{u_2 \cdot u_1 \cdot \eta_3^2} = \frac{2837,8}{4,7 \cdot 6,8 \cdot 0,975^2} = 93,4 \text{ Нм.}$$

Розраховуємо конструкцію редуктора за допомогою програмного комплексу. Вихідними даними для розрахунку є: крутний момент, частота обертання, передатне число та ресурс трансмісії (залежно від групи режимів роботи).

З результатами розрахунків можна ознайомитись у додатку (табл. П1 – П4).

Вкажемо швидкість валів-шестерень, хв^{-1} .

$$n_1 = n_{\text{эд}} = 940 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_2 = n_1 / \frac{z_2}{z_1} = 930 / \frac{116}{17} = 136,3 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_3 = n_2 / \frac{z_4}{z_3} = 136,3 / \frac{118}{25} = 28,9 \text{ хв}^{-1};$$

Визначення діаметрів валів:

а) швидкохідний:

$$d_1 \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{M_1} = (7...8) \cdot \sqrt[3]{93,4} = 36 \text{ мм.} \quad (1:35)$$

Для двигуна ми приймаємо:

$$d_1 = 54 \text{ мм.}$$

а) Проміжний вал:

$$d_2 \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{M_2} = (7...8) \cdot \sqrt[3]{619,2} = 64 \text{ мм.}$$

Ми приймаємо:

$$d_2 = 70 \text{ мм.}$$

3.2.7. Вибір гальма.

Зазвичай ми використовуємо закриті колодкові гальма (рис. 20) з довгохідним соленоїдом, що діє як блокуючий магніт і регулює гальмівний

момент до необхідного гальмівного зазору.

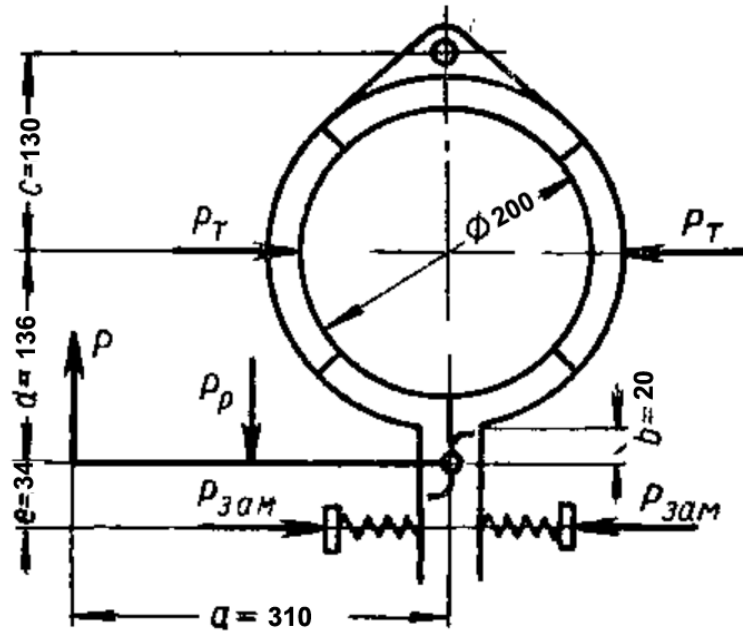


Рис. 20. Схема стоянкового колодкового гальма.

Гальмівний момент визначається з урахуванням коефіцієнта запасу міцності при гальмуванні k_t :

$$M_T = M_1 \cdot k_T, \quad (1,36)$$

Де k_t - Коефіцієнт запасу міцності при гальмуванні електропідйомного механізму, $k_t = 1,25$.

$$M_T = 93,4 \cdot 1,25 = 116,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Нормальний тиск колодок на гальмівний диск.

$$P_T = \frac{M_T}{f \cdot D} = \frac{116,75}{0,42 \cdot 0,2} = 1389,9 \text{ Н} \quad (1,37)$$

де $f = 0,42$ - коефіцієнт тертя ременя по чавуну та сталі;

$D = 0,2 \text{ м}$ – діаметр гальмівного диска.

Закриваюча сила:

$$P_{зам} = \frac{P_T \cdot c}{c + d + e} = \frac{1389,9 \cdot 130}{130 + 136 + 34} = 302,3 \text{ Н} \quad (1,38)$$

Сила відкриття:

$$P_p = \frac{P_T \cdot c}{c+d} \cdot \frac{b}{a\eta} = \frac{1389,9 \cdot 130}{130+132} \cdot \frac{20}{310 \cdot 0,85} = 52,3 \text{ Н} \quad (1,39)$$

Вага важеля, що з'єднує якір електромагніту з пальцем, що розкриває колодки, дорівнює $P = 4 \text{ Н}$.

Потрібна електромагнітна сила

$$P_M = P_p + \frac{P}{2} = 52,3 + \frac{4}{2} = 54,3 \text{ Н} \quad (1,40)$$

Необхідний хід електромагніту при відпусканні гальмівних колодок:

$$h = \varepsilon \cdot \frac{d+c}{c} \cdot \frac{a}{b} = 0,6 \cdot \frac{132+130}{130} \cdot \frac{310}{20} = 19 \text{ мм}, \quad (1,41)$$

$\varepsilon = 0,6 \text{ мм}$: Розмір зазору під час зняття колодок.

Гальмівний електромагніт вибирається залежно від значення P_M . Розмір ходу h регулюється електромагнітом типу МІС-5100.

3.2.8 Вибір гальма.

Вантажне гальмо (рис. 21) встановлене на другому (повільно обертається) приводному валу.

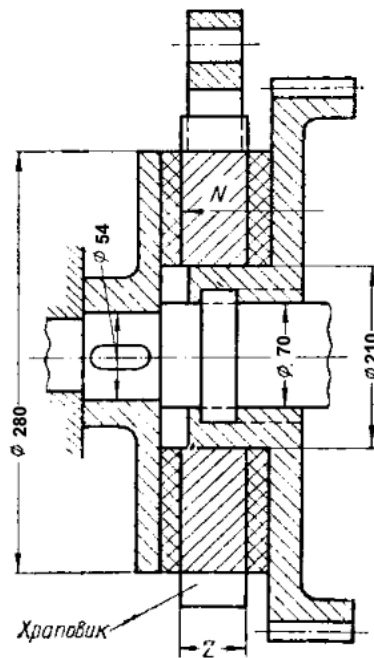
Кут різі

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_3 \cdot t}{\pi \cdot d_{cp}} = \frac{3 \cdot 14}{3,14 \cdot 68,5} = 0,195 \quad (\alpha = 11^\circ), \quad (1,42)$$

де $a_3 = 3$ – кількість заходів різьби ;

$d_{cp} = (80+70)/2 = 75$ мм – середній діаметр різьби;

$t = 14$ мм – крок



21. Схема гальма.

Осьова сила, що виникає при гальмуванні та натягує фрикційні кільця гальма:

$$Q = \frac{M_2}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_c} = \frac{619,2}{3,75 \cdot 10^{-2} \cdot \operatorname{tg} 13^\circ + 0,12 \cdot 12,25 \cdot 10^{-2}} = 27312 \text{ Н}, \quad (1,43)$$

де $r = 3,75$ см – середній радіус різьби;

$\rho = 23^\circ$ - Кут тертя різі при роботі в масляній ванні;

$f = 0,12$ - коефіцієнт тертя прокатоної смуги по сталі (в маслі);

Гальмівний момент гальма

$$M_{2T} = f \cdot Q \cdot R_c \cdot n = 0,12 \cdot 27312 \cdot 12,25 \cdot 10^{-2} \cdot 2 = 803 \text{ Нм}, \quad (1,44)$$

де $n = 2$ – кількість пар тертя.

Гальмівний момент має відповідати таким умовам

$$M_{2T} = 803 \geq k_T \cdot M_2 = 1,25 \cdot 619,2 = 774 \text{ Нм}, \text{ умова дотримана.}$$

Надійність утримання підвішеного навантаження забезпечується в

рахунок обліку залежності.

$$f \cdot R_c \cdot n \geq [r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_c] \cdot \eta_3^2. \quad (1,45)$$

У цьому випадку

$$f \cdot R_c \cdot n = 0,12 \cdot 12,25 \cdot 2 = 2,94,$$

$$[r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_c] \cdot \eta_3^2 = (3,75 \cdot 0,23 + 0,12 \cdot 12,25) \cdot 0,975^2 = 2,14.$$

У цьому стані рух навантаження припиняється.

$$r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq f \cdot R_c \cdot \frac{1}{k_T}, \quad (1,46)$$

$$r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = 3,75 \cdot 0,23 = 0,86 < f \cdot R_c \cdot \frac{1}{k_T} = 0,12 \cdot 12,25 \cdot \frac{1}{1,25} = 1,18.$$

Це означає, що гальмо здатне зупинити вантаж і надійно його утримувати.

3.2.9. Розрахунок гакової підвіски.

Гак однорогої № 12 (1.2.1). Ми використовуємо сталь 20 ($[\sigma_{изз}] = 120 \text{ МПа}$, $[\sigma_{см}] = 175 \text{ МПа}$).

Розрахунок траверси гаку.

Згинальний момент у середній частині поперечки (розрахункова схема - рис.22, а, б)

$$M_{изз} = \frac{Q \cdot l}{4} = \frac{40000 \cdot 0,1}{4} = 1000 \text{ Нм}. \quad (1,47)$$

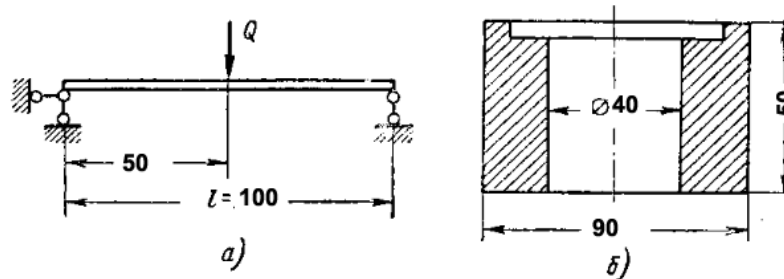


Рис. 22. Траверса

момент опору

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{(9-4) \cdot 5^2}{6} = 20,8 \text{ см}^3. \quad (1,48)$$

Напруження згинальні

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W} = \frac{1000}{20,8} = 48 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{изг}}] = 120 \text{ МПа}. \quad (1,49)$$

Стискаюча напруга між поперечною та щобою підвіски (рис. 22)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{2d\delta} = \frac{40000}{2 \cdot 0,05 \cdot 0,01} = 40 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 175 \text{ МПа}, \quad (1,50)$$

де d - Діаметр цапфи, $d = 50$ мм;

δ - Товщина щік, $\delta = 10$ мм.

Розрахунок осі блоку

Схема розрахунку блокової хвилі аналогічна до схеми, показаної на рис.1.9а.

Зсувний момент опору

$$W = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 5^3 = 12,5 \text{ см}^3. \quad (1,51)$$

Згинальна напруга

$$\sigma_{изз} = \frac{M_{изз}}{W} = \frac{1000}{12,5} = 80 \text{ МПа} < [\sigma_{изз}] = 120 \text{ МПа} .$$

Підшипники траверси

розраховується виходячи із статичного навантаження. Встановлено шарикопідшипник 8108 особливо легкої серії за ГОСТ 7872-89. Допустиме статичне навантаження $C_0=53\text{кН}$. Фактична навантаження підшипника $Q=40\text{ кН}$.

Опірні підшипники

Швидкість обертання гакової підвіски.

$$n_{\text{обл}} = \frac{U_{\text{п}} \cdot v \cdot \frac{U_{\text{п}} - 1}{U_{\text{п}}}}{\pi(D_{\text{обл}} + d_k)} , \quad (1,52)$$

$$n_{\text{обл}} = \frac{2 \cdot 12 \cdot \frac{2 - 1}{2}}{\pi(0,276 + 0,012)} = 13,3 \text{ хв}^{-1} .$$

Вимоги до вибору підшипників в залежності від динамічної вантажопідйомності:

$$C_{\text{нотр}} \leq C ,$$

$C_{\text{нотр}}$ – потрібна динамічна вантажопідйомність (формула 1.27).

- динамічна паспортна вантажопідйомність.

$$C_{\text{нотр}} = Q \cdot \sqrt[p]{L} ,$$

L - Ресурс підшипників, млн об/хв;

$P=3$ – для шарикопідшипників.

Визначаємо термін служби підшипника (формула 1.28):

$$L = 60 \cdot n_{\text{об}} \cdot T,$$

$T = 1000$ год – час роботи складу у групі режимів А1[4].

Підставивши отримані значення формулу 1.28, отримаємо:

$$L = 60 \cdot 13,3 \cdot 1000 = 0,8 \text{ млн.об.}$$

При двох підшипниках у блоці та припущенні, що на один підшипник припадає 0,6 загального навантаження, результат буде наступним:

$$C_{\text{нотр}} = 0,6 \cdot 40 \cdot \sqrt[3]{0,8} = 22,3 \text{ кН.}$$

З конструктивних міркувань встановимо 310 радіальні шарикопідшипники середньої серії ГОСТ 8338-75 ($C=61,8$ кН, $C=36$ кН).

Умову динамічної вантажопідйомності виконано.

$$C_{\text{нотр}} = 22,3 \text{ кН} < C = 61,8 \text{ кН};$$

Перевіримо статичну вантажопідйомність підшипника:

$$P_0 \leq C_0,$$

$$P_0 = 0,6 \cdot 40 = 24 \text{ кН};$$

Умову статичної вантажопідйомності виконано.

$$P_0 = 24 \text{ кН} < C_0 = 36 \text{ кН}$$

Розрахунок щік підвіски.

Пластина виготовлена із сталеві смуги товщиною = 10 мм. Вплив корпусу сталеві пружини при розрахунку не враховується.

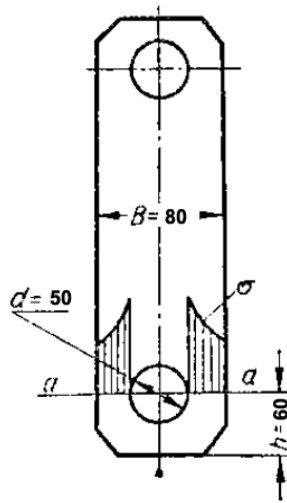


Рис. 23. Розрахунок щік підвіски.

Середня напруга розтягу в перерізі а – а (рис. 1.10):

$$\sigma_{cm} = \frac{Q}{2(B-d)\delta} = \frac{40000}{2 \cdot 0,03 \cdot 0,01} = 66,7 \text{ МПа}, \quad (1,53)$$

Формула використовується для перевірки максимальної напруги в щічному отворі.

$$\sigma_{max} = P_{cp} \frac{h^2 + \frac{d^2}{4}}{h^2 - \frac{d^2}{4}}, \quad (1,54)$$

P_{cp} – середній тиск між поперечним штифтом та щокою.

$$P_{cp} = \frac{Q}{2\delta d} = \frac{40000}{2 \cdot 0,01 \cdot 0,05} = 40 \text{ МПа}. \quad (1,55)$$

$$\sigma_{max} = 40 \cdot \frac{0,06^2 + \frac{0,05^2}{4}}{0,06^2 - \frac{0,05^2}{4}} = 56,8 \text{ МПа}.$$

3.1. Розрахунок механізму руху.

Опір руху електротельфера дорівнює опору тертя під час руху.

Опір руху через тертя.

$$W_m = 0,03 \cdot (G + G_o), \quad (1,56)$$

де $G_0 = 5000$ Н - вага електроталі [3].

$$W_m = 0,03 \cdot (40000 + 5000) = 1350 \text{ Н.}$$

Сумарний опір статичному переміщенню електротельфера:

$$W = W_m = 1350 \text{ Н.}$$

Статична сила для переміщення навантаженого візка:

$$N_{cm} = \frac{W \cdot V_m}{10^3 \cdot \eta_m} = \frac{1350 \cdot 0,2}{10^3 \cdot 0,85} = 0,32 \text{ кВт}, \quad (1,57)$$

η_m - ККД передачі повного навантаження приймається рівним 0,85.

Приймаємо двигун 4АС71А4У3 – трифазний асинхронний з параметрами $N_{\text{мод}} = 0,6$ кВт, $I_{\text{АС}} = 0,0086$ кг·м², $n_{\text{дв}} = 1350$ хв⁻¹.

Частота обертання

$$n_k = \frac{V_m}{\pi \cdot D_k} = \frac{12}{3,14 \cdot 0,12} = 31,8 \text{ хв}^{-1}. \quad (1,58)$$

де $D_k = 120$ мм – діаметр коліс.

Діаметр колеса.

Передаточне число

$$u_p = \frac{n_{oe}}{n_k} = \frac{1350}{31,8} = 42,45.$$

Фактичне передатне число:

$$u_p^\phi = \frac{z_5}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{15} \cdot \frac{120}{15} = 42,67.$$

Кінематична схема механізму пересування представлена на рис. 24.

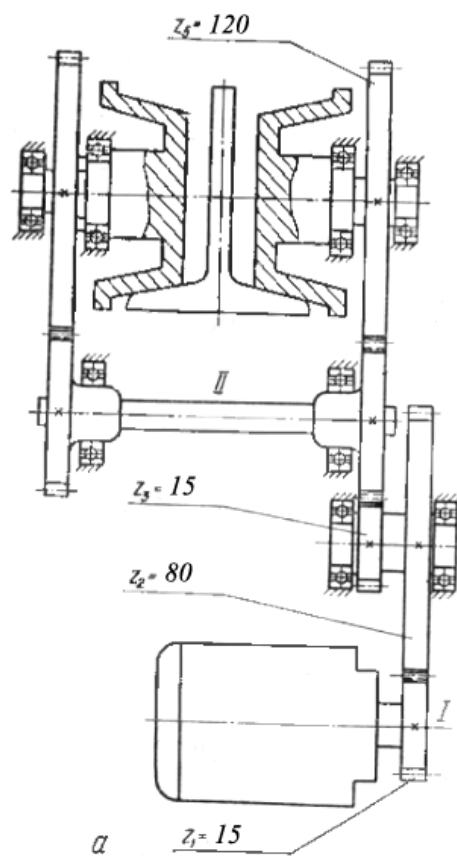


Рис. 24. Кінематична схема механізму пересування.

Розраховуємо конструкцію редуктора за допомогою програмного комплексу. Вихідними даними для розрахунку є: крутний момент, частота обертання, передатне число та ресурс трансмісії (залежно від групи режимів роботи).

З результатами розрахунків можна ознайомитись у додатку (табл. П1 – П4).

Фактична швидкість

$$V_m^\phi = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p^\phi} \cdot \pi \cdot D_\kappa, \quad (1,59)$$

$$V_m^\phi = \frac{1350}{42,67} \cdot 3,14 \cdot 0,12 = 11,92 \text{ м/мин} = 0,199 \text{ м/с}$$

Номинальний крутний момент двигуна:

$$T_{\text{ном}} = \frac{9550 \cdot N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = \frac{9550 \cdot 0,6}{1350} = 4,24 \text{ Н} \cdot \text{Пане.}$$

Статичний момент при завантаженому візкові:

$$T_c = \frac{W}{2} \cdot \frac{D_\kappa}{\eta_m \cdot u_p^\phi}, \quad (1,60)$$

$$T_c = \frac{1350}{2} \cdot \frac{0,12}{0,85 \cdot 42,67} = 2,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Пусковий момент двигуна:

$$T_{\text{п}} = 2 \cdot T_{\text{ном}} = 2 \cdot 4,24 = 8,48 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Максимальний крутний момент двигуна при запуску:

$$T_{\text{max}} = 2,2 \cdot T_{\text{ном}} = 2,2 \cdot 4,24 = 9,328 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Середній пусковий момент:

$$T_{\text{срп}} = \frac{T_{\text{max}} + T_{\text{п}}}{2} = \frac{9,328 + 8,48}{2} = 8,9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Сумарний момент інерції каретки з вантажем, що рухається:

$$I = \delta \cdot I_{пу} + (m_{zp} + m_m) \cdot \frac{D_k^2}{4 \cdot U_p^2 \cdot \eta_m}, \quad (1,61)$$

$$I_{пу} = I_p + I_{ш} = 0,0013 + 0,0005 = 0,0018 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$I = 1,2 \cdot 0,0018 + (4000 + 500) \cdot \frac{0,12^2}{4 \cdot 42,67^2 \cdot 0,85} = 0,012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма.

Максимально допустиме уповільнення при гальмуванні:

$$[a]_{\max} = g \cdot \left[\left(\frac{z_{np}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_\varphi} - \frac{f \cdot d}{D_k} \right) + \frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D_k} \right) \right], \quad (1,62)$$

де $z_{pr} = 2$ – кількість провідних коліс;

$z = 4$ – загальна кількість коліс;

$\varphi = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення між колесом та стійкою для механізмів, що працюють у закритих приміщеннях;

$\varphi = 1,2$ – коефіцієнт запасу зчеплення;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя у підшипниках осей коліс;

$d = (0,25-0,3) N_{sp}$ -

Діаметр осі (осі) колеса, $d = 0,04$ м; $\mu = 0,0004$ – коефіцієнт тертя кочення коліс рейками.

$$[a]_{\max} = 9,81 \cdot \left[\left(\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,2}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,04}{0,12} \right) + \frac{2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,04}{0,12} \right) \right] = 0,9 \text{ м/с}^2.$$

Час гальмування:

$$t_{\text{торм}} = \frac{V_m^\phi}{60 \cdot [a]_{\text{max}}} = \frac{11,92}{60 \cdot 0,9} = 0,22 \text{ с.} \quad (1,63)$$

Опір при гальмуванні підйомника без вантажу:

$$W_{\text{ст.м}} = G_0 \cdot \left(\frac{2 \cdot \mu + f \cdot d}{D_k} \right), \quad (1,64)$$

$$W_{\text{ст.м}} = 5000 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,04}{0,12} \right) = 58,3 \text{ Н.}$$

Статичний момент на валу двигуна

$$T_{\text{ст.м}} = \frac{W_{\text{ст.м}} \cdot D_k \cdot \eta_m}{2 \cdot u_p}, \quad (1,65)$$

$$T_{\text{ст.м}} = \frac{58,3 \cdot 0,12 \cdot 0,85}{2 \cdot 42,67} = 0,07 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Динамічний момент при гальмуванні на валу двигуна:

$$T_{\text{дин.м}} = \frac{1,2 \cdot I_p \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_{\text{торм}}} + \frac{G_0 \cdot D_k^2 \cdot n_{\text{дв}} \cdot \eta_m}{38,2 \cdot u_p^{\phi 2} \cdot t_{\text{торм}}}, \quad (1,66)$$

$$T_{\text{дин.м}} = \frac{1,2 \cdot 0,0086 \cdot 1350}{9,55 \cdot 0,22} + \frac{\frac{5000}{9,81} \cdot 0,12^2 \cdot 1350 \cdot 0,85}{38,2 \cdot 42,67^2 \cdot 0,22} = 7,18 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Тоді гальмівний момент становитиме:

$$T_{\text{торм}} = T_{\text{дин.м}} - T_{\text{ст.м}} = 7,18 - 0,07 = 7,11 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (1,67)$$

Вибираємо гальмо ТКТ-100 з найбільшим гальмівним моментом $T_T=20$ Нм та встановлюємо його на необхідний гальмівний момент. Регулювання здійснюється шляхом зміни довжини пружини, що забезпечує притискання колодок до диска.

3.2. Розрахунок механізму обертання.

Вихідні дані: вантажопідйомність. $m = 4\text{т}$; Маса візка $G_{\text{тел}} = 5000\text{ Н}$; Вага стріли $G_c = 13200\text{ Н}$ (ділянка 3); Маса обертової колони $G_{\text{пк}}=83600\text{ Н}$ (секція 3); Діаметр обертової колони $D_{\text{кол}} = 0,7\text{ м}$ (секція 3); маса підвіски $m_{\text{під}} = 36,4\text{ кг}$; максимальна дальність $L = 5,5\text{ м}$; Мінімальна дальність $L_{\text{мін}} = 1,2\text{ м}$; Швидкість обертання крана: $1,4\text{ об/хв}$; Класифікаційна група механізму – М1 (А1). Схема розрахунку представлена на рисунку 25.

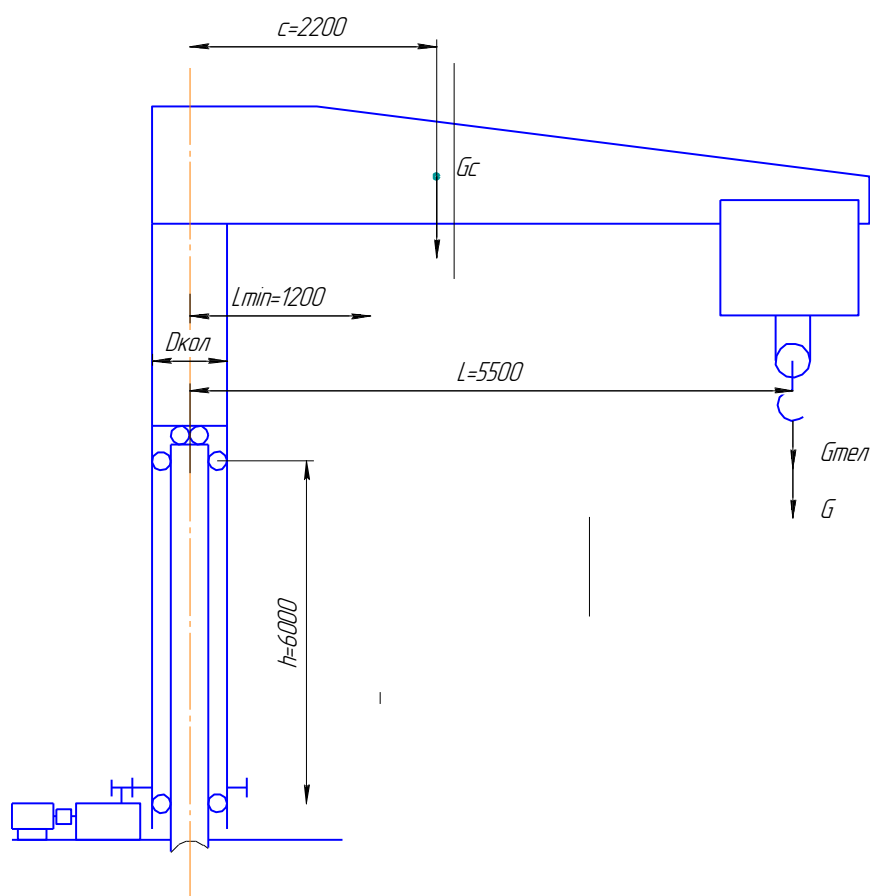


Рис. 25- Розрахункова схема механізму обертання.

Сила ваги вантажу та підвіски. $G = (m_{\text{вп}} + m_{\text{под}}) \cdot g = 40364\text{ Н}$.

Навантаження на опори:

Вертикальна сила на опорному підшипнику.

$$R_V = G + G_{мел} + G_c + G_{нк} = 40364 + 5000 + 13200 + 83600 = 142164 \text{ Н.};$$

горизонтальна реакція

$$R_H = \frac{G \cdot L + G_{мел} \cdot L + G_c \cdot c}{h} = \frac{40364 \cdot 5,5 + 5000 \cdot 5,5 + 13200 \cdot 2,2}{6} = 46423 \text{ Н.}$$

Орієнтовно приймаємо: Діаметр нижнього підшипника підшипника $d=450$ мм; зменшений діаметр самовстановлюваного шарикопідшипника $d_1 = 220$ мм; Діаметр взятого шарикопідшипника $d_2=120$ мм; Наведений коефіцієнт тертя у підшипниках $f=0,03$.

Момент сил тертя на опорах:

$$M_{mp} = R_H \cdot f \cdot \frac{d}{2} + R_H \cdot f \cdot \frac{d_1}{2} + R_H \cdot f \cdot \frac{d_2}{2}, \quad (1,68)$$

$$M_{mp} = 46423 \cdot 0,03 \cdot \frac{0,45}{2} + 46423 \cdot 0,03 \cdot \frac{0,22}{2} + 46423 \cdot 0,03 \cdot \frac{0,12}{2} = 550 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Час

$$t_n = \frac{60 \cdot \beta}{\pi \cdot n_{кр}} = \frac{60 \cdot \frac{\pi}{9}}{\pi \cdot 1,4} = 4,73. \quad (1,69)$$

Момент інерції частин крана і вантажу, що повільно обертаються.

$$I_{кр} = \sum m_j \cdot X_j^2 = \frac{1}{g} \cdot (G \cdot L^2 + G_c \cdot c^2 + G_{мел} \cdot L^2 + G_{нк} \cdot r^2), \quad (1,70)$$

$$I_{кр} = \frac{1}{9,81} \cdot (40364 \cdot 5,5^2 + 13200 \cdot 2,2^2 + 5000 \cdot 5,5^2 + 83600 \cdot 0,34^2) = 147380 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

момент інерції

$$M_{ин} = \gamma \cdot \frac{n_{кр} \cdot I_{кр}}{9,55 \cdot t_n} = 1,2 \cdot \frac{1,4 \cdot 147380}{9,55 \cdot 4,7} = 5516 \text{ НІ.}$$

Загальний момент

$$M_{\text{сум}} = M_{\text{пр}} + M_{\text{ин}} = 550 + 5516 = 6066 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Продуктивність двигуна

$$N = \frac{M_{\text{сум}} \cdot n_{\text{кр}}}{9550 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \psi_{\text{П.СР}}} = \frac{6066 \cdot 1,4}{9550 \cdot 0,75 \cdot 1,5} = 0,79 \text{ кВт}$$

Вибираємо двигун типу МТФ 011-6, що має параметри $N=2$ кВт з ПВ=15%, $n=800$ об/хв, $M_{\text{start}}=39$ Н·м, $M_{\text{ном}}=24$ Н·м, $IP=0,021$ кг·

передавальне число

$$u_{\text{м}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}} = \frac{800}{1,4} = 571.$$

Прийmemo передавальне число відкритої передачі $u_{\text{оп}} = 10$, тоді передавальне число черв'ячної передачі становитиме:

$$u_{\text{чр}} = \frac{u_{\text{м}}}{u_{\text{оп}}} = \frac{571}{10} = 57,1.$$

Кінематична схема механізму повороту представлена на рис. 26.

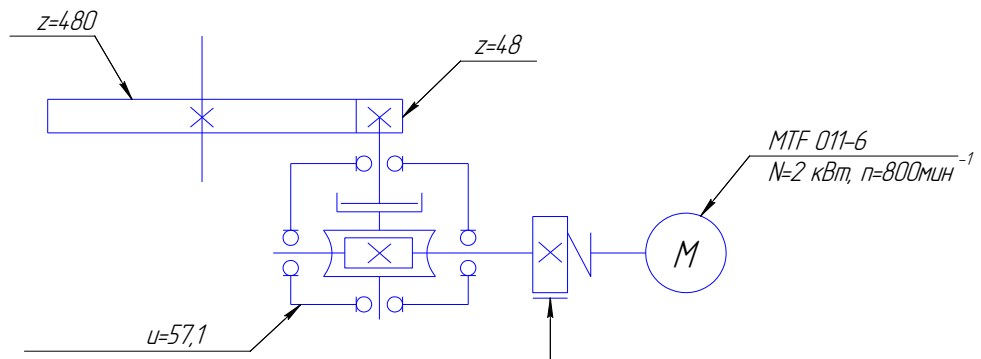


Рис. 26.- Кінематична схема механізму повороту.

Розрахунок відкритої передачі

Для розрахунку передачі через відкриті шестірні на поверхні зубів визначимо еквівалентні навантаження: моменти, що діють на шестірню та колесо

Крутний момент, що діє на колесо під час рушання з місця.

$$M_{кол.л} = M_{пуск} u_m \eta_0 = 39 \cdot 571 \cdot 0.75 = 16700 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1,72)$$

Момент, що діє на колесо під час рівномірного руху.

$$M_{кол.уст} = M_{тр} = 550 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Спочатку реєструється момент, що крутить, що діє на колесо при гальмуванні [6]

$$M_{кол.т} = (0,7 \dots 0,8) M_{кол.л} = 0,7 \cdot 16700 = 11690 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1,73)$$

Кут повороту крана на старті.

$$a_n = \frac{n_{кр} \cdot 360^\circ t_n}{2 \cdot 60} = \frac{1,4 \cdot 360 \cdot 4,7}{2 \cdot 60} = 19,7^\circ \quad (1,74)$$

Для кранів з часом роботи $PV = 15 \%$, вантажопідйомність яких не залежить від вильоту, необхідно запровадити правильний гальмівний шлях

(кут гальмування). $\alpha_T \leq 20 = \frac{\pi}{9}$

Час гальмування у разі складе:

$$t_T = \frac{60 \alpha_t}{\pi n_{кр}} = \frac{60 \frac{\pi}{9}}{\pi \cdot 1,4} = 4,7 \text{ сек}$$

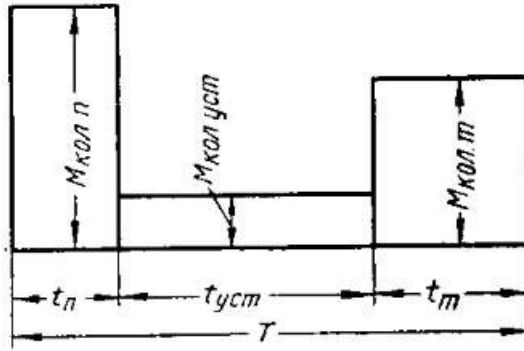


Рис.27 – План завантаження механізму повороту.

Кут повороту крана за рівномірного руху.

$$\alpha_{ycm} = 90^0 - (\alpha_n + \alpha_T) = 90^0 - (19,7 + 20) = 50,3^0$$

Час обертання крана за рівномірного руху.

$$t_{ycm} = \frac{\alpha_{ycm} \cdot 60}{n_{кр} \cdot 360} = \frac{50,3^0 \cdot 60}{1,4 \cdot 360^0} = 6сек$$

Загальний час циклу

$$T = t_n + t_{ycm} + t_T = 4,7 + 6 + 4,7 = 15,4сек$$

Частинки відкритої шестерні працюють за повним циклом

$$\lambda_1 = \frac{t_n}{T} = \frac{4,7}{15,4} = 0,305 \quad (1,75)$$

$$\lambda_2 = \frac{t_y}{T} = \frac{6}{15,4} = 0,39$$

$$\lambda_3 = \frac{t_T}{T} = \frac{4,7}{15,4} = 0,3$$

Еквівалентний момент, що крутить, на редукторі при постійній

швидкості визначається за рівнем навантаження (рисунок 27).

$$M_{кол}^{экв} = \sqrt[3,33]{\lambda_1 M_{кол.л}^{3,33} + \lambda_2 M_{кол.у}^{3,33} + \lambda_3 M_{кол.т}^{3,33}}, \quad (1,76)$$

$$M_{кол}^{экв} = \sqrt[3,33]{0,305 \cdot 1670^{3,33} + 0,39 \cdot 55^{3,33} + 0,3 \cdot 1252^{3,33}} = 12860 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Еквівалентний момент, що крутить, в коробці передач

$$M_{ш}^{экв} = \frac{M_{кол}^{экв}}{(u_{он} - 1)\eta_1} = \frac{12860}{(10 - 1) \cdot 0,9} = 1590 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1,77)$$

Конструктивний розрахунок зубчастої передачі проводимо на комп'ютері у програмному комплексі.

З результатами розрахунків можна ознайомитись у додатку (таблиці П9 – П10).

Розрахунок косозубих передач

Момент сил тертя на валу двигуна знижується.

$$M_{дв.тр} = \frac{M_{тр}}{u_m \eta_0} = \frac{550}{571 \cdot 0,7} = 1,37 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1,78)$$

Момент інерції валу.

$$M_{ш}^{ин} = M_{пуск} \frac{I_{к}}{I_{пр}}, \quad (1,79)$$

$$I_{к} = \frac{I_{кр}}{u_m^2 \eta_0} = \frac{147380}{571^2 \cdot 0,7} = 0,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (1,80)$$

$$I_{пр} = 1,15(I_{дв} + I_{муфты} + I_{к}) = 1,15(0,021 + 0,023 + 0,6) = 0,74 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (1,81)$$

де $i_m = 0,023 \text{ кгм}^2$.

$$M_q^{un} = 39 \frac{0,6}{0,74} = 31,6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Загальний момент на похилому валу

$$M_q = M_q^{un} + M_{об.тпр} = 31,6 + 1,37 = 33 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий момент, на валу червяка.

$$M_k = M_q u_{чр} \eta_p = 33 \cdot 57,1 \cdot 0,75 = 1413 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результати розрахунків можна знайти у додатку (таблиця П7).

Крім того, перевіряється опір передачі на межі пружності в залежності від крутного моменту, що передається обмежувальною фрикційною муфтою з коефіцієнтом навантаження 1,2:

$$M_{фр} = 1,2 M_{ном} i_p \eta_p = 1,2 \cdot 24 \cdot 57,1 \cdot 0,75 = 1233 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.3. Вибір муфт

Муфта обмеження крутного моменту розраховується на основі переданого крутного моменту. $M_{фр} = 1233 \text{ Нм}$. Схема представлена на малюнку 28.

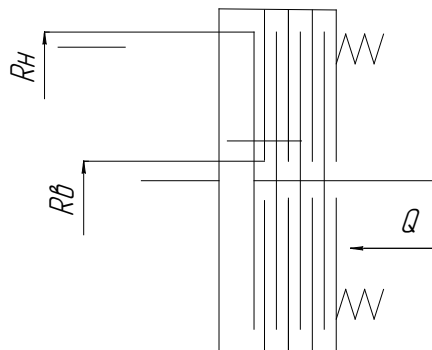


Рис. 28. Схема муфти

Середній радіус поверхні тертя дисків.

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_e}{2} = \frac{14 + 8}{2} = 11 \text{ см},$$

$R_n = 14 \text{ см}$ - Зовнішній радіус диска;

$R_e = 8 \text{ см}$ - Внутрішній радіус диска.

Осьова стискаюча сила, необхідна передачі крутного моменту.

$$M_{\phi p} = 1220 \text{ Нм}$$

$$Q = \frac{10 \cdot M_{\phi p}}{R_{cp} z f} = \frac{10 \cdot 1233}{11 \cdot 8 \cdot 0,1} = 1401 \text{ кг}, \quad (1,82)$$

де z – кількість пар тертя.

Тиск на поверхні, що труться.

$$p = \frac{Q}{\pi(R_n^2 - R_e^2)} = \frac{1401}{\pi(14^2 - 8^2)} = 3,38 \text{ кг} / \text{см}^2. \quad (1,83)$$

Весняне навантаження

$$P_{pab} = \frac{Q}{z_n} = \frac{1401}{6} = 234 \text{ кг}, \quad (1,84)$$

де z_n – кількість пружин.

Максимально допустиме навантаження пружини

$$P_{пред} = \frac{d^3 [\tau]}{2,55 D_{cp} k} = \frac{10^3 \cdot 90}{2,55 \cdot 45 \cdot 1,45} = 540 \text{ кг} > 234 \text{ кг}, \quad (1,85)$$

$d = 10 \text{ мм}$ - Діаметр дроту;

$D_{cp} = 45 \text{ мм}$ - Середній діаметр пружини;

$[\tau] = 90 \text{ кгс} / \text{см}^2$ - допустима напруга кручення для сталі 60С2;

$k = 1,45$ - Коефіцієнт, що враховує взаємозв'язок $\frac{D_{cp}}{d}$.

Хід підвіски при максимальному навантаженні

$$\delta_{пред} = \frac{8D_{cp}^3}{Gd^4} \cdot P_{пред} \cdot n_{раб} = \frac{8 \cdot 45^3}{8000 \cdot 10^4} \cdot 540 \cdot 3 = 14,7 \text{ мм} \quad (1,86)$$

$G = 8000 \text{ кгс} / \text{мм}^3$ - модуль тяги;

$n_{раб} = 3$ - Число робочих витків пружини.

Весняна поїздка за умов завантаженості

$$\delta_{раб} = \frac{P_{раб} \cdot \delta_{пред}}{P_{пред}} = \frac{234 \cdot 14,7}{540} = 6,4 \text{ мм} \quad (1,87)$$

3.4. Вибір гальма

Гальмівний момент визначається за формулою

$$M_{тор} = M_{ин.1} - M_{дв.тр.}, \quad (1,88)$$

$M_{ин.1}$ - Зменшений момент інерції валу двигуна;

$$M_{ин.1} = \frac{M_{ин} \cdot \eta_0}{u_m} = \frac{5516 \cdot 0,7}{571} = 7,2 \text{ Нм}. \quad (1,89)$$

$$M_{тор} = 7,2 - 1,37 = 5,8 \text{ Нм}.$$

Вибираємо гальмо ТКП-100 з гальмівним моментом 20 Нм та виставляємо його на необхідний гальмівний момент.

3.5. Перевірочні розрахунки

3.7.1. Розрахунки щодо перевірки підйомного механізму.

Час розгону та прогріву електродвигуна підйомного крана перевіряємо за середньоквадратичним моментом.

Відповідно до [3, рис. 18] використовується значення η_{PI} . Так визначимо значення ККД під час підйому вантажів, вага яких відповідає відносній частці номінальної величини, зазначеної на ординаті типової діаграми (рис. 4.1 [3]).

Прийmemo, що загальна кількість операцій підйому та опускання за робочий цикл дорівнює 10. Потім за прийнятий робочий цикл вантаж з масою Q піднімають і опускають чотири рази, з масою $0,095 Q$ - три рази, з масою $0,05 Q$ - 3 (див. рис. . 29).

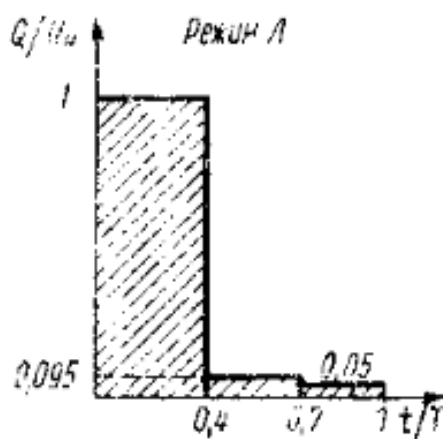


Рис. 29. План навантаження підйомного механізму.

Значення ефективності $\eta_1 = 0,85$; $\eta_2 = 0,5$; $\eta_3 = 0,3$.

Статичні моменти збільшення ТСТ.ПОД та зменшення ТСТ.ПО визначаються за формулами:

$$T_{ст.под1} = \frac{m_{ГР1} \cdot g \cdot r_B}{U_P \cdot U_{II} \cdot \eta_1} = \frac{4000 \cdot 9,81 \cdot 0,13}{32,2 \cdot 2 \cdot 0,85} = 93,2 Нм; \quad (2.1)$$

$$T_{ст.по1} = \frac{m_{ГР1} \cdot g \cdot r_B \cdot \eta_1}{U_P \cdot U_{II}} = \frac{4000 \cdot 9,81 \cdot 0,13 \cdot 0,85}{32,2 \cdot 2} = 67,3 Нм. \quad (2.2)$$

$$T_{ст.под2} = \frac{m_{ГР2} \cdot g \cdot r_B}{U_P \cdot U_{II} \cdot \eta_2} = \frac{380 \cdot 9,81 \cdot 0,13}{32,2 \cdot 2 \cdot 0,5} = 15 Нм$$

$$T_{ст.под2} = \frac{m_{ГР2} \cdot g \cdot r_B \cdot \eta_2}{U_P \cdot U_{II}} = \frac{380 \cdot 9,81 \cdot 0,13 \cdot 0,5}{32,2 \cdot 2} = 3,8 Нм$$

$$T_{ст.под3} = \frac{m_{ГР3} \cdot g \cdot r_B}{U_P \cdot U_{II} \cdot \eta_3} = \frac{200 \cdot 9,81 \cdot 0,13}{32,2 \cdot 2 \cdot 0,3} = 13,2 Нм$$

$$T_{ст.под3} = \frac{m_{ГР3} \cdot g \cdot r_B \cdot \eta_3}{U_P \cdot U_{II}} = \frac{200 \cdot 9,81 \cdot 0,13 \cdot 0,3}{32,2 \cdot 2} = 1,2 Нм$$

r_B - радіус барабана по центральній лінії спірального кабелю.

Моменти інерції мас i -го вантажу, наведені до першої хвилі:

$$I_{ГР1} = \frac{m_{ГР1} \cdot r_B^2}{(U_P \cdot U_{II})^2 \cdot \eta_1} = \frac{4000 \cdot 0,13^2}{(32,2 \cdot 2)^2 \cdot 0,85} = 0,02 кзм^2 \quad (23)$$

$$I_{ГР2} = \frac{m_{ГР2} \cdot r_B^2}{(U_P \cdot U_{II})^2 \cdot \eta_2} = \frac{380 \cdot 0,13^2}{(32,2 \cdot 2)^2 \cdot 0,5} = 0,003 кзм^2$$

$$I_{ГР3} = \frac{m_{ГР3} \cdot r_B^2}{(U_P \cdot U_{II})^2 \cdot \eta_3} = \frac{200 \cdot 0,13^2}{(32,2 \cdot 2)^2 \cdot 0,3} = 0,003 кзм^2$$

Моменти інерції мас, що обертаються навколо першої осі:

$$I_1 = I_{РДВ} + I_M = 0,075 + 0,6 = 0,675 кзм^2.$$

де $I_M = 0,6 кзм^2$ - момент інерції зчеплення з гальмівним диском, що визначається [13, табл. 1.10].

Момент інерції при прискоренні всіх частин механізму, що обертаються, приведений до валу двигуна:

$$I_{BP} = \delta \cdot I_1 = 1,15 \cdot 0,675 = 0,776 кзм^2. \quad (2.4)$$

δ – Коефіцієнт, що враховує інерцію мас, що обертаються, по наступним осям.

У міру прискорення всіх частин, що рухаються, момент інерції валу двигуна зменшується.

Деталі механізму та завантаження і-ї гирі.:

$$I_{MEX1} = I_{BP} + I_{ГР1} = 0,776 + 0,02 = 0,8\text{кгм}^2.$$

Час сталого стану

$$t_{v.под} = \frac{H_{CP}}{v_{под}} = \frac{5,5}{12} = 0,46\text{мин} = 27,5\text{сек}, \quad (2,5)$$

де NSR – середня висота підйому вантажу.

Номинальний крутний момент двигуна

$$T_{ДВ.Н} = \frac{N_{ДВ}}{\omega_{ДВ}} = \frac{11000}{98,4} = 112\text{Нм}.$$

Середній пусковий момент двигуна

$$T_{П.СР} = T_{ДВ.Н} \cdot \psi_{П.СР} = 112 \cdot 1,55 = 173,6\text{Нм}. \quad (2,6)$$

$\psi_{РПС}=1,55$ – кратний середньому пусковому моменту електродвигуна.

Час прискорення для підйому та спуску:

$$t_{Р.ПОД1} = \frac{\omega_{ДВ.ПОД} \cdot I_{MEX1}}{T_{П.СР} - T_{СТ.ПОД1}} = \frac{98,4 \cdot 0,83}{173,6 - 93,2} = 1,02\text{сек}; \quad (2,7)$$

$$t_{Р.ОП1} = \frac{\omega_{ДВ.ОП} \cdot I_{MEX1}}{T_{П.СР} + T_{СТ.ОП1}} = \frac{98,4 \cdot 0,83}{173,6 + 67,3} = 0,34\text{сек}; \quad (2,8)$$

$$t_{Р.ПОД2} = \frac{\omega_{ДВ.ПОД} \cdot I_{MEX}}{T_{П.СР} - T_{СТ.ПОД2}} = \frac{98,4 \cdot 0,83}{173,6 - 15} = 0,52\text{сек};$$

$$t_{Р.ОП2} = \frac{\omega_{ДВ.ОП} \cdot I_{MEX}}{T_{П.СР} + T_{СТ.ОП2}} = \frac{98,4 \cdot 0,83}{173,6 + 3,8} = 0,46\text{сек};$$

$$t_{P.ПОДЗ} = \frac{\omega_{ДВ.ПОД} \cdot I_{МЕХ}}{T_{П.СР} - T_{СТ.ПОДЗ}} = \frac{98,4 \cdot 0,83}{173,6 - 13,2} = 0,51 \text{сек};$$

$$t_{P.ОПЗ} = \frac{\omega_{ДВ.ОП} \cdot I_{МЕХ}}{T_{П.СР} + T_{СТ.ОПЗ}} = \frac{98,4 \cdot 0,83}{173,6 + 1,2} = 0,47 \text{сек};$$

Ефективний момент, що крутить:

$$T_{CP} = \sqrt{\frac{T_{П.СР}^2 \cdot \sum t_{P,i} + t_{Y.ПОД} \cdot \sum T_{СТ.ПОД,i}^2 + t_{Y.ОП} \cdot \sum T_{СТ.ОП,i}^2}{\beta \cdot \sum t_{P,i} + \sum t_{Y.ПОД} + \sum t_{Y.ОП}}} \quad (2,9)$$

$$T_{CP} = \sqrt{\frac{173,6^2 \cdot (4 \cdot 1,02 + 4 \cdot 0,34 + 3 \cdot 0,52 + 3 \cdot 0,46 + 3 \cdot 0,51 + 3 \cdot 0,47) + 27,5 \cdot (4 \cdot 93,2^2 + 3 \cdot 15^2 + 3 \cdot 13,2^2) + 25,5 \cdot (4 \cdot 67,3^2 + 3 \cdot 3,8^2 + 3 \cdot 1,2^2)}{1 \cdot (4 \cdot 1,02 + 4 \cdot 0,34 + 3 \cdot 0,52 + 3 \cdot 0,46 + 3 \cdot 0,51 + 3 \cdot 0,47) + (27,5 \cdot 10) + (25,5 \cdot 10)}} = 57,5 \text{Нм}$$

де - коефіцієнт погіршення умов охолодження двигуна на етапі запуску.

Умова $TSR < TDV \cdot N$ виконана.

Сумарна потужність двигуна

$$N_{CP} = \frac{T_{CP} \cdot n_{ДВ}}{9550} = \frac{57,5 \cdot 940}{9550} = 5,67 \text{кВт}. \quad (2.10)$$

Якщо умова випробування $N_{CP} < N_{ДВ}$ відповідає, а це означає, що двигун не перегрівається.

3.7.2. розрахунки механізму переміщення.

Максимально допустиме прискорення в залежності від зчеплення коліс із трасою визначається за формулою:

$$[a]_{\max} = g \cdot \left[\left(\frac{z_{\text{ип}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{f \cdot d}{D_{\kappa}} \right) - (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{k_p}{D_{\kappa}} \right) \right], \quad (2.11)$$

де $z_{пр} = 2$ – кількість провідних коліс; $z = 4$ – загальна кількість коліс; $\varphi = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення між колесом та стійкою для механізмів, що працюють у закритих приміщеннях; $\text{до}_{\varphi} = 1,2$ – коефіцієнт запасу міцності муфти.

$$[a]_{\max} = 9,81 \cdot \left[\left(\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 0,04}{0,12} \right) - (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,04) \cdot \frac{2,5}{0,12} \right) \right] = 0,78 \text{ м/с}^2.$$

Мінімально допустимий час запуску в залежності від стану зчеплення:

$$[t_n]_{\min} = \frac{V_m^{\phi}}{[a]_{\max}} = \frac{0,2}{0,78} = 0,26 \text{ Кін. (2.12)}$$

Фактичний час випуску шасі без навантаження:

$$t_n = \frac{1,25 \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (\Gamma_{\text{срп}} - \Gamma_{\text{с}})} + \frac{9,55 \cdot m_n \cdot (V_r)^2}{n_{\text{дв}} \cdot (\Gamma_{\text{срп}} - \Gamma_{\text{с}}) \cdot \eta_m}, \quad (2.13)$$

$$t_n = \frac{1,25 \cdot 0,012 \cdot 1350}{9,55 \cdot (8,9 - 2,2)} + \frac{9,55 \cdot 500 \cdot 0,2^2}{1350 \cdot (8,9 - 2,2) \cdot 0,85} = 0,34 \text{ З,}$$

Фактичний розгін механізму без навантаження під час запуску:

$$a_{\phi} = \frac{V_m^{\phi}}{t_n} = \frac{0,2}{0,34} = 0,58 \text{ м/с}^2 < [a]_{\max} = 0,78 \text{ м/с}^2. \quad (2.14)$$

Перевірка фактичного резерву зчеплення:

Визначте загальне навантаження на провідні колеса у порожньому стані.:

$$F_{np} = m_m \cdot \frac{z_{np}}{z} \cdot g = 500 \cdot \frac{2}{4} \cdot 9,81 = 2452,5 \text{ Н.}$$

Опір руху механізму без навантаження:

$$W_x = 0,03 \cdot 5000 = 150 \text{ Н.}$$

Реальний запас зчеплення:

$$k_\varphi = \frac{F_{np} \cdot \varphi}{W_x + m_m \cdot g \cdot \left(\frac{a_\phi}{g} - \frac{z_{np}}{z} \cdot f \cdot \frac{d}{D_\kappa} \right)}, \quad (2,15)$$

$$k_\varphi = \frac{2452,5 \cdot 0,2}{150 + 500 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,58}{9,81} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{4}{12} \right)} = 1,26 > 1,2$$

3.7.3. Розрахунки для перевірки поворотного механізму

Вибраний двигун перевіряється на номінальну швидкість під час прискорення:

$$t_p = \frac{n_{об} \cdot \left[1,2 \cdot (I_p + I_m) + \frac{\sum I_{м.п.ч}}{u_{мех}^2 \cdot \eta_{мех}} \right]}{9,55 \cdot \left(T_{сп.п.} - \frac{T_{мп}}{u \cdot \eta_{мех}} \right)} = \frac{800 \cdot \left[1,2 \cdot (0,021 + 0,02) + \frac{147380}{571^2 \cdot 0,75} \right]}{9,55 \cdot \left(22,6 - \frac{550}{571 \cdot 0,75} \right)} = 3,2 \text{ с.} \quad (2,16)$$

Для збільшення часу розгону можна встановити муфту обмеження моменту, що крутить.

Вибране гальмо має забезпечувати час гальмування, приблизно відповідний часу розгону $t = t$.

Час гальмування крана з вантажем визначається за такою формулою.

$$t_m = \frac{n_{об} \cdot \left[1,2 \cdot (J_p + J_m) + \frac{\sum J_{м.п.ч}}{U^2} - \eta_{мех} \right]}{9,55 \cdot \left(T_m + T_m \cdot \frac{\eta_{мех}}{U} \right)} = \frac{800 \cdot \left[1,2 \cdot (0,021 + 0,02) + \frac{147380}{571^2} - 0,75 \right]}{9,55 \cdot \left(5,9 + 5,9 \cdot \frac{0,75}{571} \right)} = 3,5 \text{ с.} \quad (2,17)$$

Стан $t_p \approx t_m$ бігати. Гальмо було обрано правильно.

3.6. Розрахунок металевих конструкцій.

Розрахунок проведемо за методикою та схемами, представленими в [4].

Визначення основних розмірів.

Спочатку розрахуємо розміри основних елементів за методикою, описаною в [7].

Висота секції стріли:

$$h' = \sqrt[4]{QL^2} = \sqrt[4]{40000 \cdot 5500^2} = 1048 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Ми приймаємо висоту = 1000 мм.

Ширина секції стріли:

$$b' = 0,5h = 0,5 \cdot 1000 = 500 \text{ мм.} \quad (3.2)$$

Ми приймаємо $b = 500$ мм.

Товщина стінки:

$$\delta_{cm} = (1/100 \dots 1/160)h = (1/100 \dots 1/160)1000 = 8 \text{ мм.} \quad (3.3)$$

Товщина верхньої планки:

$$\delta_{ng} = (1,25 \dots 1,6)\delta_{cm} = (1,25 \dots 1,6) \cdot 8 = 12 \text{ мм.} \quad (3.4)$$

Навантаження на колесо перемикачів передач:

$$F_n = 0,25(K_Q \cdot Q + K_G \cdot G_{мел}) = 0,25(1,4 \cdot 40000 + 1,1 \cdot 5000) = 15375 \text{ Н}$$

Товщина нижньої планки:

$$\delta_{nn} = \sqrt{\frac{3F_n}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 15375}{140}} = 18 \text{ мм.} \quad (3,5)$$

Висота відповідної секції:

$$h_{\text{екв}} = 0,4h + \frac{h - 0,4h}{3} \cdot 2 \approx 0,8h = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ мм.}$$

Перетин показано на рис.

Момент інерції визначається зневагою до моменту інерції, властивим ременям:

$$J_x = 600 \cdot 18 \cdot 300^2 + \frac{2 \cdot 8 \cdot 972^3}{12} + 972 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 44,5^2 + 500 \cdot 12 \cdot 650^2 = 4624 \cdot 10^6 \text{ мм}^4 = 462 \cdot 10^3 \text{ см}^4.$$

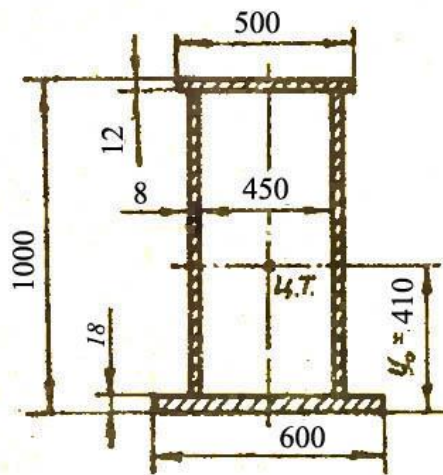


Рис. 30. Область компоновки консолі.

Відстань між нижнім фланцем та горловиною гака (~1200 мм) визначається аналогічно аналогічним конструкціям. Отже, висота колони.

$$H_{\text{кол}} = H + 1,2 = 10 + 1,2 = 11,2 \text{ м.}$$

Діаметр мобільної колони

$$D_{\text{кол}} = 0,634 \sqrt[4]{Q \cdot L \cdot H_{\text{кол}}} = 0,634 \sqrt[4]{40000 \cdot 5500 \cdot 11200} = 760 \text{ мм.} \quad (3,6)$$

Ми приймаємо $D_{\text{col}} = 700 \text{ мм.}$

Товщина стінки колони

$$\delta_{\text{кол}} = (0,05 \dots 0,08) D_{\text{кол}} = (0,05 \dots 0,08) \cdot 700 = 40 \text{ мм.} \quad (3,7)$$

Момент інерції колони

$$J_{\text{кол}} = 0,32 \cdot D_{\text{кол}}^3 \cdot \delta_{\text{кол}} = 0,32 \cdot 700^3 \cdot 40 = 5618 \cdot 10^6 \text{ мм}^4 = 561 \cdot 10^3 \text{ см}^4.$$

Визначення ваги

Вага стріли

$$G_c \approx 2 \cdot 10^{-6} \cdot L \cdot l_{\text{ст}} \cdot \sqrt{Q} = 2 \cdot 10^{-6} \cdot 5500 \cdot 6000 \cdot \sqrt{40000} = 13200 \text{ Н.}$$

Координати центру тяжкості стрілки.

$$x_c \approx 0,4 \cdot L = 0,4 \cdot 5500 = 2200 \text{ мм.}$$

Вага мобільної колони

$$G_{\text{кол}} \approx 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot D_{\text{кол}} \cdot \delta_{\text{кол}} \cdot H_{\text{кол}} = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 700 \cdot 40 \cdot 11000 = 83600 \text{ Н.}$$

Фіксована вага стовпця

$$G_{\text{колн}} \approx 0,5 \cdot G_{\text{колн}} = 83600 \cdot 0,5 = 41800 \text{ Н.}$$

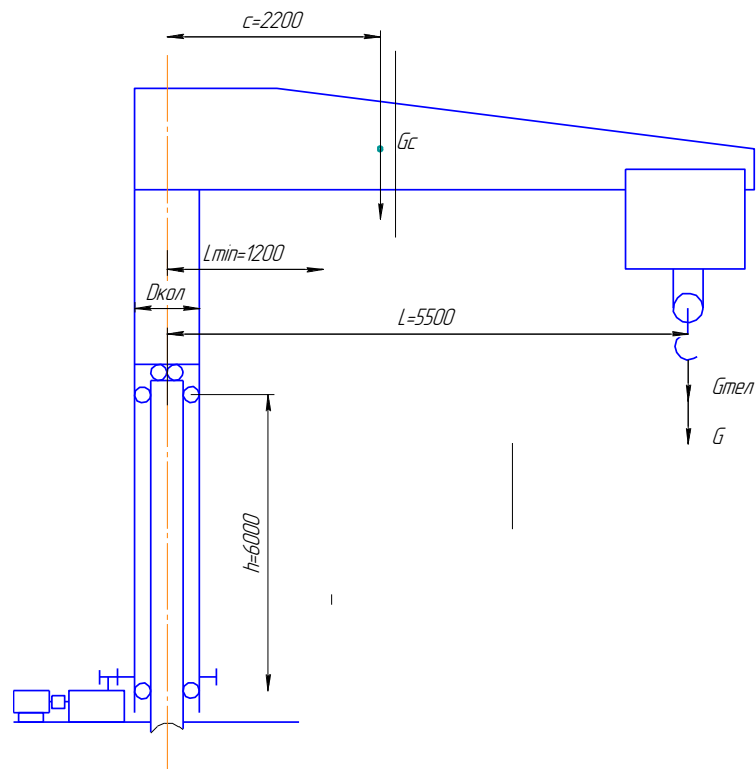


Рис. 31. Схема крана, що обертається.

Випробування опору

Згинальний момент на консолі крана:

$$M_{изз} = (Q + G_0)(L - \frac{D_{кол}}{2}) + G_c(c - \frac{D_{кол}}{2}), \quad (3,8)$$

$$M_{изз} = (4000 + 500)(550 - 35) + 1320(220 - 35) = 254424 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зсувний момент опору

$$W = \frac{J_x}{y_{\max}} = \frac{462 \cdot 10^3}{50} = 9240 \text{ см}^3.$$

Матеріал – Сталь $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$.

Згинальна напруга

$$\sigma = \frac{M_{изз}}{W} = \frac{254424}{9240} = 27,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}.$$

Згинальний момент, що діє на колону, що обертається:

$$M_{изз1} = (Q + G_0)L + G_c c = (4000 + 500)550 + 1320 \cdot 220 = 276540 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опірний згинальний момент:

$$W_{изз} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} = \frac{\pi(70^4 - 62^4)}{32 \cdot 70} = 12943 \text{ см}^3.$$

Згинальна напруга

$$\sigma_{изз} = \frac{M_{изз1}}{W_{изз}} = \frac{276540}{12943} = 21,4 \text{ МПа}.$$

Сила, що стискає колону $R_V = 14216,4 \text{ кг}$.

Площа поперечного перерізу стійки:

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(70^2 - 62^2)}{4} = 829 \text{ см}^2. \quad (3,9)$$

Стискаюча напруга

$$\sigma_{сж} = \frac{R_V}{F} = \frac{142164}{0,0829} = 1,7 \text{ МПа}.$$

Крутний момент, що діє на етапі запуску.

$$M_{\text{кол.п}} = 16700 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Крутний момент:

$$W_{\text{кр}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D} = \frac{\pi(70^4 - 62^4)}{16 \cdot 70} = 25887 \text{ см}^3.$$

Крутильна напруга

$$\tau = \frac{M_{\text{кол.п}}}{W_{\text{кр}}} = \frac{16700}{25887} = 0,64 \text{ МПа.}$$

Повна напруга

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_{\text{узг}} + \sigma_{\text{сжс}})^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(21,4 + 1,7)^2 + 4 \cdot 0,64^2} = 23,1 \text{ МПа.}$$

Розрахунок фіксованого стовпця.

Горизонтальна сила опору нерухомій колоні (рис. 32)

$$H_1 = \frac{R_H L}{h} = \frac{46423 \cdot 6}{0,4} = 696345 \text{ Н.}$$

згинальний момент

$$M_{\text{узг}} = H_1 l = 696345 \cdot 0,35 = 243720 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Опірний згинальний момент:

$$W_{\text{узг}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} = \frac{\pi(45^4 - 36^4)}{32 \cdot 45} = 5280 \text{ см}^3$$

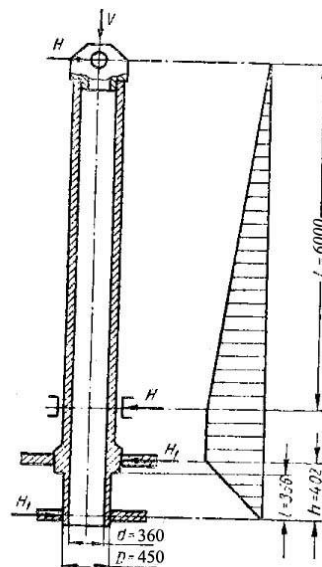


Рис. 32. Розрахункова схема масивної колони.

Матеріал: сталь Ст.3, $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$.

Згинальна напруга

$$\sigma = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}} = \frac{243720}{5280} = 46,2 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}.$$

Через низьку швидкість ($n_{cr} = 1,4 \text{ хв-1}$) підшипники випробовуються тільки на допустиме статичне навантаження.

Упорний шарикопідшипник 8124. Допустиме статичне навантаження $Q_{\text{stat}} = 19300 \text{ кг}$. Фактичне навантаження $P_B = 14216 \text{ кг}$.

Підшипник роликовий радіальний 2192. Допустиме статичне навантаження $Q_{\text{stat}} = 165000 \text{ кг}$.

Визначення стрілок.

Прогин консолі залежно від ваги вантажу, ваги підйомника та власної ваги (рис. 33):

$$\delta_1 = \frac{(Q + G_0)l^3}{3EJ} + \frac{G_c l^3}{8EJ} = \frac{(4000 + 550) \cdot 512^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 462 \cdot 10^3} + \frac{1320 \cdot 512^3}{8 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 462 \cdot 10^3} = 0,23 \text{ см} \quad (3.10)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\delta_1}{l} = \frac{0,22}{512} = 0,0004; \quad \alpha_1 = 0,0230 \quad (3.11)$$

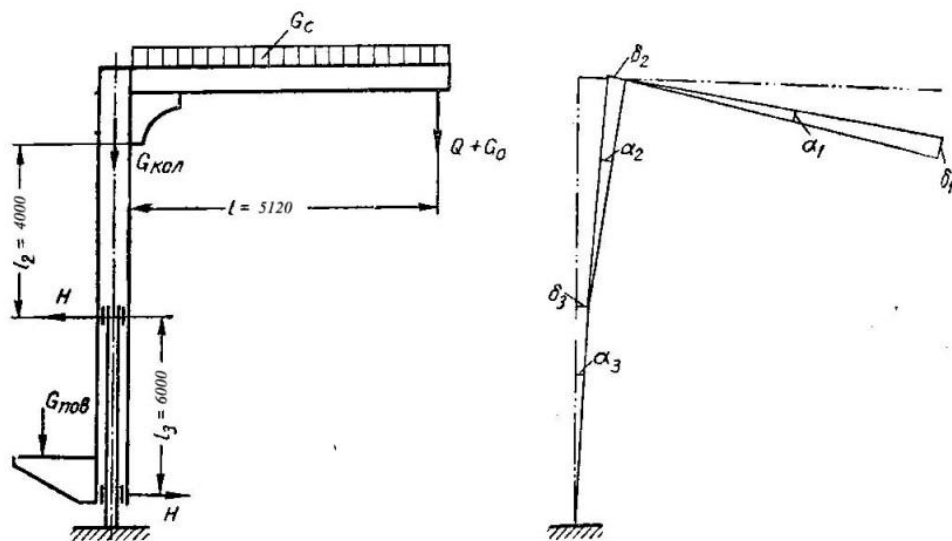


Рис. 33. Схема навантаження металоконструкцій краном.

Прогин обертової колони на ділянці І2

$$\delta_2 = \frac{M_{\text{взв}} l_2^2}{2EJ} = \frac{2765400 \cdot 400^2}{2 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 561 \cdot 10^3} = 0,18 \text{ см}$$

$$\text{tg} \alpha_2 = \frac{\delta_2}{l_2} = \frac{0,18}{400} = 0,00045; \quad \alpha_2 = 0,0270$$

Відхилення обертової колони на ділянці І3

$$\delta_3 = \frac{R_H l_3^3}{3EJ} = \frac{4642 \cdot 600^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 561 \cdot 10^3} = 0,27 \text{ см}$$

$$\text{tg} \alpha_3 = \frac{\delta_3}{l_3} = \frac{0,27}{600} = 0,00045; \quad \alpha_3 = 0,0270$$

Прогин суцільної колони

$$\delta_H = \frac{R_H l_3^3}{3EJ} = \frac{4642 \cdot 600^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 118 \cdot 10^3} = 1,3 \text{ см}$$

$$\text{tg} \alpha_H = \frac{\delta_3}{l_3} = \frac{1,3}{600} = 0,0021; \quad \alpha_H = 0,1070$$

Загальний кут відхилення

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_H = 0,023 + 0,027 + 0,027 + 0,107 = 0,184^\circ$$

Повний прогин кінця консолі

$$\delta = 512 \cdot \text{tg} \alpha = 1,64 \text{ см.}$$

3.7. Обґрунтування та вибір мастильних матеріалів.

В електроциліндрі, механізмі руху та черв'ячній передачі поворотного механізму застосований найпростіший спосіб змащення - безпотоковий картерний (занурення зубів шестерні в масло, залите в картер). Такий спосіб змащення був обраний тому, що кругові швидкості не перевищують 12...15 м/с.

Згідно з рекомендаціями, менше колесо повинне бути занурене в масло не менше ніж на дві висоти зубів, а мінімальна відстань між верхом зубів і низом масляної ванни повинна бути не менше (5 ÷ 10) мр.

Для мастила редуктора використовуємо трансмісійну олію ТМ-3-9.

ГОСТ 17472-85, з кінетичною в'язкістю. $\nu_{30^\circ} = 35..47$.

Для змащення підшипників, а також відкритої зубчастої передачі механізму обертання використовуємо наступне мастило, оскільки окружна швидкість валів менше 3 м/с: Літол-24 ГОСТ 21150-87.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ І ВИБІР ПРИСТРОЇВ ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ БЕЗПЕЧНУ ЕКСПЛУАТАЦІЮ КРАНА

4.1. Пристрої, що забезпечують безпечну роботу крана.

Для забезпечення експлуатаційної безпеки моторні тельфери обладнуються запобіжними пристроями, що автоматично спрацьовують. Ці пристрої забезпечують наступне: механізм підйому вантажу та механізм підйому стріли зупиняються до того, як вантажоприймальний елемент і стріла досягнуть упору, що механізм переміщення крана візка має швидкість руху 32 м/хв більше при наближенні до зупиняється. 1; механізм переміщення витягу при наближенні до іншої машини, що працює з ним на одному шляху; Поворотний механізм (для нереверсивних машин) при наближенні обертової частини до кінцевого положення; механізм висунення телескопічної частини; Механізм підйому кабіни.

Інші типи обмежувачів висоти підйому застосовуються на стрілах та електротельферах (рис. 33). 4 з контргайкою. Підвіска знаходиться у верхньому положенні. 5 Підніміть важіль 2 і розімкніть контакти вимикача 1, повернувши та натиснувши на шарнірний стрижень 6 його кулачок.

При проектуванні обмежувачів висоти підйому слід враховувати, що кінцевий вимикач підйому повинен зупиняти підйомний елемент без навантаження на відстані не менше 50 мм від верхнього упору для електротельферів та 200 мм для решти підйомників.

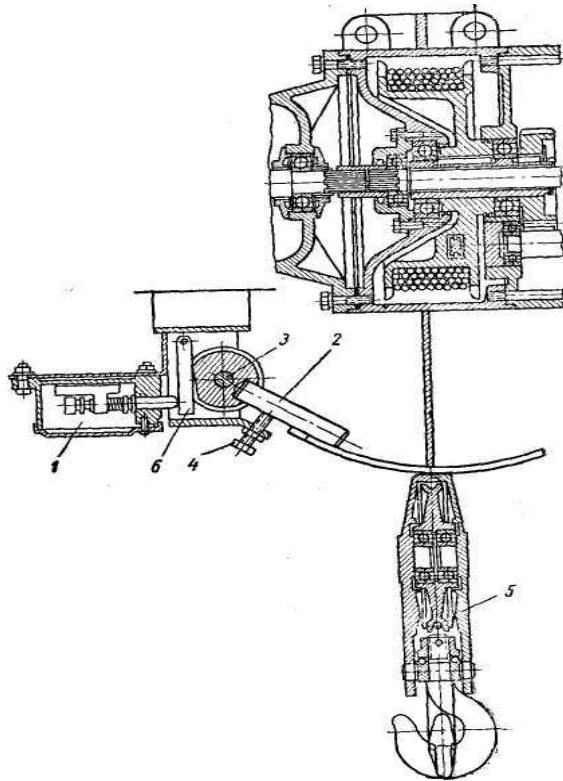


Рис. 33. Електричний обмежувач висоти підйому підвіски підйомника.

Деактивація механізмів руху підйомника візка, а також механізмів повороту здійснюється за допомогою нормально замкнутих кінцевих вимикачів, на важелі яких діють спеціальні правила. Чиним, щоб електродвигун зупинявся на відстані від упору, відповідному щонайменше половині гальмівного шляху шасі.

При експлуатації підйомника та іншого вантажопідіймального обладнання необхідно вживати заходів щодо запобігання підйому вантажів, маса яких перевищує номінальну вантажопідйомність. До обов'язкових технічних заходів при цьому належать спеціальні пристрої – обмежувачі навантаження (рис.). Обмежувач ВОТ монтується безпосередньо на нерухомій гілці вантажного троса безпосередньо під підйомною конструкцією.

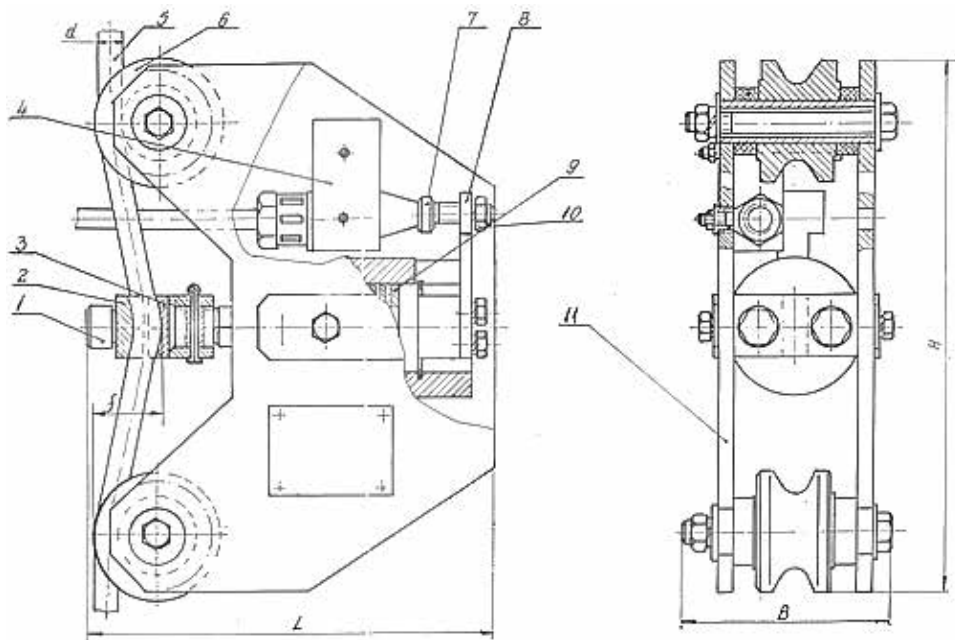


Рис. 34. Обмежувач навантаження типу ВГД.

Обмежувач навантаження налаштовується з урахуванням динаміки електротельфера, що забезпечує швидку роботу: вантаж практично не відривається від землі. Блокування підйому не впливає на керування спуском, необхідне для розблокування системи. Обмежувач ОТ складається з корпусу з вбудованим регульованим мікровимикачем, двох напрямних роликів і двох притискних болтів зі стопорною штангою. При збиранні гілка зарядного троса пропускають між болтами і притискають стрижень до роликів. Щоб мотузка не зісковзнула і не пошкодилася, усередині стрижня є спеціальний отвір для кріплення. При затягуванні гвинтів гілка каната згинається поперемінно між двома роликами та стрижнем. Однак під дією навантаження мотузка знову розпрямляється і тягне назад стрижень, болти якого прикріплені до корпусу пружинними шайбами. При повному натягу троса мікроперемикач, механічно пов'язаний з пружинним вузлом, розмикає свої контакти ланцюга контактора ліфта. Після спрацювання мікроперемикача підйом вантажу вже неможливий.

4.2. Правила безпечної роботи із краном.

Кранівник зобов'язаний:

- знати вимоги до правил;
- знати інструкції кранівника та інструкції виробника з монтажу та експлуатації крана;
- знати безпечні способи стропування, підвішування та зберігання вантажів;
- контролювати роботу стропальника;
- Перевірити наявність запобіжних пристроїв та пристроїв та про виявлені несправності повідомити особу, відповідальну за безпечне виконання кранових робіт.
- Виконуйте кранові роботи лише в тому випадку, якщо вас про це попросить стропальник.
- Визначте вантажопідйомність крана для кожного радіусу стріли за допомогою індикатора вантажопідйомності.
- Перед тим, як піднімати вантаж, повідомте стартеру і всім, хто знаходиться на крані, що вони повинні залишити станину.

СПИСОК ВИКОРСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Подъемно-транспортные машины : метод. указания к практическим занятиям для студентов специальности 1–36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» : в 2 ч. /Сост. В. И. Иванов, А. Н. Костюшко. – К, 2012. – Ч. 1. – 33 с.
2. Подъемно-транспортные машины : метод. указания к курсовому проектированию для студентов специальности 1–36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / Сост. А. Н. Костюшко. –: К, 2008. – 15 с.
3. Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / С. А. Казак [и др.] ; под ред. С. А. Казака. – М. : Высш. шк., 1989. – 319 с. : ил.
4. Руденко, Н. Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: Атлас конструкций / Н. Ф. Руденко, М. П. Александров, А. Г. Лысяков. – М.: Машиностроение, 1996. – 324 с.
5. Александров, М. П. Подъемно–транспортные машины: учебник для вузов / М. П. Александров. – М.: Высш. шк., 1972. – 214 с.
6. Иванченко, Ф. К. Расчеты грузоподъемных и транспортных машин/Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, В. Я. Барабанов. Киев: Вища шк., 1978. – 576 с.
7. Снесарев, Г.А. Проектирование и расчет металлоконструкций подъемно-транспортных машин: учебное пособие / Г.А. Снесарев, В.П. Тибанов. – М: ВТУ им. Баумана, 1985. – 55с.
8. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов-К.:2006.-123с.

ДОДАТКИ