

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) **К**ОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

УДК 621.874

ПОГОДЖЕНО **ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

Декан факультету (Директор ННІ) **З**авідувач кафедри

конструювання та дизайну **к**онструювання машин і обладнання

(назва факультету (ННІ)) (назва кафедри)

Зиновій **Р**УЖИЛО **В**ячеслав **Л**ОВЕЙКІН

(підпис) (ПІБ) (підпис) (ПІБ)

“ __ ” _____ 2023 р. “ __ ” _____ 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА ДЛЯ

РЕМОНТНОЇ МАЙСТЕРНІ

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(код і назва)

Освітня програма Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарських виробництв

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми **А**ндрій **Р**ОВНИЦЬКИЙ

к.т.н., доцент (науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., професор (науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ) **В**ячеслав **Л**ОВЕЙКІН

к.т.н. (науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ) **А**настасія **Л**ЯШКО

Виконав **Р**оман **Б**ОРИСОВ

(підпис) (ПІБ студента)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ФНП) **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
конструювання машин і обладнання
д.т.н., професор **Вячеслав ЛОВЕЙКІН**
(науковий ступінь, підпис) (ПБ)
вчене звання)
“29” березня 2023 року

ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ
Борисов Роман Євгенійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування
(код і назва)

Освітня програма Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва
(назва)

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

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ
МОСТОВОГО КРАНА ДЛЯ РЕМОНТНОЇ МАЙСТЕРНІ**

затверджена наказом ректора НУБіП України від “28” березня 2023 р. № 464 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2023.11.01
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема застосування
підйомника, вантажопідйомність, висота підйому

Перелік питань, які потрібно розробити:

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Проаналізувати існуючі конструкції мостових кранів.
2. Розробити і розрахувати конструкцію мостового крана згідно вихідних даних.
3. Провести динамічний аналіз руху механізму підйому.
4. Оптимізувати режим пуску механізму підйому.
5. Розробити заходи з охорони праці.
6. Провести економічні розрахунки

Дата видачі завдання “29 березня 2023 р.

Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи

Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анастасія ЛЯШКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання
(підпис)

(прізвище та ініціали студента)

Роман БОРИСОВ

РЕФЕРАТ

В магістерській кваліфікаційній роботі розроблено конструкцію, проведено динамічний аналіз та оптимізацію режиму руху мостового крана загального призначення для виконання ремонтних робіт в майстерні.

У першому розділі проведено пошук та аналіз існуючих конструкцій, а також здійснено аналіз і технічні рішення конструкцій елементів механізму підйому.

У другому розділі розроблено конструкцію мостового крана для ремонтної майстерні та проведено необхідні розрахунки. представлені задачі технічного обслуговування та організація ремонтів крану. Були проведені експериментальні спостереження за складовими частинами крану.

У третьому розділі здійснено динамічний аналіз режиму руху механізму підйому вантажу. В результаті проведеного аналізу виявлені значні динамічні навантаження коливального характеру в елементах привою механізму підйому вантажу.

У четвертому розділі для зменшення динамічних навантажень та усунення коливань здійснено оптимізацію режиму пуску механізму підйому вантажу.

У розділі “Економічна частина” здійснено техніко-економічне обґрунтування розробленої конструкції крану та розрахована собівартість впровадження технічного рішення.

У розділі “Охорона праці” представлені заходи з охорони праці та безпека надзвичайних ситуацій при роботі крана.

Ключові слова: мостовий кран, механізм підйому, динамічний аналіз, оптимізація.

НУБІП України

ЗМІСТ	
ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ	2
РЕФЕРАТ	4

ЗМІСТ	
ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ПРОТОТИПИ ТА ПАТЕНТНИЙ ПОШУК	7

1.1 Наявні складові питання вантажопідійомних машин, задачі та ціль магістерської роботи.	9
1.2 Пошук прототипів та їх аналогів.	11
1.3 Патентний пошук та аналіз існуючих конструкцій. Аналіз та технічні рішення конструкцій елементів механізму підйому крана	15

2.1. Удосконалення та розрахунок підйомного механізму крана	28
2.2. Оптимізація режиму роботи крана	30
2.3. Розрахунок ведучого тягового органу механізму підйому вантажу	31

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	78
5.1. Техніко-економічне обґрунтування проекту крана МК-40/8т	78
5.2. Розрахунок собівартості впровадження технічного рішення	80
5.3. Розрахунок техніко-економічних показників	82

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ	85
6.1. Охорона праці та безпека надзвичайних ситуацій	85

ВИСНОВОК	93
-----------------	----

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	92
ДОДАТКИ	92

ВСТУП

З метою підвищення продуктивності технологічних процесів значна роль приділяється підйомно-транспортному обладнанню у виробничих підрозділах, перед якими поставлена задача широкого упровадження комплексної механізації й автоматизації виробничих процесів, зменшення ручних вантажно-розвантажувальних робіт і ліквідації важкої ручної праці при виконанні основних і допоміжних виробничих операцій.

Сучасні поточкові технологічні й автоматизовані лінії, міжцеховий і внутрішньо-цеховий транспорт, вантажно-розвантажувальні операції органічно зв'язані з застосуванням різноманітних вантажопідйомних машин і механізмів, що забезпечують безперервність, інтенсивність виробничих процесів.

Правильний вибір вантажопідйомного устаткування є основним чинником нормальної роботи і високої ефективності виробництва.

З основних конструктивних тенденцій у підйомно-транспортному машинобудуванні слід зазначити наступне:

створення якісних нових вантажопідйомних машин і механізмів;

підвищення вантажопідйомності вантажопідйомних машин при одночасному значному зниженні їхньої маси завдяки застосуванню нових кінематичних схем, більш сучасних методів розрахунку, нових раціональних профілів металу, нових матеріалів;

збільшення продуктивності різних видів устаткування завдяки запровадженню широкого регулювання швидкостей механізмів, автоматичного, напівавтоматичного і дистанційного керування, спеціальних і інших піднімальних агрегатів, а також створення поліпшених умов праці крановщиків;

підвищення надійності та довговічності роботи машини і їхніх елементів шляхом розробки нових конструктивних рішень, застосування нових утончених методів розрахунку і матеріалів з поліпшеними фізико-механічними властивостями.

В магістерській роботі пропонується обґрунтування параметрів мостового крана загального призначення. Кран визначається в групі кранів загального призначення в групу спеціальних кранів, тому необхідна установка додаткових гальм на головний і допоміжний механізми підйому. Модернізація дозволить скоротити витрати на придбання нового крана.

Для вирішення поставленої задачі в магістерській роботі поставлені такі завдання:

- аналіз можливих шляхів реконструкції;
- підбір відповідних елементів приводу механізмів;
- провести необхідні розрахунок;
- пошук прототипів та їх аналогів;
- патентний пошук та аналіз існуючих конструкцій;
- аналіз технічних рішень конструкцій елементів механізму підйому; кр
- удосконалити та розрахувати підйомний механізм крана
- оптимізувати режим роботи крана;
- техніко-економічне обґрунтування проекту крана;
- розрахунок собівартості впровадження технічного рішення;
- розрахунок техніко-економічних показників;

Отже, підйомно-транспортні машини працюють при циклічному навантаженні, при цьому перехідні режими руху механізму переміщення крана займають значну долю від всієї тривалості робочого циклу. Важливим резервом підвищення ефективності роботи крана є оптимізація режимів руху механізму переміщення крана (кранового візка). Це дозволяє знизити динамічні навантаження на елементи конструкції, зменшити енергетичні витрати на приведення механізму у рух, підвищити зручність та безпечність експлуатації крана у цілому. Таким чином, для механізму переміщення крана необхідно

провести синтез законів руху, який би забезпечував мінімізацію небажаних показників та максимізацію бажаних.

Варто відзначити, що продуктивність, надійність, а також зручність експлуатації вантажопідйомних кранів багато в чому залежать від коливань підвішеного на гнучкому підвісі вантажу. Усунення коливань вантажу та інших елементів конструкції крана (кранової балки, елементів приводу) дозволяє забезпечити роботу механізму переміщення крана з меншими навантаженнями, що позитивно впливає на довговічність та надійність їх елементів.

Варіаційне числення та динамічне програмування використовуються для визначення оптимальних керувань за квадратичними інтегральними та термінальними функціоналами якості руху системи. У випадку використання динамічного програмування дається синтезувати оптимальне керування рухом системи у вигляді зворотного зв'язку. Обмеження на керування забезпечуються шляхом „обрізання” функції керування на границі області її допустимих значень, що перетворює оптимальне керування у квазіоптимальне. При цьому відбувається незначне подовження перехідного процесу.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1. Аналіз конструкцій мостових кранів

НУБІП України

1.1. Складові мостових кранів

Мостові крани можуть бути спроектовані та виготовлені в будь-яких конфігураціях, а різні компоненти можуть бути замінені або сконструйовані для покращення їх пропускної здатності та продуктивності.

Щоб краще зрозуміти деякі терміни, які ми будемо використовувати пізніше, коли будемо описувати різні типи мостових кранів, ми обговоримо різні частини та компоненти крана, а також те, як вони можуть впливати на продуктивність і дизайн.

НУБІП України

ГАК (рис. 1.1)

Піднятий вантаж підтримується за допомогою гака, який з'єднується з підйомником.

НУБІП України

НУБІП України



Рис. 1.1. Гак

НУБІП України

Таль (рис. 1.2)

Таль – це те, що піднімає та утримує, піднімає або спускає вантаж за допомогою тросу або ланцюга. Таль можуть працювати вручну (вручну), електрикою або стисненим повітрям (пневматичні).

НУБІП України

НУБІГ



ІІНИ

НУБІГ

ІІНИ

НУБІП

Рис. 1.2 Підйомник

України

ВІЗОК (рис. 1.3)

Візок підтримує підйомник і рухається горизонтально вздовж мосту крана,

щоб розташувати підйомник і так перед підняттям або опусканням вантажу.

Візки можна сконфігурувати в конструкції під ходом або зверху

НУБІП

України

НУБІГ



ІІНИ

НУБІГ

ІІНИ

Рис. 1.3. Візок

НУБІП

України

МІСТ (рис. 1.4)

Несуча балка, що проходить по ширині будівлі. Це основний конструктивний компонент, який з'єднує колони та переміщує підйомник вперед

і назад за допомогою візка. Міст може складатися з однієї або двох балок -

частіше їх називають однопрогоною або подвійною прогоною

конструкцією. Прогони можуть бути виготовлені зі сталеного прокату або

можуть бути виготовлені шляхом зварювання балок у конструкцію сталеної

коробки.



Рис. 1.4 Міст

Колони (рис. 1.5)

По чому рухається мостовий кран, щоб перемістити кран вгору та вниз по бухтах. Зазвичай вони є частиною будівельної конструкції, як балки, і є два (2) на кожну систему підйомних мостових кранів.

НУБІП У КРАЇНИ



Рис. 1.5. Колони

КОЛІ (рис. 1.6)

Рейка, що підтримується колоною, по якій рухається кран. Крани з верхнім ходом зазвичай працюють на рейках. Козлові крани також можуть використовувати рейкову або гусеничну систему, встановлену на підлозі, для переміщення мосту вперед і назад.



Рис. 1.6. Колії

КІНЦЕВИЙ ВІЗОК (рис.1.7)

Кінцеві візки, розташовані по обидві сторони мосту, пересувають міст вгору та вниз колони за допомогою ряду коліс, які їздять по рейці. Кожен кінцевий візок може мати конфігурацію з 2, 4 або 8 коліс залежно від вантажопідйомності крана.



Рис. 1.7. Кінцевий візок

ГАЛЬМА (рис.1.8)

Гальма призначені для поглинання енергії крана та зменшення удару, приводячи кран у контрольований стан і мінімізуючи зусилля, коли кран або візок досягають кінця свого ходу. гальма можна прикріпити до мосту, колії або колони.



Рис. 1.8. Гальма

НУБІП України
ПУЛЬТ УПРАВЛІННЯ (рис.1.9)

Елементи керування зазвичай встановлюються на панелі крана або талі, а підвісна або віддалена консоль дозволяє оператору керувати краном. Елементи керування керують приводом і двигунами підйому, а також можуть керувати приводами зі змінною частотою (VFD) для контролю швидкості підйому для точного позиціонування вантажу.



Рис. 1.9. Пульт управління

ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ (рис. 1.10)

Ізольовані провідники, системи фіксонів (плоскі кабелі) або кабельні д'яти подають живлення до крана від будівлі.



Рис. 1.10. Електрифікація

1.2. Класифікація мостових кранів

Клас 1.

Цей клас обслуговування охоплює крани, де потрібне точне поводження з обладнанням на малих швидкостях із тривалими періодами простою між підйомами. Навантаження на ємність можна обробляти для початкового встановлення обладнання та для нечастого технічного обслуговування.

Типові приклади: крани, що використовуються в електростанціях, комунальному господарстві, машинних залах, моторних залах трансформаторних станцій. Це найлегший кран за робочим циклом.

Клас 2.

Цей клас обслуговування охоплює крани, де вимоги до обслуговування незначні, а швидкість низька. Навантаження можуть варіюватися від відсутності

навантаження до випадкових повних навантажень із 2-5 підйомами на годину, в середньому 3 метрів на підйом.

Типові приклади: крани в ремонтних майстернях, легкі складальні операції, службові будівлі, легкі складські приміщення тощо.

Клас 3.

Цей клас обслуговування охоплює крани, для яких вимоги до обслуговування вважаються помірними, перевантажують вантажі, які в середньому становлять 50 відсотків від номінальної вантажопідйомності з 5-10 підйомами на годину, в середньому 5 метрів, не перевищуючи 50 відсотків ліфтів з номінальною вантажопідйомністю.

Типові приклади: крани, що використовуються в механічних цехах, машинних цехах паперової фабрики тощо.

Клас 4

У цьому типі послуг навантаження, що наближаються до 50 відсотків номінальної потужності, будуть оброблятися постійно протягом періоду роботи.

Для цього типу послуг бажані високі швидкості з 10-20 підйомами на годину в середньому на 5 метрів, причому не більше 65 відсотків ліфтів мають номінальну потужність.

Типові приклади: крани, що використовуються в цехах важкого машинобудування, ливарних цехах, фабриках, металургійних складах, контейнерних майданчиках, лісо заводах тощо, а також стандартні роботи з ковшами та магнітами, де потрібне важке виробництво.

Клас 5

Для цього типу обслуговування потрібен кран, здатний перевантажувати вантажі, що наближаються до номінальної вантажопідйомності, протягом усього терміну служби з 20 або більше підйомами на годину з номінальною вантажопідйомністю або більше.

Типові приклади: магнітні, ковшові, комбіновані крани з магнітом і ковшем для складів металобрухту, цементних заводів, лісозаводів, заводів з виробництва добрив, обробки контейнерів тощо.

Клас 6.

У цьому типі експлуатації кран повинен бути здатний витримувати вантажі, постійно наближаючись до номінальної вантажопідйомності в суворох умовах експлуатації протягом усього терміну служби.

Типові приклади: розроблені на замовлення спеціальні крани, необхідні для виконання критичних робочих завдань, що впливають на загальне виробництво, забезпечуючи найвищу надійність з особливою увагою до функцій простоти обслуговування.

Клас 6.

1.3. Типи мостових кранів

Мостові крани бувають різних розмірів, форм і вантажопідйомності, вибір правильного типу мостового крана є важливим для оптимізації ваших виробничих процесів.

Мостовий кран



Рис. 1.11. Мостовий кран

Мостовий кран - це тип крана, який включає дві підвісні смуги, вбудовані в опорну конструкцію будівлі. Конфігурація з одним або двома балками, яка

називається мостом, переміщує кран вгору та вниз злітно-посадковими смугами, а візок і підйомник рухаються збоку вздовж мосту. Візок дозволяє оператору розташувати підйомник і гак перед підйомом або опусканням вантажу.

Мостові крани мають різні конфігурації, включаючи однобалкові та подвійні балкові конструкції, а візок і підйомник можуть бути сконструйовані як верхній, так і підвісний, залежно від конструкції будівельної конструкції та вимог, необхідних для підйому.

Однобалкові (рис.1.12)

Міст складається з однієї балкової балки, що підтримується з кожного боку кінцевою візком. Візок і підйомник підвишені, тобто вони рухаються на нижньому фланці однієї балки. Однобалкові крани зазвичай дешевші через:

- Зменшення транспортних витрат
- Швидкий монтаж
- Простіша конструкція підйомника та візка
- Полегшені балки



Рис. 1.12. Однобалковий мостовий кран

ДВОБАЛКОВИЙ (рис.1.13)

Є дві балки, які складають в міст, і вони підтримуються кінцевим візком з кожного боку. Візок і таль рухаються по рейці, встановленій над або під балками мосту. Двобанкові крани рекомендуються для важких робіт, коли кран має працювати з більшою вагою



Рис. 1.13. Двобалковий мостовий кран

Козловий кран



Рис. 1.14. Козловий кран

Монорельсовий



Рис. 1.15. Монорельсовий

Стріловий



Рис. 1.16. Стріловий

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ

МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

2.1. Удосконалення та розрахунок підйомного механізму

Відповідно вимог до гальм Держгірпромтехнагляду України, механізми підйому вантажу, що транспортує вантажі, повинні бути обладнані двома та більшою кількістю гальмами, що діють незалежно один від одного. Головним підйомом буде проводитися підйом круглого лісу. На механізм головного

підйому встановимо гальмо зі зворотнього боку редуктора на швидкохідний вал.

Для цього необхідно виготовити вал-шестерню (рис.2.1), щоб на ньому була можливість кріплення гальмового шківів. Габарити візка не дозволяють встановити додаткове гальмо, тому необхідно виготовити кріпштейн під гальмо (рис. 2.2) і прикріпити його до металоконструкції візка ручним електродуговим зварюванням.

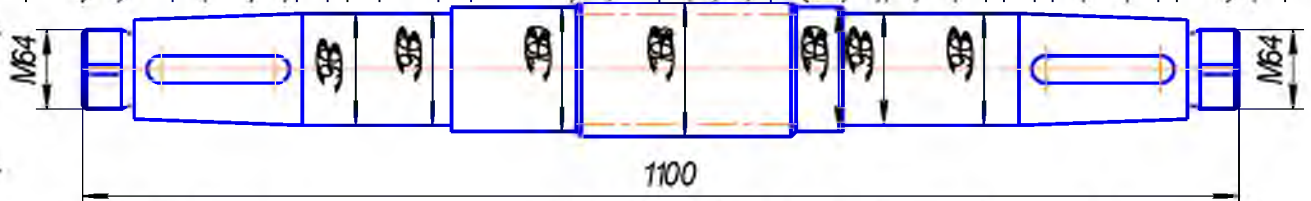


Рисунок 2.1 - Вал - шестерня

На механізм допоміжного підйому встановимо гальмо також із зворотнього боку редуктора. Аналогічно необхідно виготовити вал - шестерню.

Габарити візка дозволяють встановити гальмо без реконструкції металоконструкції.

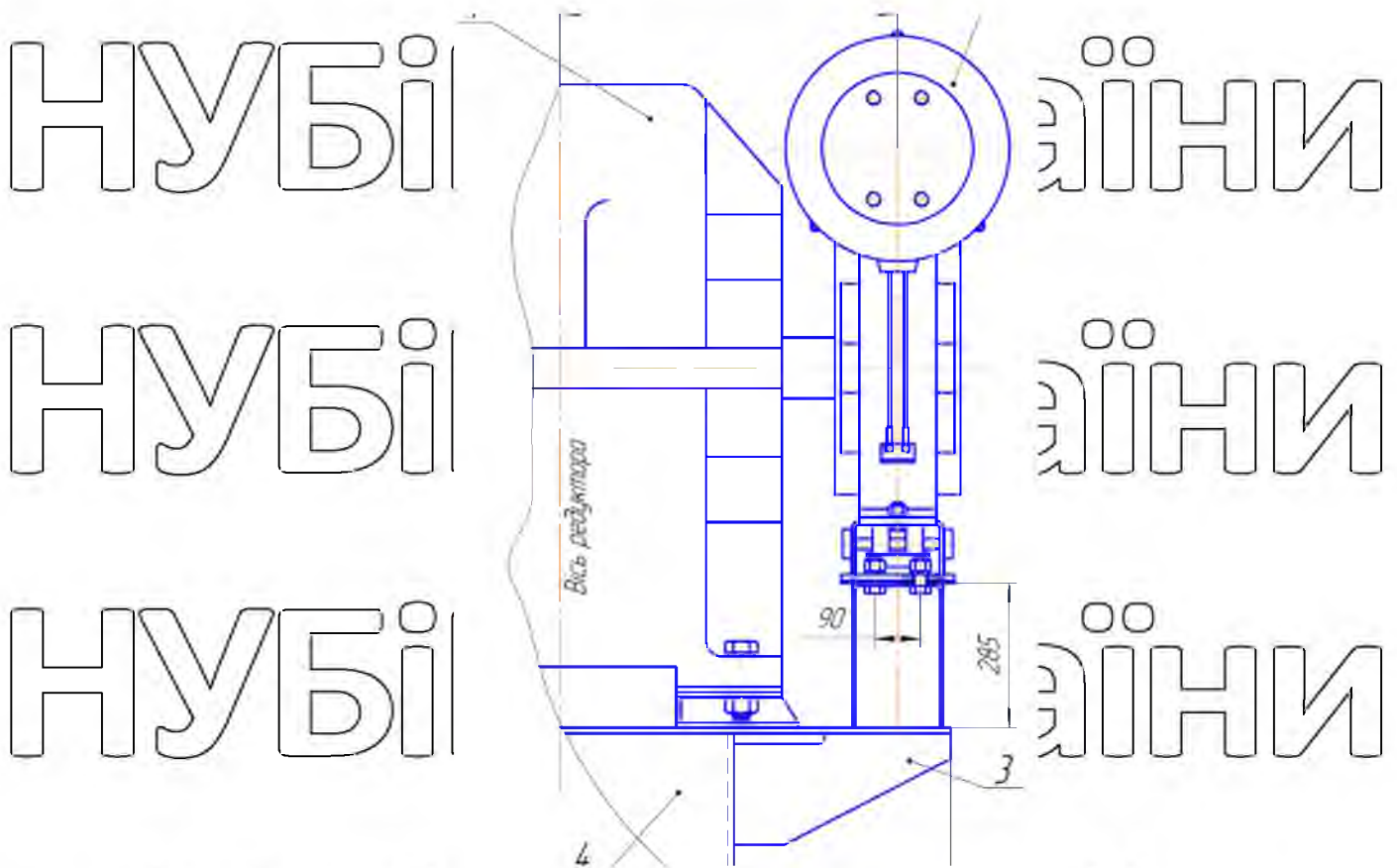


Рисунок 2.2 - Установка кронштейна під тальмо механізму підйому
 1 - редуктор; 2 - тальмо; 3 - кронштейн; 4 - металоконструкція візка.

Для установки електромагніту необхідно встановити кабельний барабан з якого кабель находить до електромагніту. Кабельний барабан 8 отримує обертання від барабана механізму головного підйому 1 через ланцюгову передачу. Зірочки 2 і 4 ланцюгової передачі охоплюються ланцюгом, зірочка 2 зафіксована на валу барабана 1 механізму підйому, а зірочка 4 з'єднана із зовнішнім диском фрикційної муфти 10, внутрішні диски якої можуть обертатися щодо вала кабельного барабана 8. Фрикційна муфта використовується для запобігання кабелю від розриву при високих навантаженнях. Обертання внутрішніх дисків фрикційної муфти передається на вал кабельного барабана через кулачкову муфту, що складається з двох частин 5 і 6. Рухомі частини 5 муфти з'єднані з валом кабельного барабана через напрямні шпонки. Кулачкову муфту включають вручну, при правому положенні рухомої частини 5, муфта відключена і вал кабельного барабана не обертається при підйомі вантажу, при лівому її положенні обертання підйомного барабана

передається на вал кабельного барабана 8. При роботі без магніту кабельний барабан відключають, виводячи кулачкову муфту із зачеплення. Кабельний барабан 8 встановлено на одному валу з струмоприймачем 7.

2.2. Оптимізація режиму роботи крана

Розрахунок коефіцієнта розподілу навантаження.

Режим навантаження характеризується величиною коефіцієнта розподілу навантаження K_p і визначається за формулою

$$K_p = \sum_{i=1}^n \left[\frac{C_i}{C_T} \cdot \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right], \quad (2.1)$$

де C_i - середня кількість робочих циклів з частковим рівнем маси вантажу P_i .

$$C_1 = 18 \text{ для } P_1 = 0,25 \text{ } P_{\text{ном}} = 1\text{т}, \quad (2.2)$$

$$C_2 = 54 \text{ для } P_2 = 0,5 \text{ } P_{\text{ном}} = 2\text{т};$$

$$C_3 = 54 \text{ для } P_3 = 0,75 \text{ } P_{\text{ном}} = 3\text{т};$$

$$C_4 = 54 \text{ для } P_4 = 1 \text{ } P_{\text{ном}} = 4\text{т};$$

$$P_{\text{ном}} = 4\text{т};$$

C_T - сумарне число робочих циклів з усіма вантажами

$$C_T = \sum_{i=1}^n C_i = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = 180 \text{циклів}. \quad (2.3)$$

P_i - маса окремих вантажів;

$P_{\text{ном}}$ - маса найбільшого вантажу (номінальний вантаж).

$$K_p = \frac{18 \left(\frac{0,25 \cdot 40}{40} \right)^3}{180} + \frac{54 \left(\frac{0,5 \cdot 40}{40} \right)^3}{180} + \frac{54 \left(\frac{0,75 \cdot 40}{40} \right)^3}{180} + \frac{54 \left(\frac{1 \cdot 40}{40} \right)^3}{180} = 0,1 \cdot 0,016 + 0,3 \cdot 0,125 + 0,3 \cdot 0,422 + 0,3 \cdot 1 = 0,0016 + 0,0375 + 0,1266 + 0,3 = 0,466$$

Приймаєм коефіцієнт $K_p=0,5$

2.3. Розрахунок механізму підйому крана

Вибір кінематичної схеми механізму підйому.

Для мостового крана, механізм підйому якого розташований на візку, найбільш застосовна схема представлена на рис. 2.3. Дана схема забезпечує малі габарити механізму підйому, відсутність нестандартних вузлів

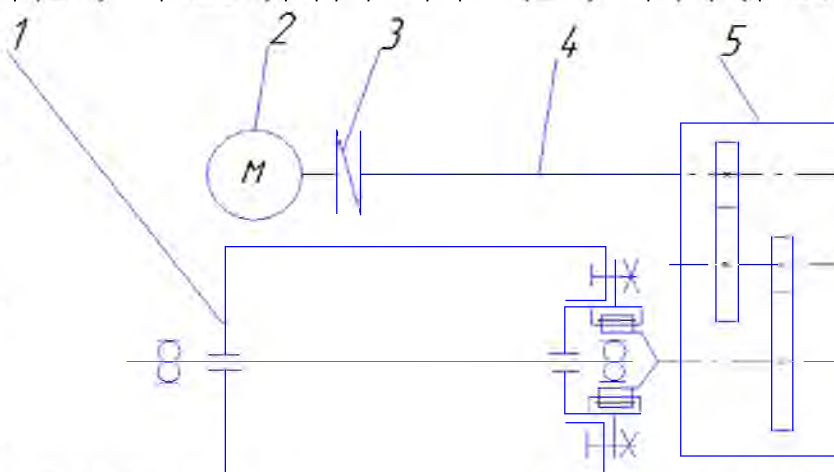


Рисунок 2.3 - Схема механізму підйому вантажу

1 - барабан; 2 - електродвигун; 3 - муфта; 4 - вал; 5 - редуктор; 6 - гальмо.

Вибір поліспаста та визначення максимального натягу в канатах.

За довідковими даними вибираємо здвоєний п'ятикратний поліспаст.

Натяг вітки здвоєного поліспаста визначається наступною залежністю

$$S_{\text{max}} = \frac{(Q + Q_{\text{II}}) \cdot g \cdot (1 - \eta)}{2(1 - \eta^n)} \quad (2.4)$$

де Q, Q_{II} - вага вантажу і підвіски відповідно

$$Q_{\text{II}} = 0.02 \cdot Q; \quad (2.5)$$

$$Q_{\text{II}} = 0.02 \cdot 40000 = 800 \text{ (кг)};$$

$\eta = 0,97 \dots 0,98$ - ККД блоку з урахуванням жорсткості каната, для блоків на підшипниках кочення; U_n - кратність з'двоєного поліспаeta

$$U_n = \frac{m}{2}; \tag{2.6}$$

m - число гілок поліспаeta, на яких підвищений вантаж.

$$S_{max} = \frac{(40000 + 800) \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,98)}{2(1 - 0,98^5)} = 41692,5(H)$$

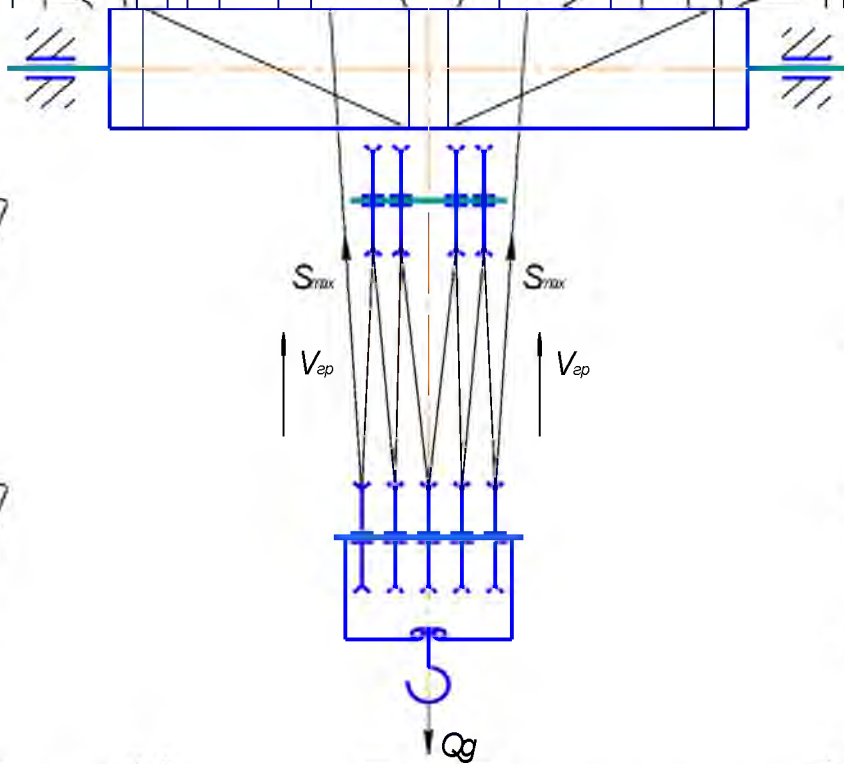


Рисунок 2.4 -

Схема поліспаeta головного підйому

Вибір і розрахунок сталевих канатів. Розривне зусилля в канаті

визначається за такої умови:

$$F_0 \geq S_{max} \sqrt{Z_p} \tag{2.7}$$

де S_{max} - максимальний натяг вітки канату.

$Z_p=4,5$ – мінімальний коефіцієнт використання каната.

$$F_0 = 41692,5 / 5,6 = 233478H$$

Вибираємо канат подвійний звивки ЛК-РО 6x36(1+7+7/7+14)+7+7(1x6)

ГОСТ 7669-20, діаметром $d_k=23$ мм.

Вибір гака

У мостових кранах застосовуються ковані однорогі гаки. Вибір гака проводиться за заданою вантажопідйомності і режимом роботи крана.

При $Q=40000$ кг, М5-вибираємо гак № 23 (рис. 1.5).

Перевірочний розрахунок гака на міцність полягає у визначенні напружень в найбільш небезпечних перерізах.

Напруження на розтяг в різьбі гака визначається такою залежністю

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot (Q_H + Q) \cdot g}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.8)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьби гака;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг. В залежності від групи режиму роботи підйомного механізму приймаємо 50...75 МПа.

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot (40000 + 800) \cdot 9.81}{3.14 \cdot 0.12^2} = 35 \text{ МПа} < 50 \dots 75 \text{ МПа.}$$

Висота гайки h визначається з умови змицання вітки різьби визначається наступною залежністю

$$h = \frac{4 \cdot p \cdot (Q + Q_H) \cdot g}{\pi \cdot (d_H^2 + d_1^2) \cdot [\sigma_{CM}]}, \quad (2.9)$$

де p – крок різьби;

$[\sigma_{ст}] = 30 \dots 35 \text{ МПа}$ – допустиме напруження на зминання, матеріал гайки –

сталь 45.

$$h = \frac{4 \cdot 0.016 \cdot (40000 + 800) \cdot 9.81}{3.14 \cdot (0.120^2 - 0.116^2) \cdot 32.5 \cdot 10^6} = 0,28 \text{ м.}$$

Найменший діаметр гайки розраховується за такою формулою:

$$D = 1.8 \cdot d_{H1} \quad (2.10)$$

$$D = 1.8 \cdot 0.12 = 0.216 \text{ м.}$$

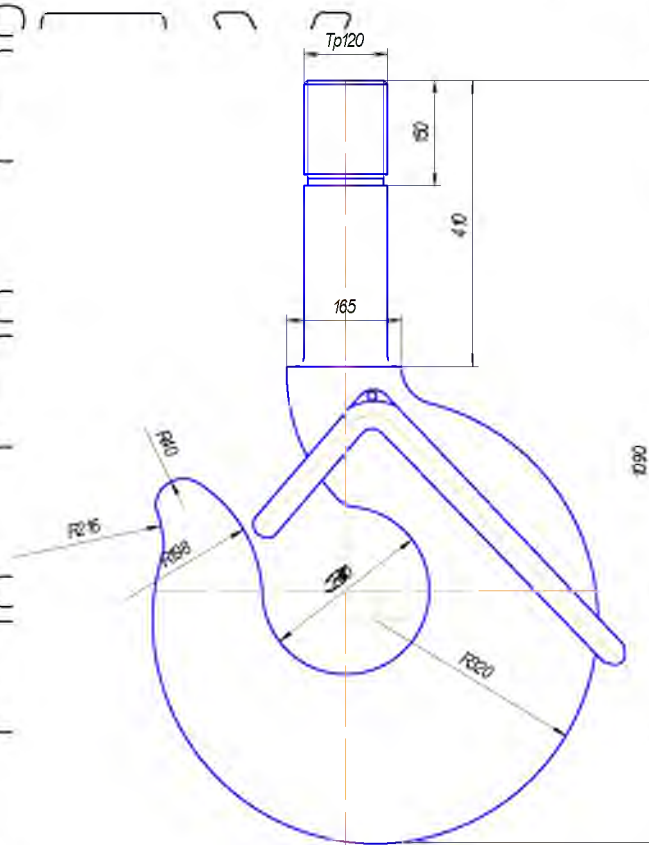


Рисунок 2.5 - Гак однорогий

Розрахунок елементів підвіски.

Траверса підвіски працює на згин.

Максимальний згинаючий момент у перерізі А-А розраховується за такою формулою

$$M_{A-A} = \frac{Q \cdot g \cdot l}{4} \quad (2.11)$$

де $l=354\text{мм}$ – розрахунок довжини траверси.

$$M_{A-A} = \frac{40000 \cdot 9.81 \cdot 0.378}{4} = 37081,84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ширину траверси можна прийняти з таких відношень

$$b_{\text{тр}} = D_{\text{II}} + (10 \dots 15) \text{ мм}, \quad (2.12)$$

де D_{II} – зовнішній діаметр підшипника гака.

$$b_{\text{тр}} = 215 + 12 = 227 \text{ мм}$$

Максимальний згинаючий момент у перерізі В-В визначається за формулою

$$M_{B-B} = \frac{Q \cdot g}{2} \cdot \frac{(l - l_2)^2}{2}, \quad (2.13)$$

де $l_2 = 318 \text{ мм}$ – довжина середньої частини траверси.

$$M_{B-B} = \frac{40000 \cdot 9.81}{2} \cdot \frac{(0.354 - 0.318)^2}{2} = 5886 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Параметри траверси визначаються розрахунком з умови міцності на згин за такою формулою

$$\sigma = \frac{M}{10^3 \cdot W} \leq [\sigma_{\text{зг}}], \quad (2.14)$$

де M – момент, що діє в розрахунковому перерізі;

W – момент опору розрахункового перерізу;

$[\sigma_{\text{зг}}]$ – допустиме напруження на згин

$$[\sigma_{\text{ст}}] = \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1}}{K_0 \cdot [n]}, \quad (2.15)$$

де K_0 – коефіцієнт, який враховує конструкцію деталей (для валів, осей і шатунів $K_0 = 2.0 \dots 2.8$);

$[n] = 1.6$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

$\sigma_{-1} = 250 \dots 260 \text{ МПа}$ – межа витривалості для сталі 45.

$$[\sigma_{\text{ст}}] = \frac{1,4 \cdot 255}{2,4 \cdot 1,6} = 92,97 \text{ МПа}.$$

Момент опору в перетині А-А визначається за наступною формулою

$$W_{A-A} = \frac{(b_{mp} - d_{mp}) \cdot h^2}{6}; \quad (2.16)$$

де h – висота траверси. Напруження має вигляд

$$\sigma = \frac{M_{A-A} \cdot 6}{10^2 \cdot (b_{mp} - d_{mp}) \cdot h^2} \leq [\sigma_{\text{ст}}];$$

$$h = \sqrt{\frac{M_{A-A} \cdot 6}{[\sigma_{\text{ст}}] \cdot (b_{mp} - d_{mp})}} = \sqrt{\frac{1015,4 \cdot 6}{92,97 \cdot 10^6 \cdot (0,227 - 0,150)}} = 0,176 \text{ м}.$$

(2.17)

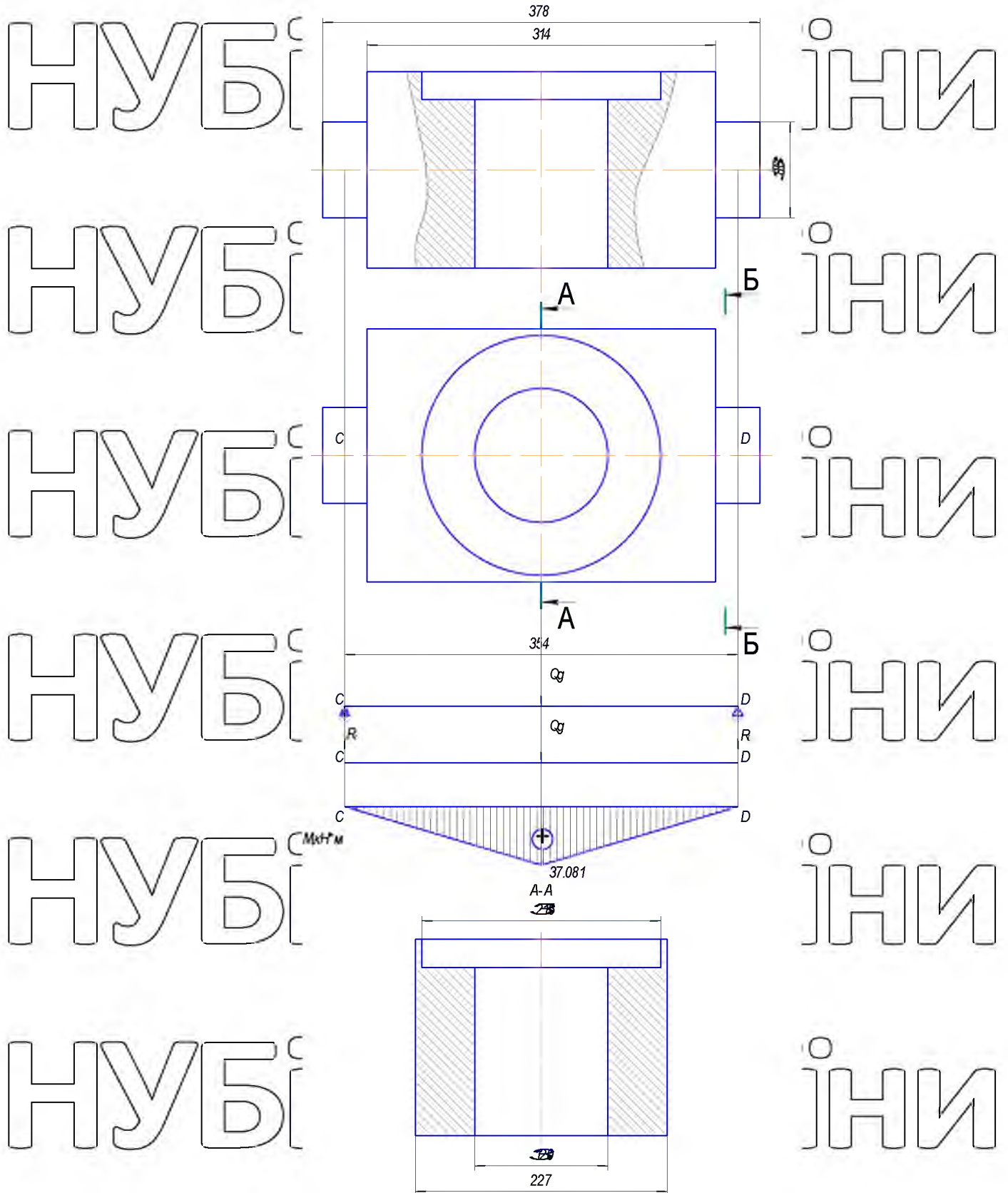


Рисунок 2.6 - Схема до розрахунку траверси підвіски

Момент опору в перерізі В-В визначається за формулою

$$W_{B-B} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,1 \cdot d^3 \quad (2.18)$$

де d - діаметр осі. Тоді діаметр осі визначається з умови

$$\sigma = \frac{M_{B-B}}{10^2 \cdot 0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma_e];$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{B-B}}{[\sigma_e] \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{5866}{92,97 \cdot 10^6 \cdot 0,1}} = 0,086 \text{ м.} \quad (2.19)$$

У підвісках нормального (будівельного) типу вісь і траверса розраховуються окремо. Навантаження на вісь можна прийняти як силу, прикладену до середини, розраховану з урахуванням того, що на осі встановлено 5 блоків.

$$P = Q \cdot g,$$

$$P = 40000 \cdot 9,81 = 392400 \text{ Н.} \quad (2.20)$$

Максимальний згинаючий момент на осі визначається за формулою

$$M_{32} = \frac{P \cdot l}{2} = \frac{392400 \cdot 0,378}{2} = 14832,72 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (2.21)$$

Діаметр осі приймає таке значення

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{32}}{[\sigma_e] \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{14832,72}{92,97 \cdot 10^6 \cdot 0,1}} = 0,117 \text{ м.} \quad (2.22)$$

Розрахунок блоків
Розрахунок геометричних параметрів блоків визначається з умови

$$D_2 \geq h_2 \cdot d_k, \quad (2.23)$$

де d_k - діаметр канату;
 h_2 - коефіцієнт вибору діаметра блоку.

$D_2 \geq 20 \cdot 23 = 460 \text{ мм.}$
 НУБІП України
 Мінімальний діаметр зрівнюючого блоку по середній лінії навитого канату визначається з умови

$D_3 \geq h_3 \cdot d_k,$
 НУБІП України
 де h_3 – коефіцієнт вибору діаметра зрівнюючого блоку.
 $D_3 \geq 14 \cdot 23 = 320 \text{ мм.}$

З метою уніфікації блоків остаточно діаметри блоків приймаємо такими:
 $D_2 = 500 \text{ мм; } D_3 = 320 \text{ мм.}$
 НУБІП України

Профіль канавок блоків (рис. 1.8) виконується нормативам в залежності від діаметра каната d_k за формулами:

$R = (0.53 \dots 0.6) \cdot d_k = 0.55 \cdot 23 = 12,65 \text{ мм};$ (2.24)
 НУБІП України

$h = (1.4 \dots 1.9) \cdot d_k = 1.5 \cdot 23 = 34,5 \text{ мм};$ (2.25)

$r = 0.2 \cdot d_k = 0.2 \cdot 23 = 4,6 \text{ мм.}$ (2.26)
 НУБІП України
 Розрахунок підшипників блоків

Навантаження на один підшипник при номінальній вантажопідйомності

має вигляд
 $P_{\max} = \left(\frac{Q \cdot g}{2 \cdot n_{\text{обн}}} \right) \cdot k_g \cdot k_v,$ (2.27)
 НУБІП України

де $k_g = 1.2$ – динамічний коефіцієнт;

$k_v = 1.35$ – коефіцієнт обертання (при обертанні зовнішнього кільця блоку).

Мінімальне навантаження приймає значення

$$P_{\max} = \frac{(40000 \cdot 9,81)}{2 \cdot 5} \cdot 1,2 \cdot 1,35 = 63368,8H$$

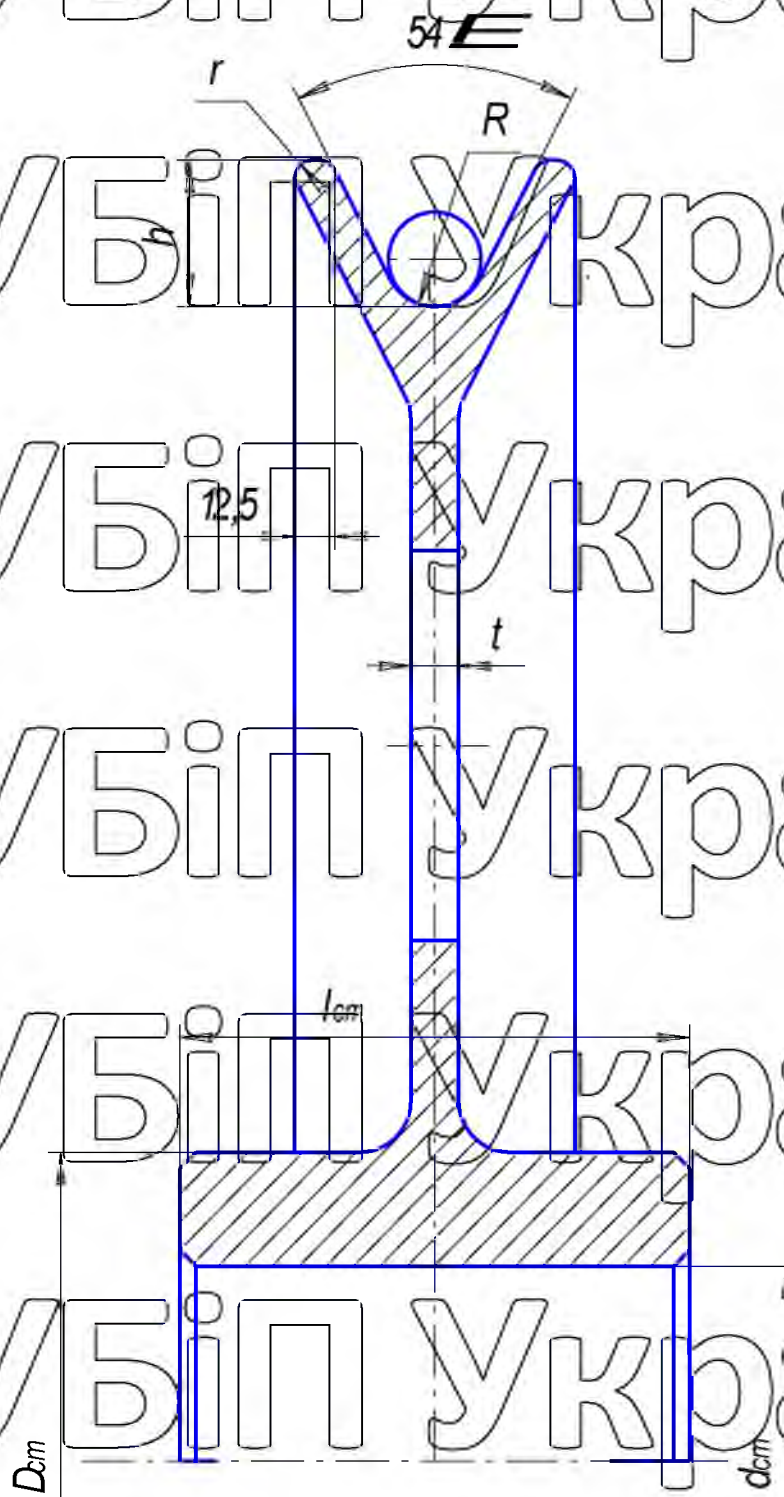


Рисунок 2.7 Блок

Оскільки кран працює з різними вантажами, розрахунок слід вести по еквівалентному навантаженню, яке визначається наступною залежністю

$$P_{Екв}^{бл} = P_{max} \cdot k_{пр}, \quad (2.28)$$

де $k_{пр} = 0.65$ – коефіцієнт приведення.

$$P_{Екв}^{бл} = 63568,8 \cdot 0.65 = 41319,72 \text{ Н.}$$

Необхідна довговічність підшипника L_{10} (міл. оборотів) визначається за формулою

$$L_{10} = \frac{60 \cdot \omega_{бл} \cdot L_n}{10^6}, \quad (2.29)$$

де $L_n = 3500$ – довговічність підшипника для режимів М4 - М6;

$\omega_{бл}$ – частота обертання блоку визначається наступною залежністю

$$\omega_{бл} = \frac{60 \cdot v_k}{\pi \cdot D_{бл}}, \quad (2.30)$$

де v_k – швидкість руху канату

$$v_k = U_m \cdot v_2 = 5 \cdot 0.1 = 0.5 \text{ м/с.} \quad (2.31)$$

$$\omega_{бл} = \frac{60 \cdot 0.5}{3.14 \cdot 0.500} = 19,1 \text{ хв}^{-1}.$$

$$L_{10} = \frac{60 \cdot 19,1 \cdot 3500}{10^6} = 4 \text{ міл.обертів.}$$

Розрахункова динамічна вантажопідйомність кулькового підшипника визначається за такою формулою

$$C = P_{Екв}^{бл} \cdot \sqrt[3]{L_{10}}, \quad (2.32)$$

$$C = 41319,72 \cdot \sqrt[3]{4} = 65,5 \text{ кН.}$$

За розрахункової динамічної вантажопідйомності і внутрішньому діаметру, вибираємо підшипник № 312 за ГОСТ 8338-75 з параметрами

$$d=60 \text{ мм, } D=130 \text{ мм, } B=31 \text{ мм, } C=81,9 \text{ кН, } C_0=48 \text{ кН.}$$

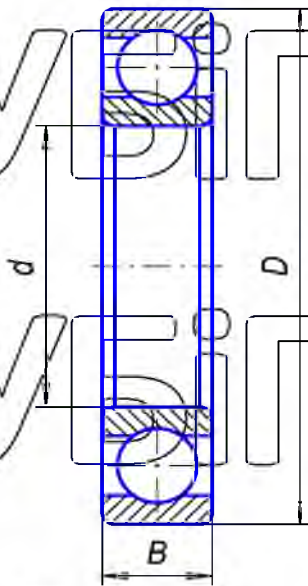


Рисунок 2.8 - Підшипник № 312 за ГОСТ 8338 - 75

Розрахунок барабана

Мінімальний діаметр барабан обвивається сталевим канатом

$$D_1 \geq h_1 \cdot d_k, \quad (2.33)$$

де h_1 - коефіцієнт вибору діаметра барабана

$$D_1 \geq 18 \cdot 23 = 414 \text{ мм.}$$

Розрахунок основних параметрів барабана

Профілі і розміри канавок на барабани (рис. 2.12) вибирають з умов забезпечення довгої і надійної роботи канату:

радіус канавки вибирається з умов $r_k = (0.6 \dots 0.7) \cdot d_k = 0.65 \cdot 23 = 15 \text{ мм}$;

крок гвинтової лінії $t = d_k + (2 \dots 3 \text{ мм}) = 23 + 2.5 = 23,5 \text{ мм}$;

глибина канавок $e = (0.25 \dots 0.4) \cdot d_k = 0.35 \cdot 23 = 8 \text{ мм}$.

Кількість витків барабана при зведеному поліспасті визначається

такою залежністю

$$Z_{\text{ш}} = \frac{H \cdot U}{\pi \cdot D} + Z_3 + Z_k, \quad (2.34)$$

де H - висота підйому вантажу;

m – кратність поліспасту;

D_1 – середній діаметр барабану;

$Z_3=1.5 \dots 2$ – число запасних витків;

$Z_K=2.5 \dots 3$ – число витків для кріплення канату.

$$Z_H = \frac{18 \cdot 5}{3 \cdot 14 \cdot 0.800} + 2 + 3 = 41$$

Довжина барабана при здвоєному поліспасті визначається за формулою

$$L_H = 2l_H + l_0 + 2 \cdot l_k, \quad (2.35)$$

l_H – довжина однієї нарізної частини;

l_0 – довжина середньої частини барабана;

l_k – довжина однієї гладкої кінцевої ділянки;

$$l_H = t(z_p + z_{непр} + z_{кр}); \quad (2.36)$$

$$l_H = 23.5(41 + 1.5 + 4) = 1092.75 \text{ мм.}$$

$$l_0 = b - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma; \quad (2.37)$$

де h_{\min} – відстань між осями барабана і блоків підвіски в крайньому верхньому положенні (600 ... 1000 мм);

b – відстань між осями крайніх блоків гакової підвіски;

$$l_0 = 488 - 2 \cdot 1000 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 278 \text{ мм.}$$

$$l_k = (4 \dots 5)d_k, \quad (2.38)$$

$$l_k = 4.5 \cdot 23 = 104 \text{ мм.}$$

$$L_B = 2 \cdot 1092.75 + 278 + 2 \cdot 104 = 2600 \text{ мм.}$$



Рисунок 2.9 - Елементи барабана

Розрахунок барабана на міцність

Товщину стінки барабана визначають з умов стиснення барабана

$$\sigma = \frac{S_{\max}}{t \cdot \delta} \leq [\sigma_{ст}], \quad (2.39)$$

де δ — попередня товщина стінки барабана визначається з умови

$$\delta = 1.2 \cdot d_k = 1.2 \cdot 23 = 27,6 \text{ мм}, \quad (2.40)$$

$[\sigma_{ст}]$ — допустиме напруження для сталі 20 визначається за формулою

$$[\sigma_{ст}] = \frac{\sigma_T}{n} \quad (2.41)$$
 де $n=1.4 \dots 1.5$ – запас міцності барабана;

$\sigma_T = 250 \text{ МПа}$ – межа текучості для сталі 20; Тоді допустиме напруження

приймає значення

$$[\sigma_{ст}] = \frac{250}{1.5} = 167 \text{ МПа};$$

$$\sigma = \frac{41692,5}{0,0235 \cdot 0,028} = 63 \text{ МПа} < 167 \text{ МПа}.$$

Крім деформацій стиснення, стінка барабана в загальному випадку відчуває також деформацію згину і скручення. Напруження проводиться при довжині барабана $L_B > (3 \dots 4) \cdot D$.

$$L_B = 4 \cdot 800 = 3200 \text{ мм} > 2600 \text{ мм}.$$

Розрахунок вузла кріплення каната на барабан

$$F_{кр} = \frac{S_{\max}}{e^{f \cdot \alpha}} \quad (2.42)$$

де $f=0.1 \dots 0.16$ – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;

$\alpha = (3 \dots 4)\pi$ – кут захвату канатом барабана.

$$F_{кр} = \frac{41692,5}{e^{0,13\pi}} = 5596,3 \text{ Н}$$

Зусилля, що діє на розтяг болта визначається наступною залежністю

$$D = \frac{2 \cdot F_{кр}}{(f + f_1) \cdot (1 + e^{f \cdot \alpha}) \cdot Z_6} \quad (2.43)$$

де $\alpha_1 = 2\pi$ – кут захвату барабана канатом при переході від однієї канавки до іншої;

Z_6 – число болтів;

$f_1=0.24$ – наведений коефіцієнт тертя між планкою і канатом. Тоді зусилля розтягу приймає значення

$$D = \frac{2 \cdot 5891}{(0.1 + 0.24) \cdot (1 + e^{0.1 \cdot 2\pi}) \cdot 2} = 9119.2 \text{ Н}$$

Приймаємо болт (шпилька) М20

Прийнятий болт перевіряєм на розтяг за такою формулою

$$\sigma = \frac{k \cdot k_3 \cdot P \cdot 4}{\pi \cdot d_b^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.44)$$

де $k=1.3$ – коефіцієнт, який враховує згинання болта;

$k_3=1.8$ – коефіцієнт запасу міцності;

d_b – діаметр болта;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг (для Ст.3 приймаємо 117МПа).

$$\sigma = \frac{1.3 \cdot 1.8 \cdot 9119.2 \cdot 4}{3.14 \cdot 0.020^2} = 106.2 \text{ МПа} < 117 \text{ МПа.}$$

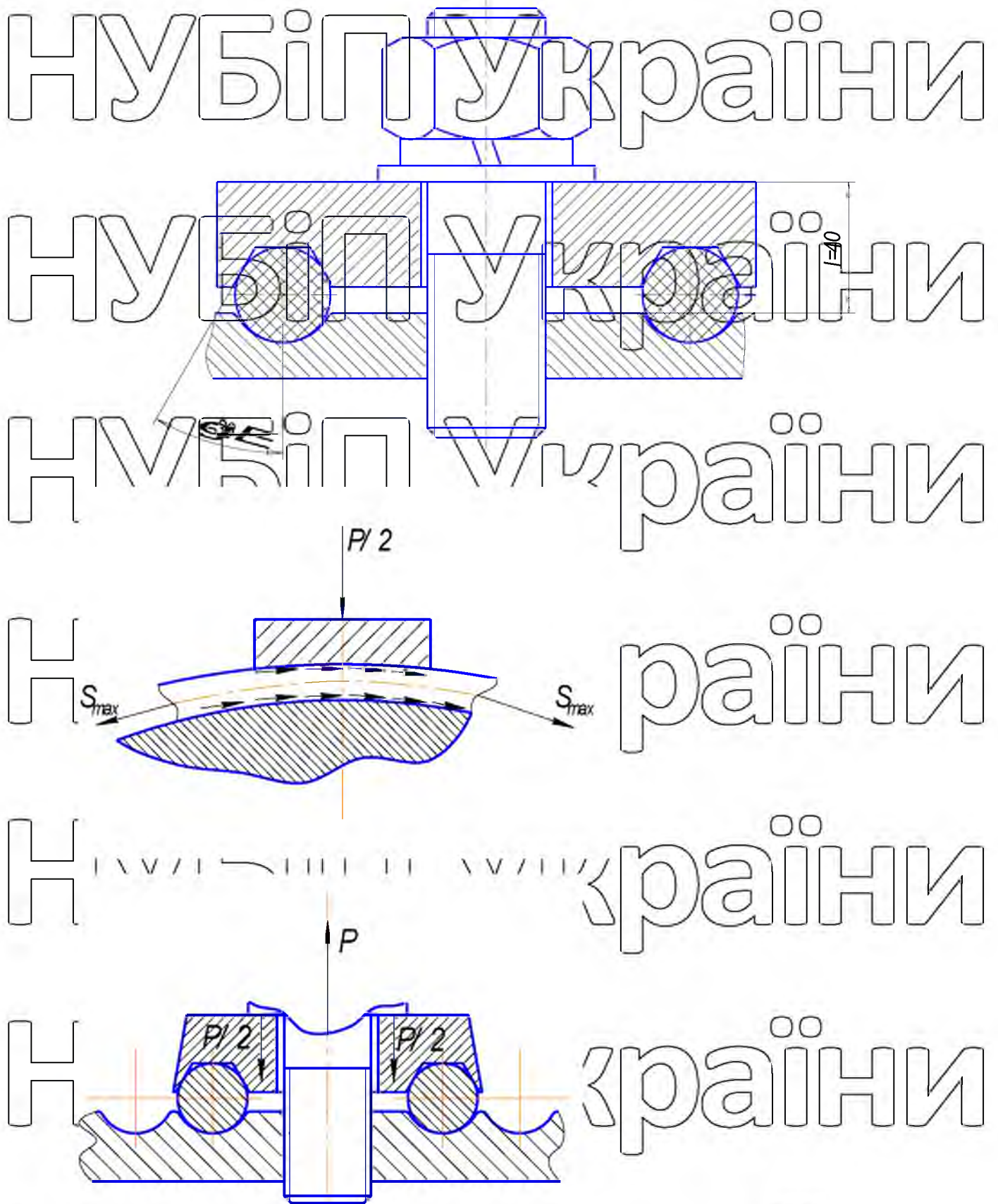


Рисунок 2.10 - Кріплення каната на барабані.

Розрахунок вала барабана

Для попереднього розрахунку довжини вала барабану можна прийняти рівною

$$L=L_6+(100\dots 150\text{мм})=2600+100=2700\text{мм} . \quad (2.45)$$

Навантаження на маточину барабана визначаються такими залежностями:

$$P_1=0.55 \cdot 2 \cdot S_{\text{max}}=0.55 \cdot 2 \cdot 41692,5=45,86\text{кН} , \quad (2.46)$$

$$P_2=0.45 \cdot 2 \cdot S_{\text{max}}=0.45 \cdot 2 \cdot 41692,5=38,14\text{кН} . \quad (2.47)$$

Розрахунок вала барабану зводять до визначення діаметрів цапф і маточини з умови роботи осі на згин в симетричному циклі за умовою

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma_s] , \quad (2.48)$$

де M – згинаючий момент в розрахунковому перерізі;

W – момент опору розрахункового перерізу при згині;

$[\sigma_s]$ – допустиме напруження при симетричному циклі

$$[\sigma_s] = \frac{\sigma_{-1}}{K_0 \cdot [n]} , \quad (2.49)$$

де $\sigma_{-1}=250\text{МПа}$ – для сталі 45;

$[n]=1.6$ – коефіцієнт запасу міцності;

K_0 – коефіцієнт, який враховує конструкцію напружень деталей (для валів,

осей і цапф – 2.0) . (2.8)

$$[\sigma_s] = \frac{250 \cdot 10^6}{1.6 \cdot 2} = 78.1\text{МПа} . \quad (2.50)$$

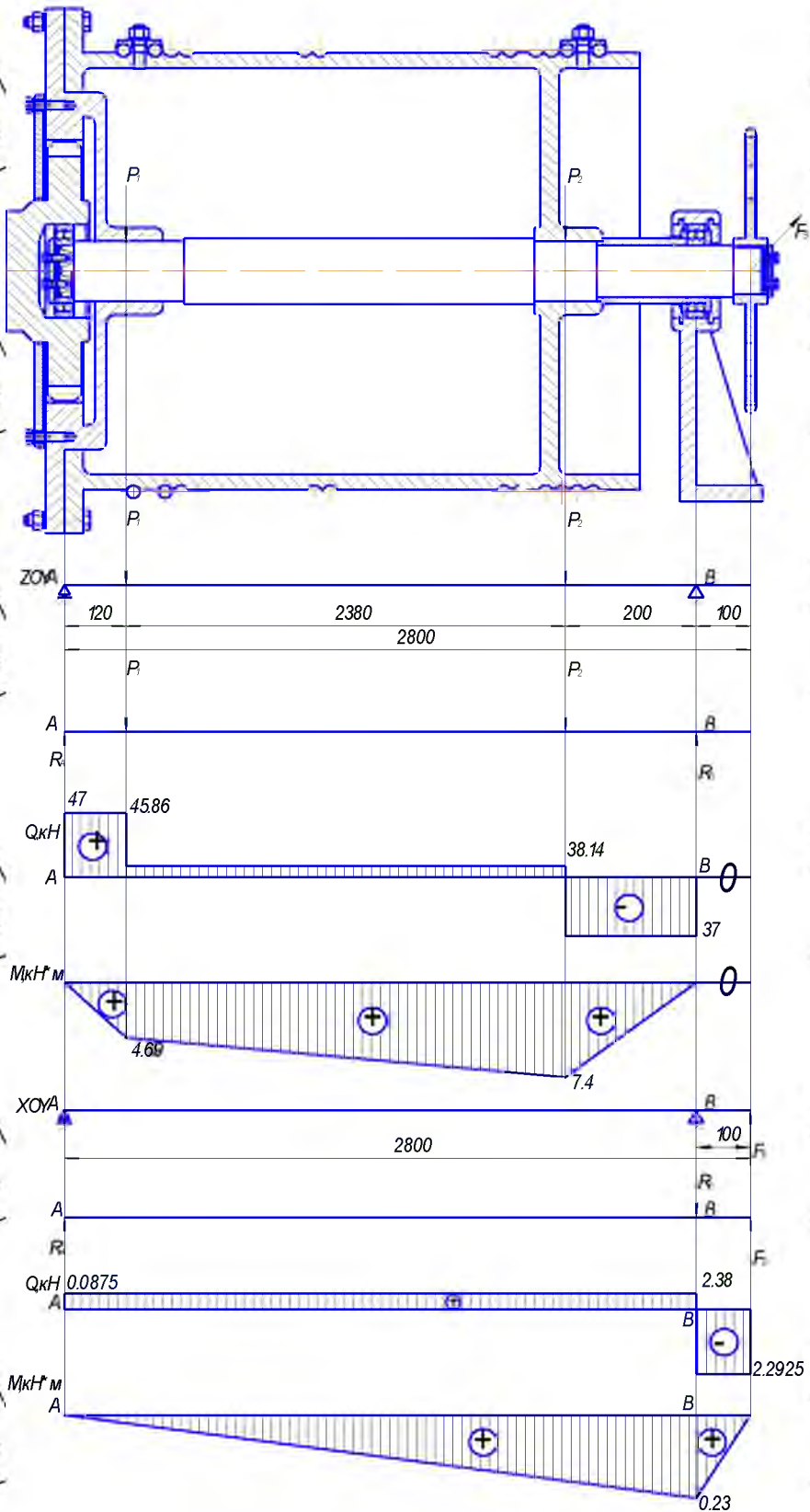


Рисунок 2.11- Розрахункова схема на валу барабана

Площина ZОУ. Знаходимо реакції опор з умов рівності моментів нулю.

$$\sum M_A = 0.$$

$$-P_1 \cdot 0,12 - P_2 \cdot 2,580 + R_B \cdot 2,700 = 0;$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot 0,12 + P_2 \cdot 2,580}{2,700} = \frac{45,86 \cdot 0,12 + 37,52 \cdot 2,580}{2,700} = 37,9 \text{ кН}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$P_2 \cdot 0,2 + P_1 \cdot 2,580 - R_A \cdot 2,700 = 0;$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot 2,580 + P_2 \cdot 0,2}{2,700} = \frac{45,86 \cdot 2,580 + 37,52 \cdot 0,2}{2,700} = 47 \text{ кН}$$

Перевірка:

$$\sum F_1 = 0;$$

$$R_A + R_B - P_1 - P_2 = 47 + 37 - 45,86 - 38,14 = 0$$

Побудуємо епюри згинаючих моментів і поперечних сил

I ділянка:

$$0 \leq z_1 \leq 0,2;$$

$$Q_1 = R_B = 37 \text{ кН};$$

$$M'_1 = R_B \cdot z_1;$$

$$M_{1; z=0} = 37 \cdot 0 = 0;$$

$$M_{1; z=0,12} = 37 \cdot 0,2 = 7,4 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

II ділянка:

$$2,58 > z_2 > 0;$$

$$Q_{2; z=0} = -R_B + P_2 = -37 + 38,14 = 1,14 \text{ кН};$$

$$M_2 = R_B(z_2 + 0,200) - P_2 z_2;$$

$$M_{2; z_2=0} = R_B(0 + 0,2) - P_2 \cdot 0 = 37 \cdot 0,2 - 0 = 7,4 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M'_{2; z_2=2,580} = R_B \cdot 2,58 - P_2 \cdot 2,38 = 37 \cdot 2,58 - 38,14 \cdot 2,38 = 4,69 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

III ділянка

$$2,7 > z_3 > 0;$$

$$Q_{3; z=0} = -R_B + P_2 + P_1 = -37 + 38,14 + 45,86 = 47 \text{ кН}$$

$$M_2 = R_B(z_2 + 2,58) - P_2(z_2 + 2,38) - P_1(z_2);$$

$$M_1; z_2=0 = R_B(0 + 2,58) - P_2 \cdot 2,38 - P_1 \cdot 0 = 37,2 \cdot 2,58 - 38,14 \cdot 2,38 = 4,69 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_3; z_2=2,7 = R_B \cdot 2,7 - P_2 \cdot 2,5 - P_1 \cdot 0,12 = 37,2 \cdot 2,7 - 38,14 \cdot 2,5 - 45,86 \cdot 0,12 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Площина XOY

Знаходимо реакції опор

$$\sum M_A = 0;$$

$$R_B \cdot 2,6 - F_B \cdot 2,7 = 0;$$

$$R_B = \frac{F_B \cdot 2,7}{2,6} = \frac{2292,5 \cdot 2,7}{2,6} = 2,38 \text{ кН}.$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_A \cdot 2,6 - F_B \cdot 0,1 = 0;$$

$$R_A = \frac{F_B \cdot 0,1}{2,6} = \frac{2292,5 \cdot 0,1}{2,6} = 87,5 \text{ Н}.$$

Перевірка:

$$\sum F_i = 0;$$

$$R_A - R_B + F_B = 87,5 - 2380 + 2292,5 = 0.$$

Побудуємо епюри згинаючих моментів і поперечних сил для відповідних ділянок

I ділянка:

$$0 \leq z_1 \leq 0,1;$$

$$Q_1 = -F_B = -2,2925 \text{ кН}.$$

$$M_1 = F_B \cdot z_1;$$

$$M_1; z_1=0 = 2,2925 \cdot 0 = 0;$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$M_1; z=0,12 = 2,2925 \cdot 0,1 = 0,23 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

II ділянка:

$$2,6 \geq z_2 \geq 0,1;$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$Q_{z_2=0} = F_B + R_B = 2,2925 + 2,38 = 0,0875 \text{ кН.}$$

$$M_2 = F_B(z_2 + 0,1) - R_B z_2;$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$M_2; z_2=0 = F_B(0+0,1) - R_B \cdot 0 = 2,2925 \cdot 0,1 - 0 = 0,23 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_2; z_2=2,6 = F_B \cdot 2,7 - R_B \cdot 2,6 = 2,2925 \cdot 2,7 - 2,38 \cdot 2,6 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

НУБІП УКРАЇНИ

Побудуємо епюри крутних моментів

Крутний момент необхідний для підйому вантажу і приводу кабельного барабана визначається наступною залежністю

НУБІП УКРАЇНИ

$$T_{ред} = \frac{2 \cdot (S_{max} \cdot D_B)}{2 \cdot \eta_B} + T_3;$$

$$T_B = \frac{2 \cdot (41692,5 \cdot 0,8)}{2 \cdot 0,99} = 38,4 \text{ кН} \cdot \text{м.};$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$T_{ред} = 38,4 + 0,6 = 39.$$

I ділянка:

НУБІП УКРАЇНИ

$$T_1 = T_{ред} - \frac{T_B}{2} = 39 - 19,2 = 19,8 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$T_2 = T_1 - \frac{T_1}{2} = 19,8 - 9,9 = 9,9 \text{ кН} \cdot \text{м.}$
НУБІП України

$$T_3 = T_2 - T_3 = 0,6 - 0,6 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

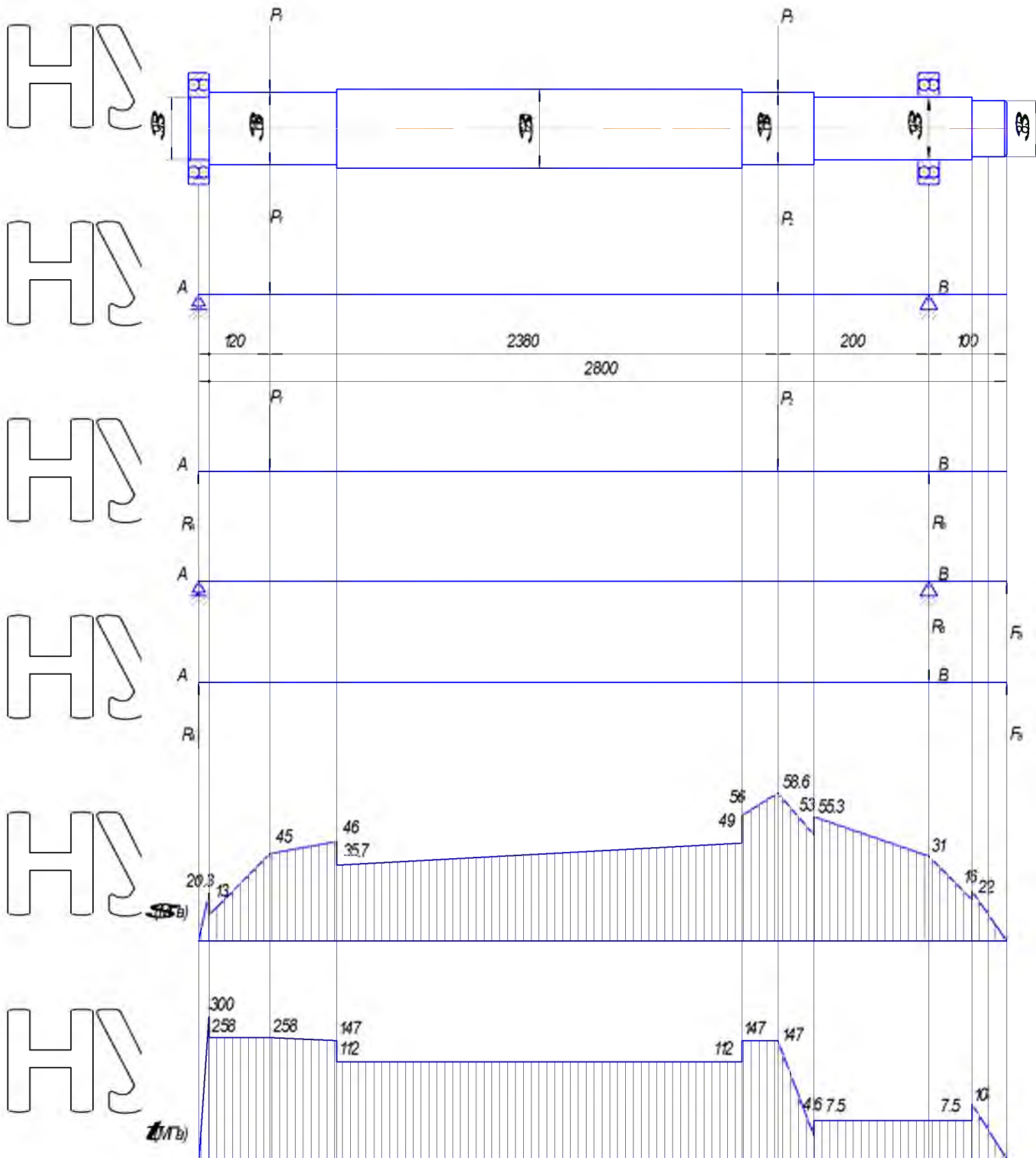


Рисунок 2.12 - Епюри нормальних і дотичних напружень на валу барабана

НУБІП України
 Побудуємо епюри нормальних напружень. Занаступною формулою визначимо напруження

$$\sigma = \frac{\sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2}}{0,1 \cdot d^3} \quad (2.51)$$

НУБІП України
 $\sigma_1 = \frac{1409,8}{0,1 \cdot 0,085^3} = 22 \text{ МПа};$

$$\sigma_2 = \frac{1409,8}{0,1 \cdot 0,095^3} = 16 \text{ МПа};$$

НУБІП України
 $\sigma_3 = \frac{2,6}{0,1 \cdot 0,095^3} = 31 \text{ МПа};$

$$\sigma_4 = \frac{7143}{0,1 \cdot 0,095^3} = 55,3 \text{ МПа};$$

НУБІП України
 $\sigma_5 = \frac{7143}{0,1 \cdot 0,11^3} = 53 \text{ МПа};$

$$\sigma_6 = \frac{7798}{0,1 \cdot 0,11^3} = 58,6 \text{ МПа};$$

НУБІП України
 $\sigma_7 = \frac{8529}{0,1 \cdot 0,11^3} = 56 \text{ МПа};$

$$\sigma_8 = \frac{8529}{0,1 \cdot 0,12^3} = 49 \text{ МПа};$$

НУБІП України
 $\sigma_9 = \frac{6171}{0,1 \cdot 0,12^3} = 35,7 \text{ МПа};$

$$\sigma_{10} = \frac{6171}{0,1 \cdot 0,11^3} = 46 \text{ МПа};$$

НУБІП України
 $\sigma_{11} = \frac{6038}{0,1 \cdot 0,11^3} = 45 \text{ МПа};$

НУБІП України

$$\sigma_{12} = \frac{1742}{0,1 \cdot 0,11^3} = 13 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{13} = \frac{1742}{0,1 \cdot 0,095^3} = 20,3 \text{ МПа}.$$

НУБІП України

$$\tau = \frac{T}{\left(\frac{\pi \cdot d^3}{32} \right)}, \quad (2.52)$$

НУБІП України

$$\tau_1 = \frac{600}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,085^3}{32} \right)} = 10 \text{ МПа},$$

$$\tau_2 = \frac{600}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,095^3}{32} \right)} = 7,5 \text{ МПа};$$

НУБІП України

$$\tau_3 = 7,5 \text{ МПа}; \quad \tau_4 = 7,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_5 = \frac{600}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,11^3}{32} \right)} = 4,6 \text{ МПа};$$

НУБІП України

$$\tau_6 = \frac{19200}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,11^3}{32} \right)} = 147 \text{ МПа},$$

НУБІП України

$$\tau_7 = 147 \text{ МПа};$$

$$\tau_8 = \frac{19200}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,12^3}{32} \right)} = 112 \text{ МПа};$$

НУБІП України

$$\tau_9 = 112 \text{ МПа};$$

$$\tau_{10} = \frac{19200}{\frac{3.14 \cdot 0.11^3}{32}} = 147 \text{ МПа};$$

$$\tau_{11} = \frac{39000}{\frac{3.14 \cdot 0.11^3}{32}} = 258 \text{ МПа};$$

$$\tau_{12} = 147 \text{ МПа};$$

$$\tau_{13} = \frac{39000}{\frac{3.14 \cdot 0.095^3}{32}} = 300 \text{ МПа}.$$

Найбільший згинаючий момент в перерізі під маточиною приймає таке значення

$$M_M = M = 7,798 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Момент опору даного перетину на осі

$$W_M = 0.1 \cdot d_M^2. \quad (2.53)$$

Підставляючи дані значення в умови роботи на згин в симетричному циклі,

отримаємо формулу знаходження діаметра осі під маточиною за наступною формулою

$$[\sigma_{зг}] \geq \frac{M}{W} \Rightarrow [\sigma_{II}] \geq \frac{M_M}{0.1 \cdot d_M^2}. \quad (2.54)$$

$$d_M = \sqrt[3]{\frac{M_M}{0.1 \cdot [\sigma_{зг}]}}, \quad \sqrt[3]{\frac{7798}{0.1 \cdot 78 \cdot 10^6}} = 0.10 \text{ м}.$$

Найбільший згинаючий момент правої цапфи визначається так

$$M_{зг} = R_B \cdot \left(l_2 - \frac{l_M}{2} \right), \quad (2.55)$$

де $l_M = (1.5 \dots 2.0) \cdot d_M$ – довжина маточини визначається з умови.

$$l_M = (1.5 \dots 2.0) \cdot d_M = 2 \cdot 0.10 = 0.2 \text{ м}. \quad (2.56)$$

Момент опору перетину цапфи визначається за такою формулою

$$W_{II} = 0,1 \cdot d_{II}^3$$

Підставляючи дані значення в умову роботи на згин в симетричному циклі, знаходимо діаметр осі під цапфою за наступною залежністю

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(R_B^X)^2 + (R_B^Y)^2} \cdot \left(\nu_2 - \frac{l_M}{2} \right)}{0,1 \cdot [\sigma_{32}]}};$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{(37000)^2 + (2380)^2} \cdot \left(0,2 - \frac{0,2}{2} \right)}{0,1 \cdot 78,1 \cdot 10^6}} = 0,078 \text{ м.} \quad (2.57)$$

З метою уніфікації підшипників діаметр лівої цапфи приймаємо рівним діаметру правої цапфи.

Вибір електродвигуна

Визначення максимальної статичної потужності двигуна.

Максимальна статична потужність $N_{ст}$, яку повинен мати механізм, в установленому русі при підйомі номінального вантажу визначається за наступною формулою

$$N_{ст} = \frac{(Q + Q_{II}) \cdot g \cdot v_z}{\eta_n} \quad (2.58)$$

де $\eta_n = 0,80 - 0,85$ – попереднє значення ККД механізму. Тоді числове значення потужності знаходимо так

$$N_{ст} = \frac{(40000 + 8000) \cdot 9,81 \cdot 0,1}{0,85} = 47 \text{ кВт} \quad (2.59)$$

В кранових механізмах підйому рекомендується використовувати двигуни постійного струму серії Д, послідовного збудження, тихохідні.

Вибір типу електродвигуна

В кранах розрахунок електродвигуна можна вести по еквівалентному навантаженні. У цьому випадку потрібна потужність електродвигуна визначається за такою формулою:

$$N_{\text{Екв}} = k_{\text{пр}} \cdot N_{\text{СТ}} \quad (2.60)$$

де $k_{\text{пр}} = 0,7$ – коефіцієнт приведення для режимів М5 і М6. Тоді чилове значення потужності буде таке:

$$N_{\text{Екв}} = 0,7 \cdot 47 = 32,9 \text{ кВт.}$$

Вибираємо електродвигун типу Д812 з наступними параметрами.

Табл. 2.1. Характеристики двигуна

Потужність на валу ПВ	кВт	47
Частота обертання вала	об/хв.	560
Крутний момент	Н·м	6820
Сила струму	А	242

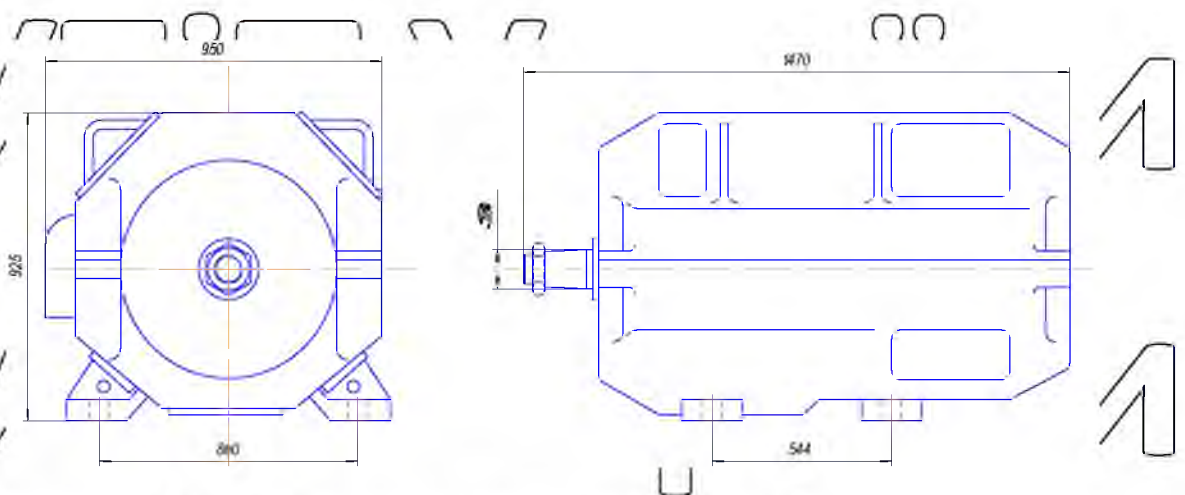


Рисунок 2.13 - Габаритне креслення двигуна Д812

Вибір редуктора і передачі

Потужність, яка передається редуктором визначається за наступною формулою

$$N_p = N_{ст} \cdot k_p, \quad (2.61)$$
 де $k_p = 1$ – коефіцієнт запасу для редуктора типу Ц2. Тоді потужність двигуна становитиме

$$N_p = 47 \cdot 1 = 47 \text{ кВт.}$$

Передаточне число редуктора визначається за наступною формулою

$$U_{ред} = \frac{n_{дв}}{n_{ред}}, \quad (2.62)$$

де $n_{дв}$ – частота обертання вала двигуна; $n_{ред}$ – частота обертання тихохідного вала редуктора, тоді передаточне число редуктора приймає таке значення

$$U_{ред} = \frac{560}{12} = 46,6.$$

Вибираємо редуктор Ц2-650.

Таблиця 2.2. Основні параметри редуктора

Крутний момент на тихохідному валу	кН·м	39
Передаточне число	-	50
n_B	c ⁻¹	12

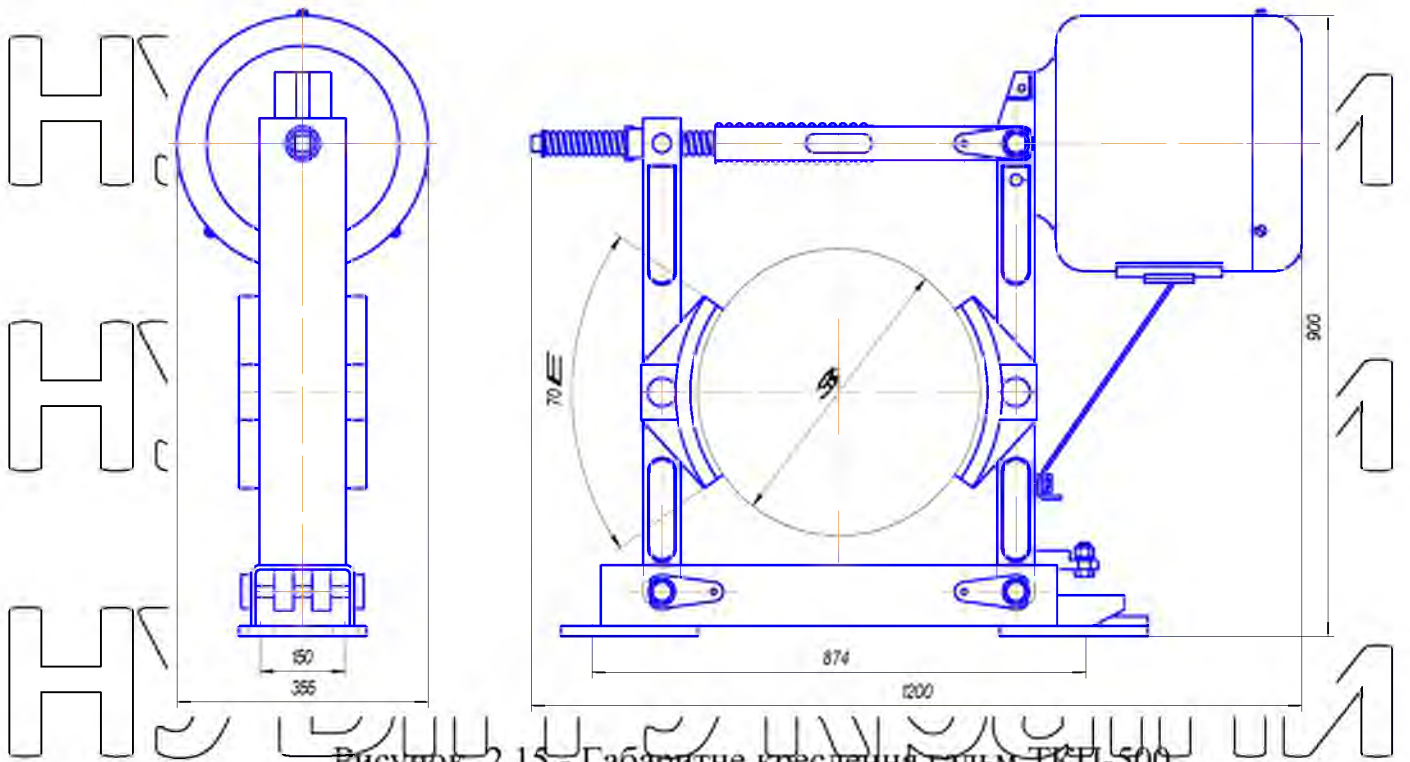


Рисунок 2.15 - Габаритне креслення гальм ТКПІ-500

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМА ПІДЙОМУ

3.1. Побудова динамічної моделі

Механізм підйому вантажу при роботі на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, аварійна зупинка) характеризуються наявністю динамічних навантажень, що виникають в елементах приводного механізму і в канаті. В канаті виникає нерівномірний рух, який пов'язаний із завантаженням та розвантаженням довгомірних деревних матеріалів, а також через властивості елементів механізму. Вони негативно впливають на елементи конструкції, і призводять до руйнування механізму, підвищення енергозатрат, погіршення роботи крана.

При переході від реальної конструкції механізму підйому до його динамічної моделі нехтуємо масами канатів, валів, але враховуємо їхню жорсткість [Ошибка! Источник ссылки не найден.]. При побудові динамічної моделі механізму підйому враховуємо зосереджені маси, залежності рушійних та гальмівних сил від частоти обертання ротора електродвигуна, зміну приведених мас і т. д. У кожному конкретному випадку одні фактори є головними, а інші – другорядними. Модель не повинна бути громіздкою, повинна відображати основні елементи механізму підйому вантажу і їхні властивості, бути нескладною для полегшення розрахунків [Ошибка! Источник ссылки не найден.].

На рис 1.1 зображена кінематична схема механізму підйому вантажу, яка ділиться на дві частини, зведені до пружного елемента системи – муфти.

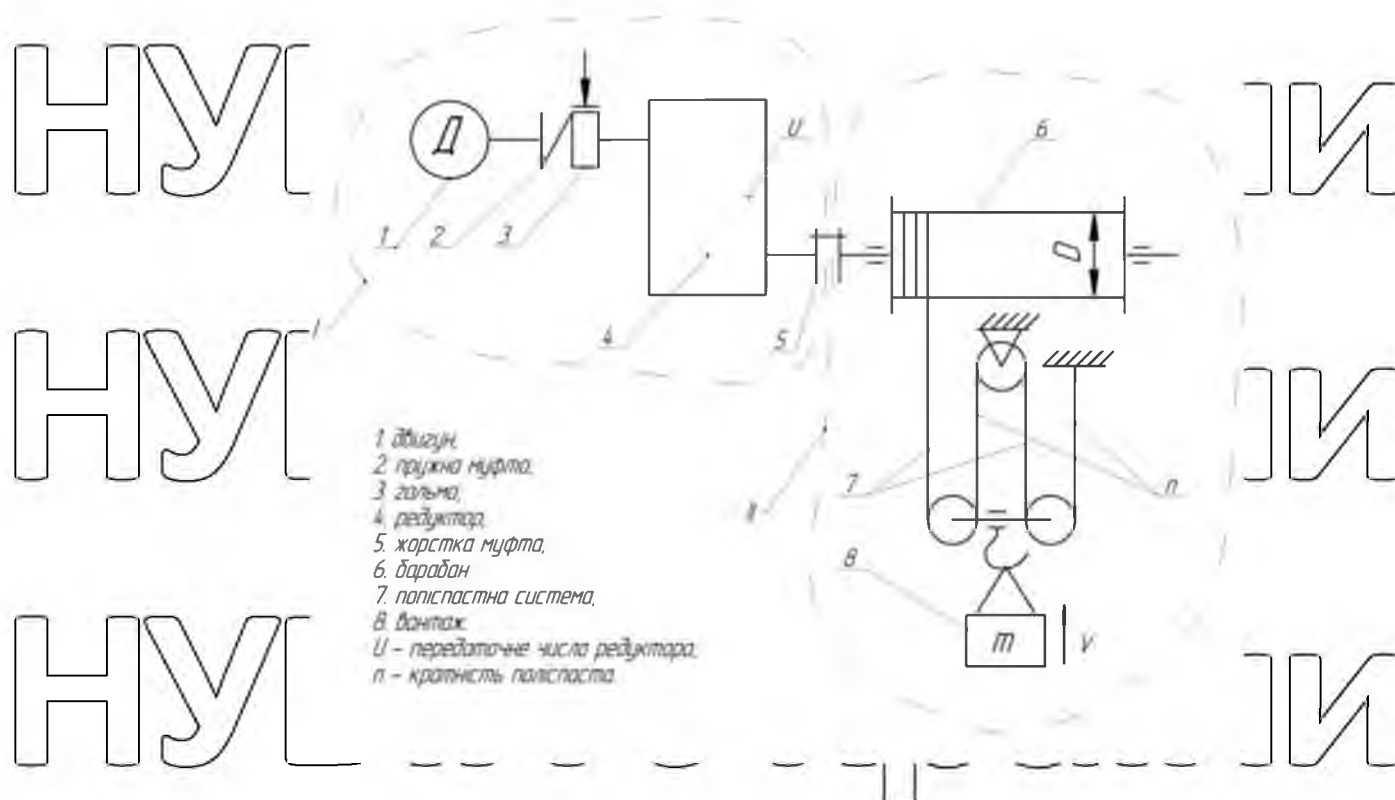


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму підйому вантажу

Розрахунок основних параметрів приводу механізму підйому вантажу необхідні для побудови динамічної моделі.

$M_{\max}/M_{\text{ном}} = 2,9$ - відношення максимального моменту до мінімального;
 Момент інерції приводного механізму - $J = 1,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ [3]. Всі інші параметри механізму підйому вантажу розраховані або вибрані в розділі 2. На рис.3.2 наведено механічну характеристику приводного електродвигуна, параметри якої взяті з розділу 2.

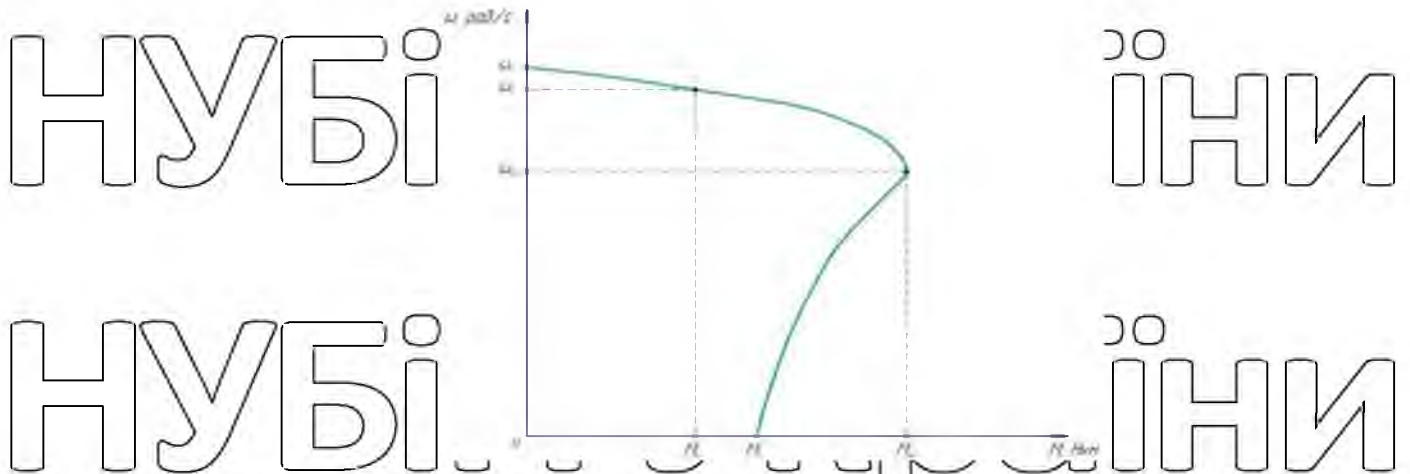


Рисунок 3.2. – Механічна характеристика електродвигуна

На основі кінематичної схеми механізму підйому (рис.3.1) побудовано його динамічну модель (рис.3.3).

Динамічну модель механізму підйому вантажу зводимо до двомасової моделі (рис.3.3).

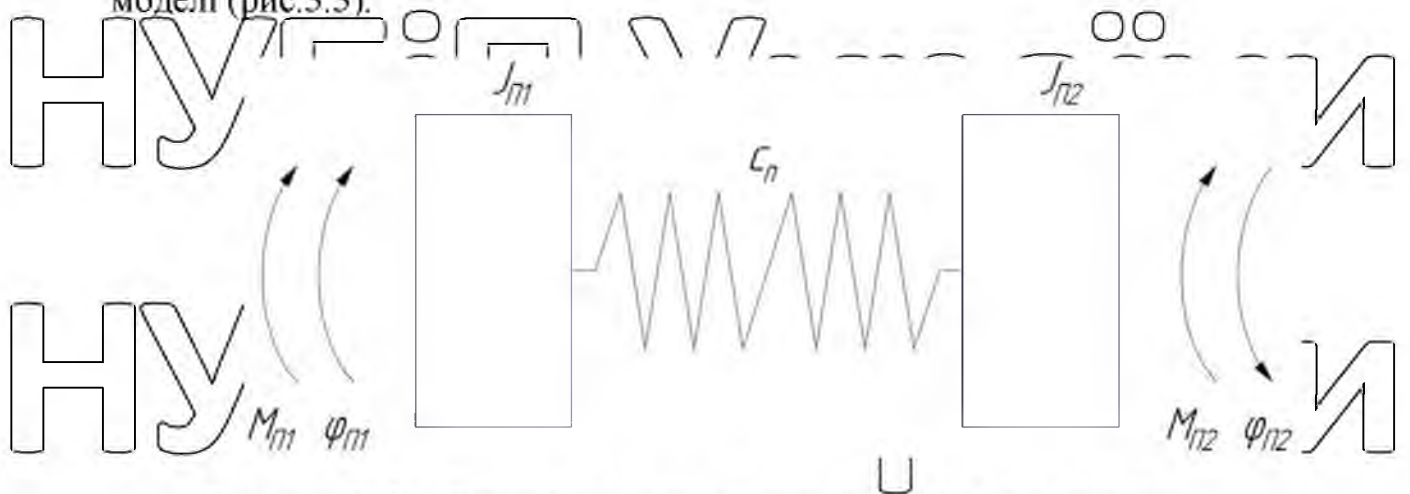


Рисунок 3. 3.– Динамічна модель механізму підйому вантажу

Гут $J_{п1}$ та $J_{п2}$ – приведені моменти інерції першої та другої частин механізму підйому вантажу; C_n – коефіцієнт жорсткості пружного елемента, що з'єднує приведені маси; $M_{п1}$ та $M_{п2}$ – приведені рушійні моменти першої та другої частин механізму підйому вантажу; $\varphi_{п1}$ – кутлова координата повороту першої півмуфти; $\varphi_{п2}$ – кутлова координата повороту другої півмуфти.

До першої частини моделі входять електродвигун, пружна муфта, редуктор та перша пів муфта. До другої частини моделі входять друга пів муфта, канатний барабан, поленаст з вантажем.

Розраховуємо першу частину реальної системи механізму підйому. Для цього прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реальної системи (T_1) до кінетичної енергії моделі ($T_{екв.}$) першої частини системи механізму підйому вантажу

$$T_1 = T_{екв.} \quad (3.1)$$

Кінетична енергія першої частини механізму підйому виражається наступною залежністю

$$T_1 = \frac{1}{2} J_p \cdot \omega_{об.}^2 + \frac{1}{2} J_{м.п.} \cdot \omega_{об.}^2 + \frac{1}{2} J_z \cdot \omega_{об.}^2 + 0,1 J_p \cdot \omega_{об.}^2 + \frac{1}{2} J_{м.ж.} \cdot 0,5 \frac{\omega_{об.}^2}{U^2} \quad (3.2)$$

Еквівалентна кінетична енергія першої частини динамічної моделі механізму підйому виражається наступною залежністю

$$T_{екв. I.} = \frac{1}{2} J_{II} \cdot \omega_1^2 \quad (3.3)$$

З виразів (3.1),..., (3.3) отримуємо приведення момент інерції першої маси динамічної моделі механізму підйому вантажу

$$J_{II} = (J_p + J_{м.п.} + J_z + 0,1 J_p) \cdot U^2 + J_{м.ж.} \cdot 0,5 = (1,02 + 0,39 + 0,31 + 0,1 \cdot 1,02) \cdot 4^2 + \frac{0,09}{2} = 30,64 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.4)$$

де $J_p = 1,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції ротора електродвигуна;

$J_{м.п.} = 0,39 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції пружної муфти;

$J_z = 0,31 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції гальма;

$J_{м.жс.} = 0,09 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції жорсткої пів муфти.

Кінетична енергія другої частини системи механізму підйому виражається наступною залежністю:

$$T_{II} = \frac{1}{2} m \cdot V^2 + \frac{1}{2} J_{к.б.} \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_{м.жс.} \cdot 0,5 \cdot \omega_1^2 \quad (3.5)$$

Еквівалентна кінетична енергія другої частини динамічної моделі механізму підйому виражається наступною залежністю

$$T_{екв. II} = \frac{1}{2} J_{II2} \cdot \omega_1^2 \quad (3.6)$$

З (3.5) і (3.6) знаходимо приведений момент інерції другої приведеної маси динамічної моделі механізму підйому, яка виражається наступною залежністю

$$J_{II2} = J_{к.б.} + J_{м.жс.} \cdot 0,5 + m_e \cdot \frac{V^2}{\omega_1^2 \cdot n^2} \quad (3.7)$$

де $J_{к.б.}$ - момент інерції канатного барабана, $J_{к.б.} = 2,013 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

V - швидкість набігання канату на тяговий барабан, яка для механізму підйому виражається наступною залежністю

$$V = \omega_1 \cdot R_{к.б.}$$

де R - радіус канатного барабана, $R = 0,175 \text{ м}$.

Звідси розраховуємо числове значення моменту інерції другої приведеної маси

$$\begin{aligned} J_{II2} &= J_{к.б.} + J_{м.жс.} \cdot 0,5 + m_e \cdot R_{к.б.}^2 \cdot \frac{1}{n^2} = \\ &= 2,013 + \frac{0,09}{2} + 3200 \cdot 0,175^2 \cdot \frac{1}{4^2} = 8,186 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Приведений рушійний момент першої частини системи динамічної моделі механізму підйому виражається наступною залежністю:

$$M_{П1} = M_{дв.} \cdot U \cdot \eta_{м.п.} \cdot \eta_{ред.} \cdot \eta_{м.ж.} \quad (3.9)$$

Приведений момент опору другої частини системи динамічної моделі механізму підйому виражається наступною залежністю:

$$M_{П2} = m \cdot g \cdot R_{к.б.} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{\eta_{под.}} \cdot \frac{1}{\eta_{підш.}} \cdot \frac{1}{\eta_{м.п.}} \quad (3.10)$$

$$M_{П2} = 3200 \cdot 9,81 \cdot 0,175 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{0,92} \cdot \frac{1}{0,96} \cdot \frac{1}{0,985} = 1578,71 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Нелінійність динамічної моделі викликана нелінійністю механічної характеристики приводного електродвигуна механізму підйому вантажу (рис.3.2), яка залежить від кутової швидкості приводного вала електродвигуна і визначається за допомогою рівняння Клосса, що має наступний вигляд:

$$M_{дв.} = \frac{2M_{кр.}}{\frac{S}{S_{кр.}} + \frac{S_{кр.}}{S}} \quad (3.11)$$

де S , $S_{кр.}$ – ковзання та критичне ковзання електродвигуна відповідно, яке динамічної моделі механізму підйому виражається наступною залежністю

$$S = \frac{n_1 - n_{н1}}{n_1} \quad (3.12)$$

де n_1 – синхронна швидкість поля статора, яка визначається за такою формулою:

$$n_1 = \frac{60 \cdot f_{ном}}{p} = \frac{60 \cdot 50}{3} = 1000 \text{ об/хв} \quad (3.13)$$

де $f_{ном} = 50$ Гц. – номінальна частота струму, що подається на електродвигун;

$p = 3$ – кількість пар полюсів;

n – номінальна частота обертання електродвигуна:

$$S_{кр} = S_{ном} \cdot (\lambda + \lambda^2 + 1), \quad (3.14)$$

де $\lambda = 2,9$ – кратність максимального моменту електродвигуна

Номінальне ковзання електродвигуна визначається залежністю і приймає наступне числове значення

$$S_{ном.} = \frac{n_1 - n}{n_1} = \frac{1000 - 955}{1000} = 0,045.$$

Критичне ковзання електродвигуна приймає наступне числове значення

$$S_{кр} = 0,168.$$

Критичний момент на валу електродвигуна визначається за такою

формулою

$$M_{кр} = 9,55 \cdot \frac{P_n}{n_n} \cdot \lambda = 1595 \text{ Нм} \quad (3.15)$$

$$M_{дв.} = \frac{2 \cdot 1595}{1000 - \frac{\varphi_1(t) \cdot 30}{\pi} \cdot 4} = \frac{0,168}{1000 - \frac{\varphi_1(t) \cdot 30}{\pi} \cdot 4}$$

3.2. Побудова математичної моделі

На основі побудованої динамічної моделі механізму підйому вантажу (рис.3.3) побудуємо математичну модель механізму підйому вантажу.

Математична модель механізму підйому вантажу може бути побудована шляхом використання принципу динамічної рівноваги, який ще має назву принципу Даламбера і являє собою систему диференціальних рівнянь руку

На рис 3.4 і рис.3. 5 зображені відокремлені приведені маси динамічної моделі механізму підйому вантажу з діючими силами. Шляхом складання умов динамічної рівноваги кожної з мас отримуємо систему рівноваги сил (моментів) що діють на кожну з цих мас

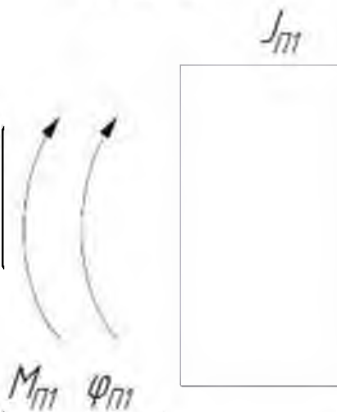


Рис. 3. 4 – Перша приведена маса

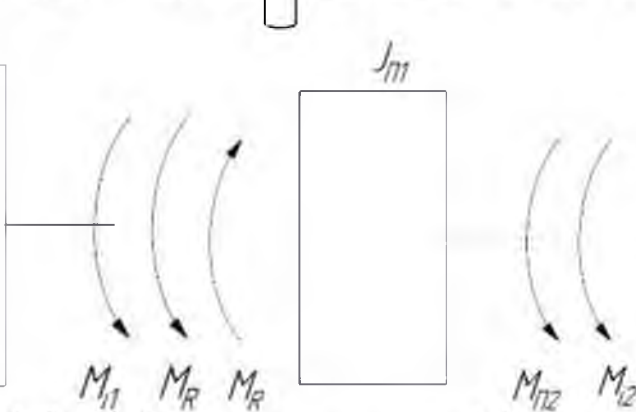


Рис. 3. 5 – Друга приведена маса

$$M_{i1} - M_{i1} - M_R = 0; M_R - M_{i2} - M_{i2} = 0. \quad (3.16)$$

де M_{i1} – момент сил інерції першої приведеної маси динамічної моделі; M_{i2} – момент сил інерції другої приведеної маси динамічної моделі; M_R – момент реакції пружного елемента, що з'єднує першу та другу зведені маси динамічної моделі. Ці моменти сил визначаються наступними залежностями:

$$M_{i1} = J_{m1} \cdot \varphi_1. \quad (3.17)$$

$$M_{i2} = J_{m2} \cdot \varphi_2. \quad (3.18)$$

$$M_R = C_{п} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2), \quad (3.19)$$

де $C_{п}$ – жорсткість пружного елемента динамічної моделі, яка для механізму підйому вантажу визначається наступною залежністю:

$$C_{п} = \frac{M_{сп} \cdot \Delta \varphi_{сп}}{\Delta \varphi} \quad (3.20)$$

де $\Delta\varphi$ – допустимий кут закручення пів муфт, рад., який для механізму підйому вантажу визначається наступною залежністю.

$$\Delta\varphi = 1^\circ \dots 1,5^\circ = \frac{1 \dots 1,5}{180} \cdot 3,14 = 0,017 \dots 0,026 \text{ рад};$$

$$C_n = \frac{M_{кр} \cdot U \cdot \eta_{1-5}}{\Delta\varphi} = 382800 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$$

Підставивши всі знайдені залежності в систему рівнянь (3,16), отримаємо систему диференціальних рівнянь руху механізму підйому вантажу, яка має наступний вигляд:

$$\begin{cases} M_{п1} - J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ C_n(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{п2} - J_{п2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0 \end{cases} \quad (3.21)$$

Перепишемо систему рівнянь (3.21) в іншому вигляді:

$$\begin{cases} J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{п1} - C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_{п2} \cdot \ddot{\varphi}_2 = -M_{п2} + C_n(\varphi_1 - \varphi_2) \end{cases} \quad (3.22)$$

Розв'язок системи рівнянь (3.22) та побудову графічних залежностей, що описують рух механізму підйому вантажу виконуємо в програмному середовищі WolframMathematica.

3.3. Результати динамічного аналізу механізму підйому

Коди побудови динамічного руху в програмному середовищі WolframMathematica наведені в додатках. Результати динамічного аналізу механізму підйому вантажу наведені на рис. 3,6 – 3.13. На рис. 3.6 – 3.9 представлені кінематичні характеристики приведених мас, на рис.3.10 – 3.12 динамічні характеристики, а на рис.3.13 – енергетичні.

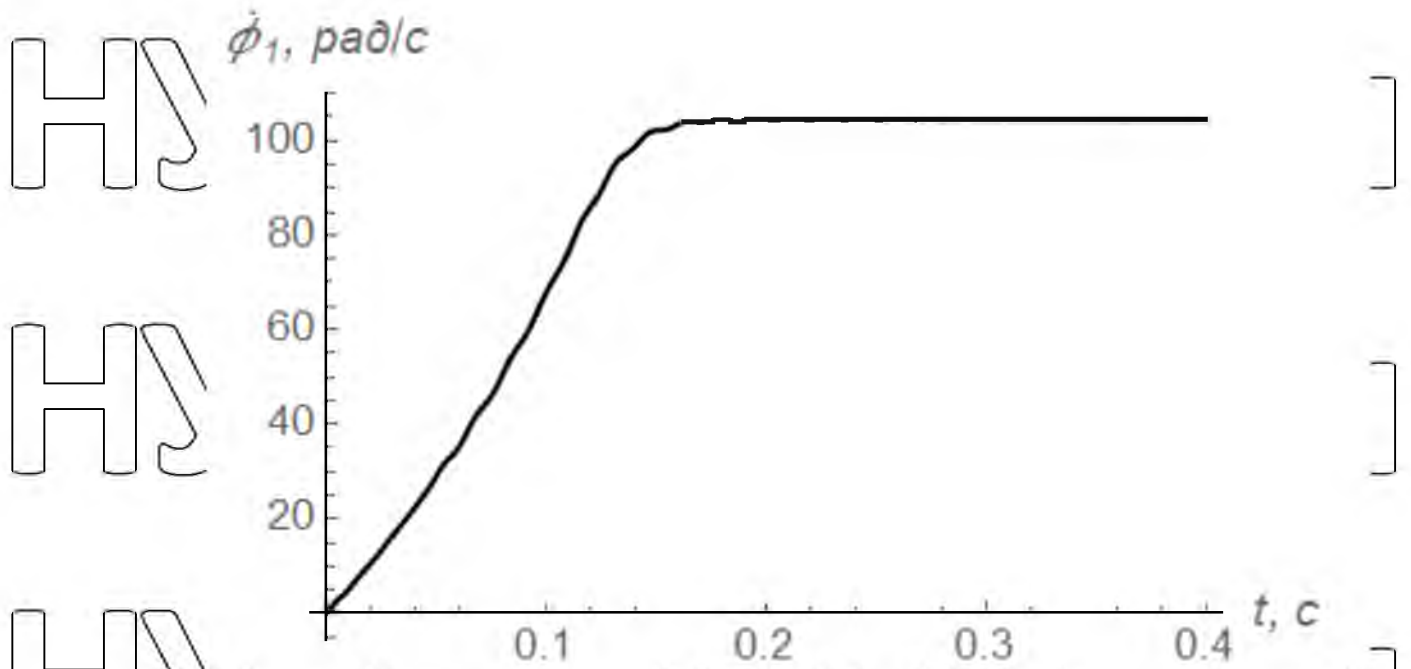


Рисунок 3.6 – Графік кугової швидкості першої маси

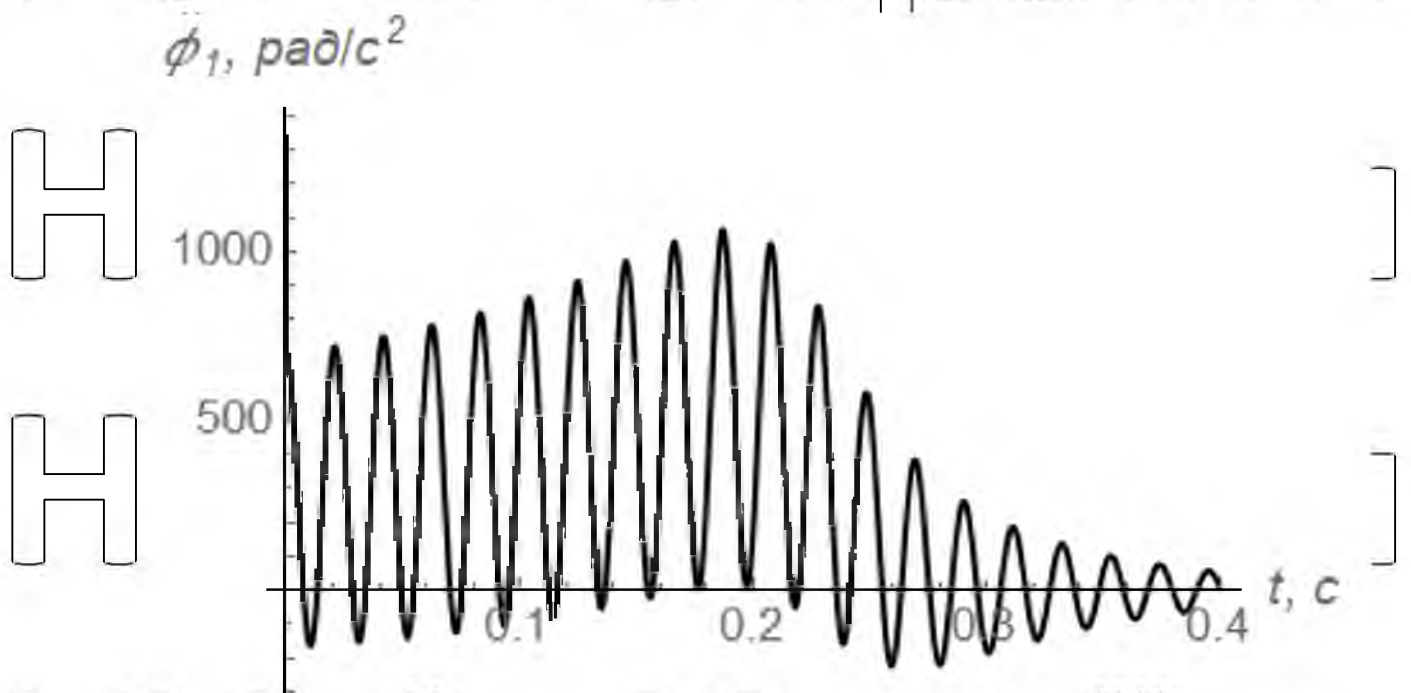


Рисунок 3.7. – Графік кутового прискорення першої маси

НУБІП України

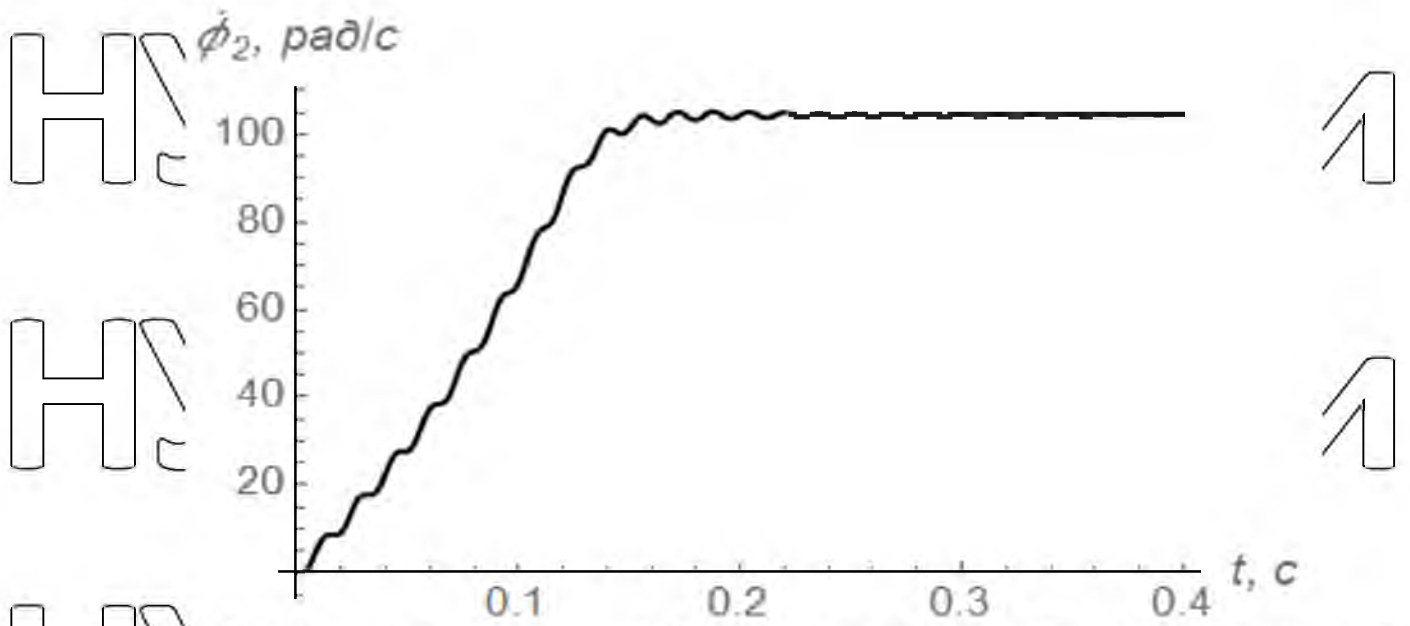


Рисунок 3.8 – Графік кутової швидкості другої маси

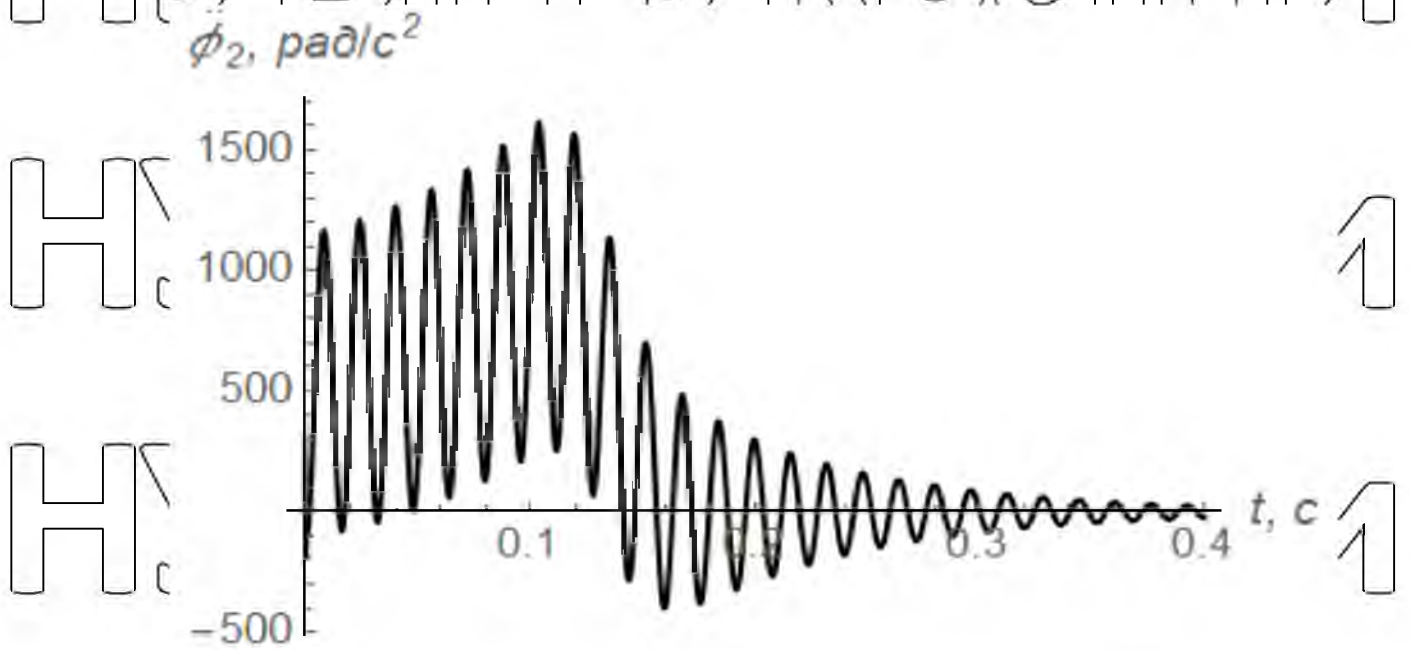


Рисунок 3.9 – Графік кутового прискорення другої маси

НУБІП України

НУБІП України

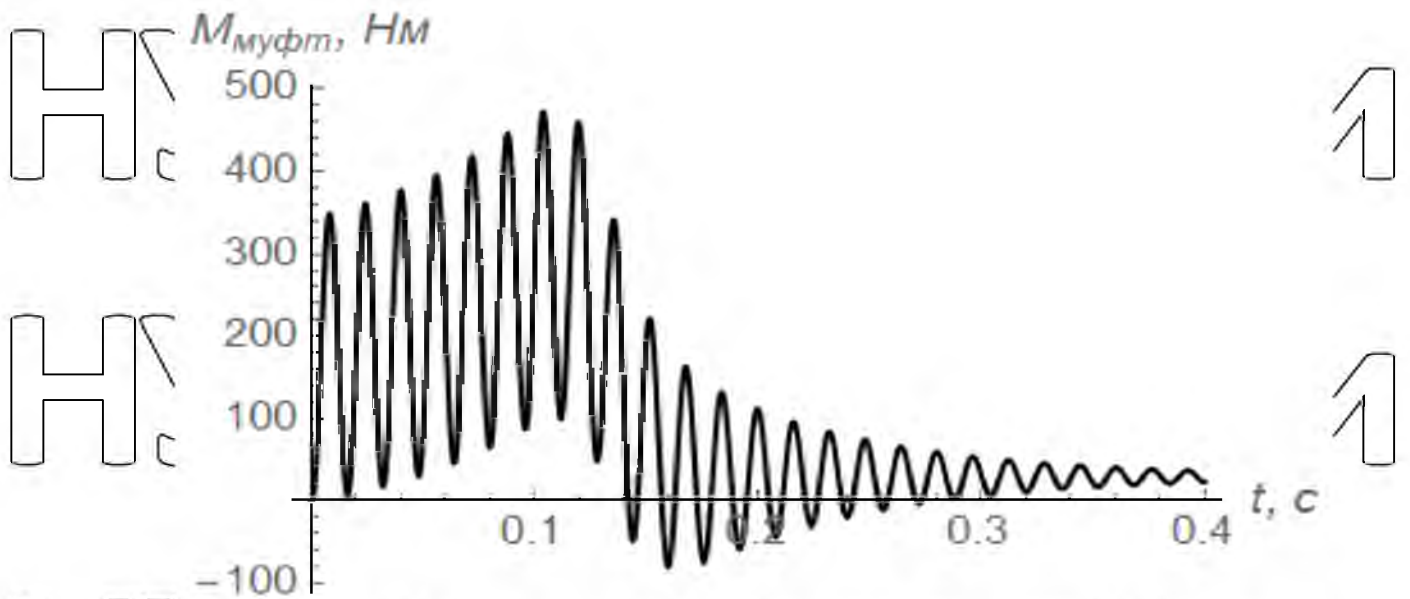


Рисунок 3.10 – Графік пружного моменту в муфті

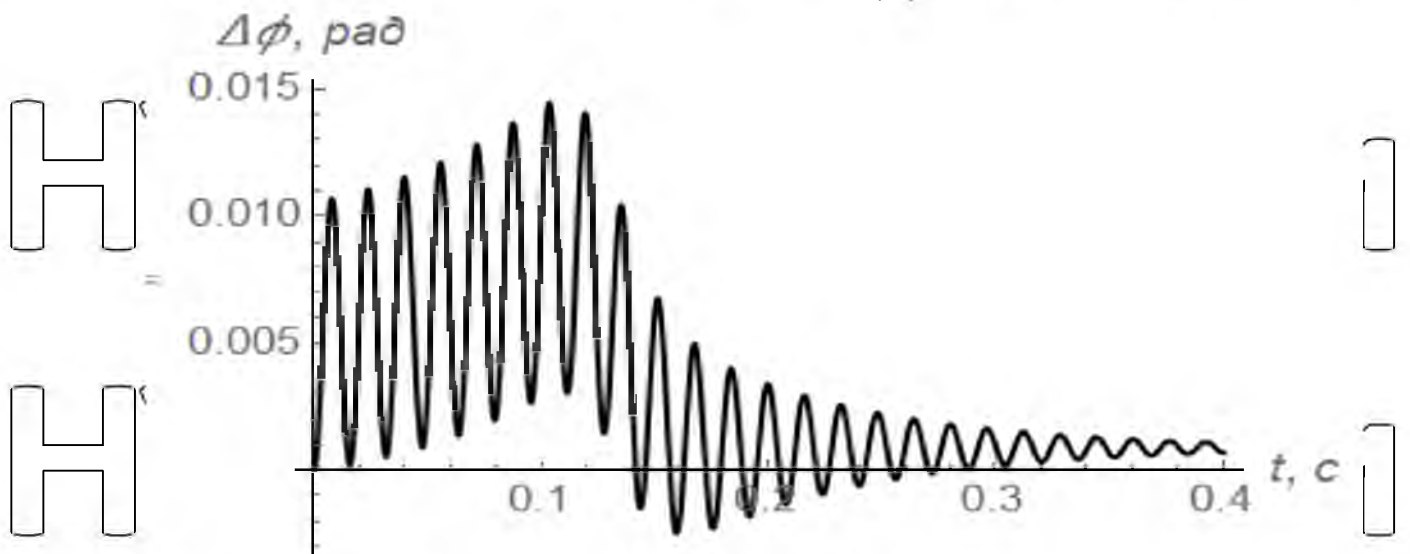


Рисунок 3.11 – Пружна деформація муфти

НУБІП України

НУБІП України

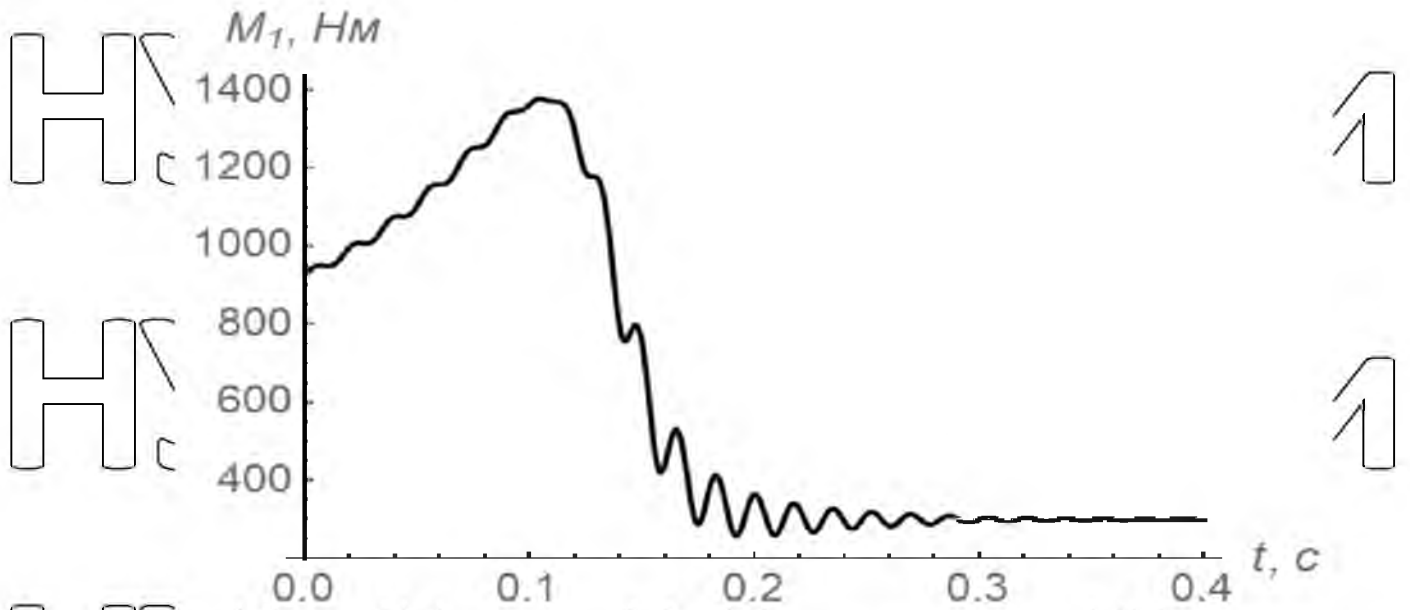


Рисунок 3.12 – Графік зміни рушійного моменту електродвигуна

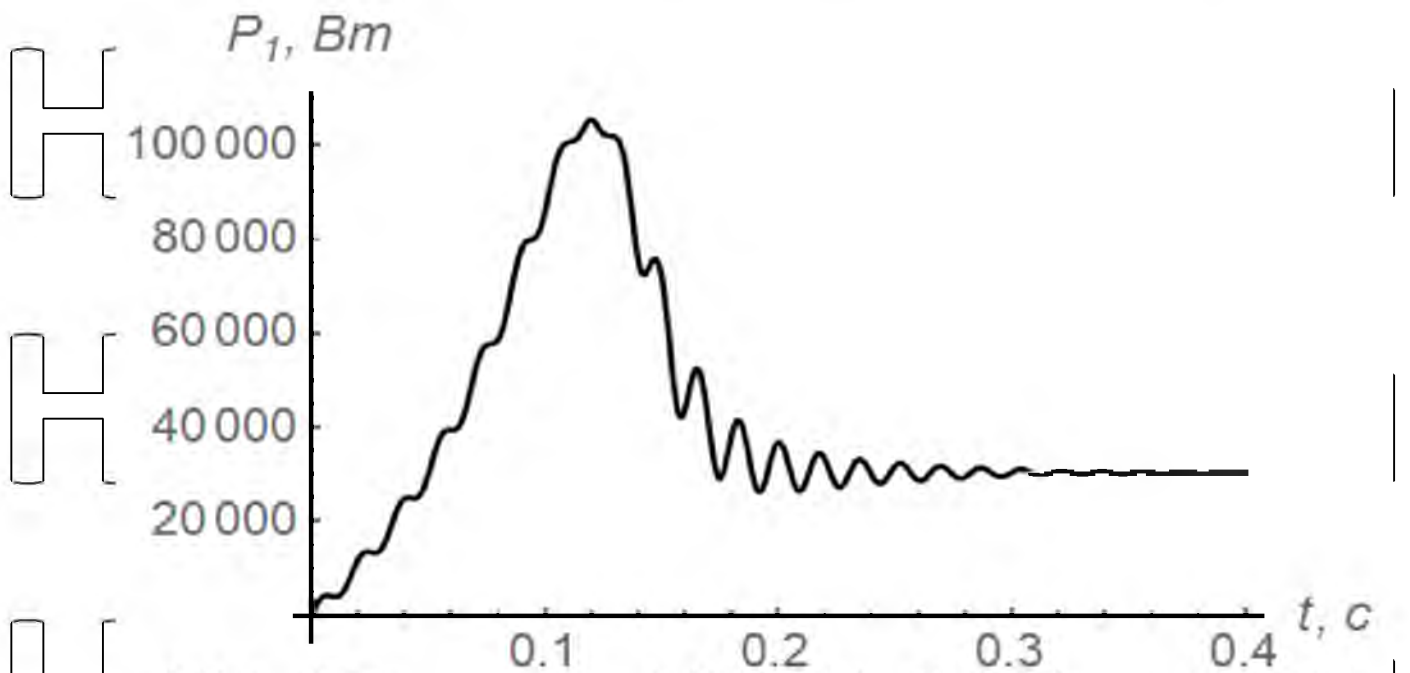


Рисунок 3.13 – Графік потужності приводу

За результатами динамічного аналізу визначені максимальні (табл.3.1) та середні (табл.3.2) значення кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик механізму підйому вантажу.

Таблиця 3.1. Максимальні значення величин

Величина	Значення
Коефіцієнт динамічності муфти	2
Перевантаження двигуна за потужністю	2,85
Максимальна кутова деформація муфти, град	1,84
Перевантаження двигуна за крутним моментом	3,49
Максимальне прискорення першої півмуфти	1572,6 рад/с ²
Максимальне прискорення другої півмуфти	2155,4 рад/с ²

Проаналізуємо динаміку роботи пружної муфти. Як видно з табл. 3.1, її коефіцієнт динамічності складає 2. Це означає, що максимальне значення моменту, яке передає муфта складає 1291,4 Нм. Вибрана муфта максимум динамічного навантаження (360 Нм) витримає, оскільки коефіцієнт динамічності забезпечує умови роботи механізму.

Таблиця 3.2 - СЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИН

Значення середнього крутного моменту у муфті	511,24 Н*м
Значення середньої потужності двигуна	47578,2 Вт
Значення середньої деформації муфти	0,0127 рад
Значення середнього крутного моменту на валу двигуна	747,93 Н*м
Значення середнього прискорення першої півмуфти	513,53 рад/с ²
Значення середнього прискорення другої півмуфти	694,91 рад/с ²

Отримані данні, які наведені в табл.3.2 відображають більшість питань, які цікавлять дослідників, але в більшій мірі інформацію можна отримати з графічних відображень характеристик механізму підйому вантажу, на основі яких є можливість дослідити питання більш детально (з більшою повнотою).

На графіку (рис 3.6) бачимо, що показник кутової швидкості збільшується майже лінійно та має незначні коливання, досягаючи свого піку в районі 0.12-0.13 с. та значень відмічених в табл.3.1.

На графіку (рис 3.7) амплітуда коливань прискорень в районі 800-900 рад/с² за 0.4 с. згасає. Сама ж амплітуда коливань зміщується в додатні значення

до 0.2 с. після чого починається активне згасання коливань зі зміщенням їх мінімуму в від'ємні значення.

Аналогічний характер зміни прискорень спостерігається у другій масі. Бачимо, що згасання коливань прискорення здійснюється досить швидко.. Вони зміщують свою амплітуду в додатню сторону до 1.2 с. після чого, з зміщенням амплітуди в від'ємну сторону майже згасають на відмітці 0.4 с.

На графіку на рис.3,12 бачимо, що зростання рушійного моменту з 950 Нм при вмиканні приводу до 1300 Нм на 1.1с. і після приведення його в робочий режим вже на 0.2 с здійснюється, майже, без коливань. Це ж стосується і потужності приводу.

ВИСНОВОК

Під час виконання магістерської роботи був досліджений механізм підйому вантажу за розробленою динамічною та математичною моделями. Отримані та засвоєні навички динамічного аналізу механізмів з використання математичного середовища, для відтворення та аналізу процесів що,відбуваються в механізмі підйому вантажу.

З результатів роботи були отримані кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики та визначені їхні максимальні та середні значення. А саме точні значення пікових навантажень в процесі пуску, які досліджувались з навантаженнями. Середні значення та амплітуди коливань при запуску та приведенні системи до динамічної (рівноваги).

В розділі аналізу здійснено огляд на показники системи за рахунок графічних залежностей, що дають змогу побачити час, який витрачається на приведення системи в стан динамічної рівноваги.

Зроблено висновок на основі аналітичних розрахунків про придатність використання підібраної муфти в механізмі, а саме,що вона задовольняє умови роботи механізму.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

4.1. Основні положення оптимізації режиму руху мостових кранів

Підвищення продуктивності мостових кранів вимагає збільшення енергетичних витрат. Для поєднання цих характеристик виникає потреба дослідження динамічних та енергетичних процесів, що виникають під час руху мостових кранів. Для забезпечення ефективної експлуатації мостових кранів є потреба в оптимізації режимів їхнього руху, особливо на ділянках перехідних процесів. Вирішення оптимізаційних задач керування рухом мостових кранів є досить важливою задачею, оскільки вирішення її дає можливість підвищити продуктивність та надійність роботи кранів, а також покращити енергоефективність роботи механізмів мостових кранів.

Аналіз досліджень динаміки та оптимізації режимів руху мостових кранів показує доцільність саме такого напрямку підвищення ефективності роботи мостових кранів. Динамічні та енергетичні процеси у мостових кранах та їхніх механізмах досліджені на достатньому рівні. Однак, ще не в повній мірі враховуються можливості сучасних систем керування рухом крановими механізмами і краном в цілому.

Сучасні системи керування дозволяють реалізувати практично всі існуючі діаграми зміни швидкості або рушійного моменту. В багатьох роботах показано, що при реостатному керуванні швидкістю руху приводного механізму мостового крана в його елементах виникають значні динамічні навантаження. Крім того, при такому керуванні швидкістю руху мають місце інтенсивні енергетичні втрати в приводах кранових механізмів. Для усунення цих небажаних чинників роботи кранових механізмів, а також з метою підвищення продуктивності роботи мостового крана за рахунок усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі необхідно виконати оптимізацію режиму його руху на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху).

Аналіз існуючих публікацій за цією тематикою показує, що шляхом оптимізації режимів руху кранових механізмів вдається зменшити рівень

динамічних навантажень в механізмах мостового крана, підвищити його ефективність роботи, збільшити продуктивність та надійність крана та в багатьох випадках зменшити навантаження на кранівника.

Мета даного дослідження полягає в оптимізації режиму пуску механізму підйому вантажумостового крана та її впливу на динамічні характеристики мостового крана.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити та поставити задачу оптимального керування рухом механізму підйому вантажу мостового крана.

Для проведення оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу використаємо двомасову динамічну модель руху мостового крана, яка була використана при динамічному аналізі механізму підйому вантажу.

4.2. Оптимізація режиму пуску механізму підйому вантажу

Для проведення оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу мостового крана використаємо двомасову динамічну модель, яка представлена на рис.3.2. Цій моделі однозначно відповідає система двох диференціальних рівнянь другого порядку, яка є математичною моделлю динаміки руху механізму підйому вантажу. Така математична модель отримана на основі принципу Д'Аламбера і має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi}_1 &= M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{n2}\ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \end{aligned} \quad (4.1)$$

де J_{n1}, J_{n2} - відповідно зведені моменти інерції першої та другої зведених мас механізму підйому вантажу мостового крана; M_{n1}, M_{n2} - моменти сил першої та другої зведених мас динамічної моделі механізму підйому вантажу; c - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу механізму підйому вантажу; φ_1, φ_2 - кутові координати першої та другої зведених мас механізму підйому вантажу.

В механізмі підйому вантажу найбільші динамічні навантаження коливального характеру виникають в пружному елементі приводу, тому за

критерій оптимізації оберемо середньоквадратичне значення швидкості зміни пружного моменту в зубчастій муфті, що з'єднує вихідний вал редуктора та вал барабана. Цей критерій є інтегральним, тобто оцінює роботу механізму за певний проміжок часу, і виражається наступною залежністю

$$M_n = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_n^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

де t, t_1 – координата часу та тривалість процесу пуску приводу механізму підйому вантажу; M_n – швидкість зміни пружного моменту в зубчастій муфті механізму підйому вантажу.

Швидкість зміни пружного моменту в зубчастій муфті механізму підйому вантажу визначається за такою залежністю:

$$M_n = c(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = J_{n2} \ddot{\varphi}_2. \quad (4.3)$$

Умовою мінімуму інтегрального критерію (4.2) з урахуванням виразу (4.3) є рівняння Ейлера-Лагранжа, які дають диференціальне рівняння шостого порядку:

$$\ddot{\varphi}_2 = 0;$$

Послідовне інтегрування цього рівняння за часом дає наступні залежності:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \\ \ddot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4; \\ \dot{\varphi}_2 &= \frac{C_1 t^4}{24} + \frac{C_2 t^3}{6} + \frac{C_3 t^2}{2} + C_4 t + C_5; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^5}{120} + \frac{C_2 t^4}{24} + \frac{C_3 t^3}{6} + \frac{C_4 t^2}{2} + C_5 t + C_6, \end{aligned} \quad (4.4)$$

де C_1, \dots, C_6 – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху:

$$t = 0: \varphi_1 = \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0,$$

$$t = t_1: \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = v; \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 = 0.$$

За допомогою другого рівняння системи (4.1), виразимо залежності між координатами першої та другої зведених мас та їхніми похідними за часом у такому вигляді:

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_{n2}\ddot{\varphi}_2 + M_{n2}}{c};$$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c;$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + J_{n2}\ddot{\varphi}_2/c. \quad (4.5)$$

Для знаходження постійних інтегрування використаємо 6 умов, які мають вигляд:

$$t = 0: \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = -M_{n2}/J_{n2}, \ddot{\varphi}_2 = 0; \quad t = t_1: \dot{\varphi}_2 = v, \ddot{\varphi}_2 = 0.$$

В результаті підстановки крайових умов в залежності (4.4), знайдемо вирази постійних інтегрування, які визначаються такими залежностями:

$$C_1 = -24(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^3; \quad C_2 = 12(v/t_1 + M_{n2}/J_{n2})/t_1^2;$$

$$C_3 = 0; \quad C_4 = -M_{n2}/J_{n2}; \quad C_5 = 0; \quad C_6 = 0. \quad (4.6)$$

Підставивши постійні інтегрування (4.6) в залежності (4.4), отримаємо кінематичні характеристики другої зведеної маси, а через них за залежностями (4.5) – характеристики першої маси.

Знайшовши характеристики зведених мас, визначаємо силові та енергетичні характеристики приводу механізму підйому вантажу мостового крана:

Визначені кінематичні, силові та енергетичні характеристики, які представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 4.1.

НУБІП України

НУБІП України

Рисунок 4.1- Кутова швидкість першої зведеної маси динамічної моделі

З рис.4.1 можна бачити, що кутова швидкість першої зведеної маси динамічної моделі механізму підйому вантажу мостового крану при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Рисунок 4.2- Кутова швидкість другої зведеної маси динамічної моделі

Як і перша зведена маса (рис.4.1), так і друга зведена маса моделі механізму підйому вантажу (рис.4.2) має плавний характер зміни при оптимальному режимі пуску.

НУБІП України

НУБІП України

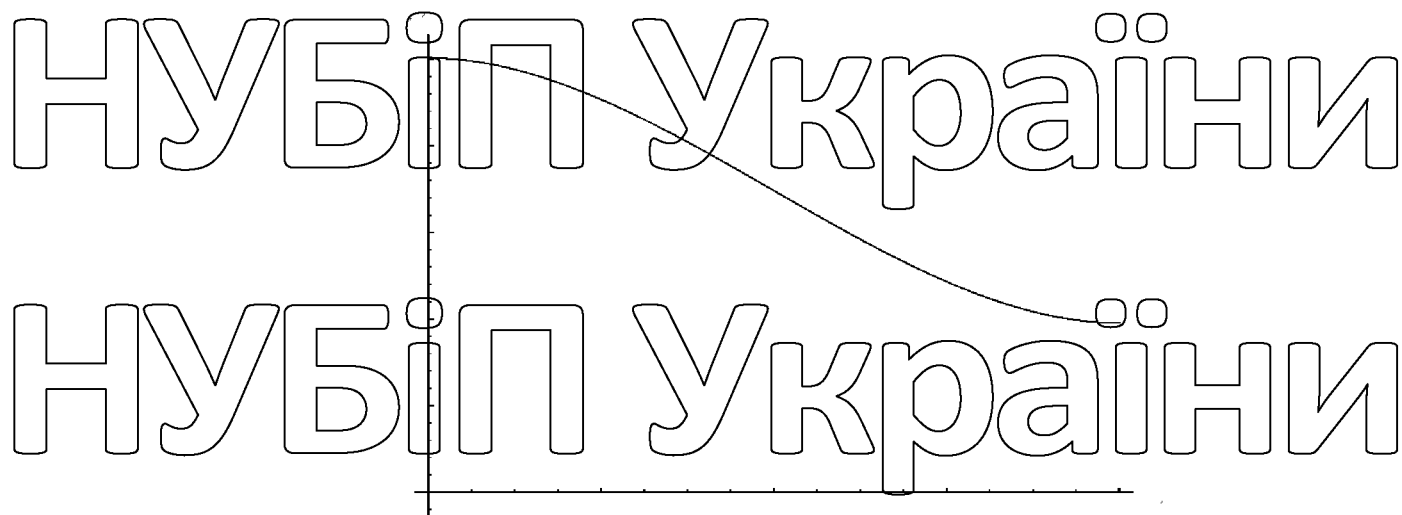


Рисунок 4.3 – Графік зміни пружного моменту в муфті приводу механізм підйому

Пружний момент в приводному механізмі підйому вантажу (рис. 4.3) при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення на ділянці пуску. При цьому максимальне значення в 2,5 рази перевищує усталене значення, що менше (2,9) допустимого перевантаження електродвигуна та приводного механізму.

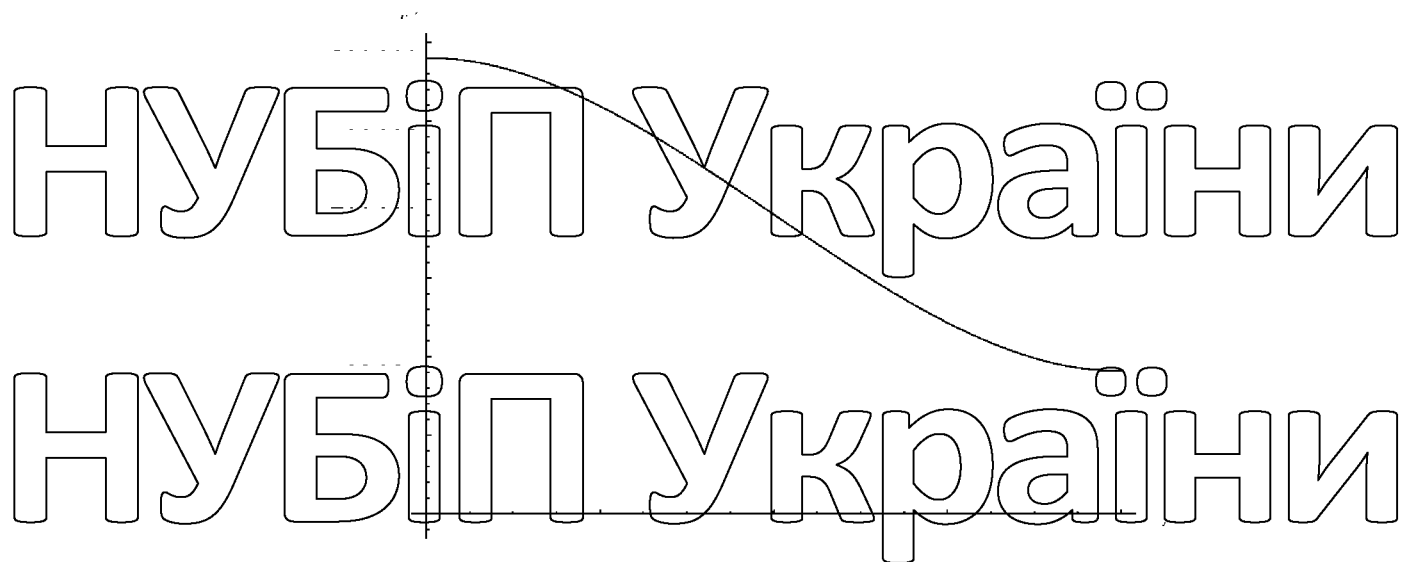


Рисунок 4.4 - Графік зміни рушійного моменту приводу механізму підйому

З графіку рушійного моменту приводу механізму підйому вантажу (рис. 4.4) при оптимальному режимі пуску видно, що останній змінюється плавно без коливань від максимального до усталеного значення. При цьому максимальне

значення в 2,9 разів перевищує усталене значення, що відповідає рекомендованому перевантаженню електродвигуна механізму підйому вантажу в процесі пуску.



Рисунок 4.5 - Графік зміни потужності на валу електродвигуна

Потужність на валу приводного електродвигуна механізму підйому вантажу (рис. 4.5) при оптимальному режимі пуску змінюється плавно без коливань з досягненням максимального значення з подальшим зниженням до усталеної величини на ділянці усталеного руху. При цьому максимальне значення потужності в 1,8 разів перевищує усталене значення, що відповідає встановленим нормам перевантаження електродвигуна по потужності.

З отриманих графічних залежностей кінематичних (рис. 4.1 - 4.2), динамічних (рис. 4.3, 4.4) та енергетичних (рис. 4.5) характеристик оптимального режиму пуску у приводу механізму підйому вантажу можна зробити висновок, що коливання в ланках приводу відсутні. Це вказує на те, що динамічні навантаження зменшуються до мінімуму і рух ланок приводу та механізму підйому вантажу є плавним.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1. Техніко-економічне обґрунтування проекту крана

Новий кран має більшу потужність електродвигунів, а також більшу швидкість пересування механізмів в порівнянні з аналогом, що дозволяє зменшити тривалість циклу транспортування вантажу та збільшити продуктивність крана. Продуктивність крана зростає на 7%. Але оптова ціна крана, що проектується, більша за ціну аналога.

$$C_{кр} = 1517,2 \text{ тис. грн.} > C_{ан} = 1440 \text{ тис. грн.}$$

За рахунок збільшення продуктивності зменшується вартість машино-години роботи крана:

$$C_{мг} = 28,1 \text{ грн.} < C_{мг} = 29,25 \text{ грн.}$$

Собівартість транспортування 1т, вантажу знизиться на $ЛС=2\%$. Очікуваний економічний ефект за строк служби нового крана з урахуванням морального зносу складе $E = 102,67$ тис. грн., річний ефект $E_p = 29,6$ тис. грн.

Завод-виготовник матиме прибуток від реалізації крана $\Pi = 303,44$ тис. грн.,

чистий прибуток після сплати податку в держбюджет $-\Pi_{ч} = 216$ тис. грн.

Розрахунки підтверджують економічну вигідність проектування та виготовлення нового крана.

Розрахунки виконані на основі методичних вказівок та нормативів підприємства-виготовника.

Табл. 4.1. Техніко-економічні показники

Показники призначення	Позначення	Крани	
		Назій	Амалат
Кран мастовий вантажопідіймальність, т	Q	40/8	40/8
Протін, м	L	22	22
Резони роботи, група резонсу	сх	4/3К	4/3К
Термін служби, років	T	20	20
Продуктивність (коефіцієнт зросту)	α_1	1,05	1
Потужність двигуна, кВт	N	170,4	160
Технологічності			
Маса, т	M	115,5	109,7
Питома вага, т/тх	Π_w	0,175	0,166
Питома ціна, тис. грн./т	Π_c	13,13	13,13
Питома ціна, тис. грн./кВт	Π_{kw}	8,9	9
Експлуатаційні			
Оптова ціна, тис. грн.	Ц	1517,2	1440
Ціна продажу, тис. грн.	Ц'	1820,64	1728
Позна собівартість, тис. грн.	С	1213	1152
Прибуток від продажу, тис. грн.	П	303,44	288
Чистий прибуток, тис. грн.	Π_{ch}	216	227,58
Податок на прибуток, %	H	25	25
Собівартість машини-годин, грн.	C_g	28,6	29,25
Собівартість машини-змін, грн.	C_{zm}	171,6	175,5
Зниження собівартості машини-години, %	ΔC	2,2	-
Очікуваний економічний ефект за термін служби, т. грн.	E	102,67	-
Річний економічний ефект, тис. грн.	E_r	29,6	-

5.2. Розрахунок собівартості впровадження технічного рішення

На стадії проектування оптова ціна та собівартість нового крана визначається за формулами.

НУБІП України

Оптова ціна аналога визначається з прайс-листа заводу-виготовника

$C_a = \$160000$ і розраховується за формулою

$$C_a = \frac{C'_a \cdot K_s \cdot I_i}{K_{ПДВ}} = \frac{160 \cdot 8,0 \cdot 1,35}{1,2} = 1440 \text{ тис. грн}$$

де C'_a - ціна продажу аналога, \$;

$K_s = 8,0$ грн. - курс долара;

I_i - індекс інфляції, $I_i = 1,35$;

$K_{ПДВ}$ - коефіцієнт, який враховує податок на додану вартість, ПДВ=20%Ц,

$K_{ПДВ} = 1,2$.

Оптова ціна нового крану розраховується за формулою

$$C_n = \frac{C_a}{M_a} \cdot M_n = \frac{1440}{109,7} \cdot 115,5 = 1517,2 \text{ тис. грн} \quad (5.1)$$

Ціна продажу крана дорівнює:

$$C' = C + \text{ПДВ} = C + 0,2C = 1,2C \quad (5.2)$$

$C_n = 1,2 \cdot 1517,2 = 1820,6$ тис. грн; $C_a = 1,2 \cdot 1440 = 1728$ тис. грн. Собівартість крана при

рентабельності $R = 25\%C$ розраховується за формулою

$$C = \frac{C'}{1+R} = \frac{C'}{1+0,25} = \frac{C'}{1,25} \quad (5.3)$$

$$C_n = \frac{1820,6}{1,25} = 1452 \text{ тис. грн} \quad C_a = \frac{1517,2}{1,25} = 1213,76 \text{ тис. грн}$$

Прибуток від продажу крана дорівнює

$$П = C - C \quad (5.4)$$

$$П_n = 1820,6 - 1452 = 368,6 \text{ тис. грн}$$

$$П_a = 1517,2 - 1213,76 = 303,44 \text{ тис. грн}$$

Чистий прибуток після сплати податку на прибуток в держбюджет дорівнює

НУБІП України

$$\Pi_{\text{ч}} = \Pi - 0,25\Pi \quad (5.5)$$

Де податок на прибуток дорівнює – 25%П

НУБІП України

$$\Pi_{\text{ч}} = 303,44 - 0,25 \cdot 303,44 = 227,58 \text{ тис. грн.};$$

$$\Pi_{\text{ч}} = 288 - 0,25 \cdot 288 = 216 \text{ тис. грн.}$$

Рентабельність крана дорівнює:

НУБІП України

$$R_u = \frac{\Pi}{C} \cdot 100\% = \frac{303,44}{1213,76} \cdot 100\% = 25\%.$$

$$R_a = \frac{\Pi}{C} \cdot 100\% = \frac{288}{1152} \cdot 100\% = 25\%.$$

5.3. Розрахунок техніко-економічних показників технологічності кранів

НУБІП України

питома вага

НУБІП України

$$M_{\text{в}} = \frac{M}{Q \cdot L} \quad (5.7)$$

$$M_{\text{в}} = \frac{109,7}{(10+10) \cdot 33} = 0,166 \text{ м / тм.}$$

НУБІП України

$$M_{\text{в}} = \frac{115,5}{(10+10) \cdot 33} = 0,175 \text{ м / тм.}$$

де Q – вантажопідіймальність;

M – маса крана;

L – прогін, м.

НУБІП України

питома ціна

$$C_{v.} = \frac{C}{M}; \quad (5.8)$$

$$C'_{v.} = \frac{C}{N}; \quad (5.9)$$

де C – оптова ціна;

M – вага крана;

N – потужність електродвигуна, кВт.

$$C_{vA} = \frac{1440}{109,7} = 13,13 \frac{\text{тис.грн.}}{\text{т}}$$

$$C_{vH} = \frac{1517,2}{115,5} = 13,13 \frac{\text{тис.грн.}}{\text{т}}$$

$$C'_{vA} = \frac{1440}{160} = 9 \frac{\text{тис.грн.}}{\text{т}}$$

$$C'_{vH} = \frac{1517,2}{170,4} = 8,9 \frac{\text{тис.грн.}}{\text{т}}$$

Економічні показники

Собівартість машино-години

$$C_{\text{ч}} = \frac{I}{\Phi \cdot \alpha_1}; \quad (5.10)$$

$$C_{\text{ма.}} = \frac{230620}{7884 \cdot 1} = 29,25 \text{ грн / ч};$$

$$C_{\text{зм.}} = \frac{237080}{7884 \cdot 1,05} = 28,6 \text{ грн / ч}$$

Собівартість машино-зміни

$$C_{\text{мз}} = C_{\text{т}} \cdot t.$$

де t – б-год. час зміни;

$C_{МВА} = 29,25 \cdot 6 = 175,5 \text{ грн / зм.}$
 $C_{МВН} = 28,6 \cdot 6 = 171,6 \text{ грн / зм.}$

Зниження собівартості машино-годин

$\Delta C = \frac{C_{МН} - C_{МД}}{C_{МД}} \cdot 100\% = \frac{28,6 - 29,25}{29,25} \cdot 100\% = -2,2\%$ (5.11)

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1. Визначення потенційних небезпек

Монтажник мостового крана повинен буде визначити будь-яку й усі потенційні небезпеки, щоб він міг відповідно спланувати та підготувати свою команду. Різні типи небезпек можуть вимагати спеціального захисту (ЗІЗ) для їх команди, спеціальних дозволів та інших особливих міркувань, щоб переконатися, що встановлення крана виконується безпечно. Це типи небезпек, які установник мостового крана повинен виявити перед встановленням мостового крана:

Мостові крани є невід'ємною частиною багатьох галузей промисловості, використовуються для підйому важких предметів, які працівники не можуть безпечно впоратися вручну. Крани, як і більшість промислового обладнання, можуть становити небезпеку для користувачів. Цей ризик посилюється, якщо обладнання використовується неправильно або погано обслуговується.

Кожен, хто користується мостовим краном, повинен думати про безпеку крана. Необхідно застосовувати проактивний підхід до безпеки, щоб зменшити час простою обладнання та потенційні травми користувачів.

Наші експерти з кранів виділили 6 найкращих порад, яких повинні дотримуватися всі компанії, що експлуатують мостові крани:

1. Надійний режим щоденних (і передопераційних) перевірок

Перше, що слід запровадити — якщо ви ще цього не робите — це ретельний щоденний контрольний список для перевірки обладнання.

З підлоги ви повинні пройти серію візуальних перевірок, щоб оцінити стан обладнання. Перевірка на початку кожної зміни дозволяє виявляти проблеми дуже рано і, сподіваємося, задовго до того, як вони стануть справжньою небезпекою для ваших працівників. Безпека крана починається з ваших щоденних перевірок.

2. Наочність

Чітка видимість вашого вантажу в будь-який час і чіткі лінії огляду життєво важливі. Ще раз переконайтеся, що у вас завжди є чітка лінія видимості вантажу. Особливо це стосується використання пульта дистанційного керування.

Переконайтеся, що на підлозі немає перешкод - людських чи інших!

Кран - це не іграшка, тому не ставтеся до нього як до іграшки. Нещасні випадки можуть статися і іноді можуть бути смертельними. До безпеки підйомного крана слід ставитися серйозно.

Переконайтеся, що маршрут, яким ви їдете з вантажем, вільний від персоналу

Не вдовікайтеся під час роботи з краном

Ніколи не розгойдуйте вантаж

Ніколи не перевищуйте вантажопідйомність крана чи навісного підйомного обладнання... можливо, більше за все

Ніколи не переносьте вантажі на людей

4. Навчіть своїх операторів

Більшість аварій кранів відбувається через помилку людини. Будь то неправильне використання кранів або навіть просто неефективне використання. Ці речі часто призводять до проблем з безпекою крана, передчасного зносу та, зрештою, дорогого простою.

Щоб забезпечити оптимальні умови безпеки, кранівники повинні пройти ретельне навчання інструментам, які вони використовують. Оператори також повинні мати детальне уявлення про безпечну техніку такелажу, контроль навантаження (тобто бути в змозі передбачити та контролювати коливання навантаження, якщо воно виникне) і вміти завжди розпізнавати потенційні небезпеки.

Інвестиції в навчання персоналу з експлуатації крана є життєво важливими для підтримки безпеки на місці та забезпечення максимального обмеження часу

простою крана. Правильне навчання співробітників заощадить ваші гроші в довгостроковій перспективі.

Якщо ви хочете розглянути можливість подальшого навчання для вашої команди, Lloyds British пропонує суттєве навчання операторів крана та безпечні методи стропування.

[Підготовка крана](#)

5. Профілактичне обслуговування

У поєднанні з обов'язковими ретельними оглядами необхідно регулярно проводити профілактику. Як ми зазначали на початку блогу, проактивний підхід до безпеки кранів є життєво важливим для мінімізації ризику для ваших працівників. Ретельна програма профілактичного обслуговування може значно зменшити ймовірність виходу з ладу обладнання та травмування працівників.

Універсального підходу до профілактичного обслуговування не існує. Розгоргання будь-якої такої програми має відповідати вашому графіку роботи (з мінімізацією збоїв) і вашому обладнанню. Профілактичне технічне обслуговування заощадить ваші гроші та страждання в довгостроковій перспективі.

6. Модернізуйте свої мостові крани

Технології постійно працюють над підвищенням безпеки мостових кранів. Модернізація старого обладнання новими функціями безпеки є ефективним способом покращити безпеку крана на вашій ділянці.

З часом електричні системи керування та певні механічні частини можуть вийти з ладу, особливо коли набувають чинності оновлені правила та норми. Модернізація систем у вашому крані не тільки покращує надійність і безпеку, це, ймовірно, збільшує доступність деталей, якщо вам знадобиться провести більш комплексний ремонт.

Покращене світлодіодне освітлення може збільшити видимість і всього час знизити споживання електроенергії. Світлодіодне освітлення також має

додаткову перевагу в тому, що воно більш зосереджене, що має зменшити відблиски та звести до мінімуму будь-які ймовірності того, що ваші оператори будуть періодично засліплені.

Іншою потенційною модернізацією, яка може підвищити безпеку мостового крана, є додавання радіокерування для крана. Пульти дистанційного керування/радіоконтролери дають вашим операторам більше свободи, оскільки вони більше не прикуті до підвісних кабелів керування. Ваші оператори можуть дистанціюватися від вантажу, щоб краще розташуватися в безпечнішому місці, краще визначати небезпеку та швидше реагувати.

НУБІП Україна

НУБІП Україна

НУБІП Україна

НУБІП Україна

НУБІП Україна

ВИСНОВОК

В кваліфікаційній магістерській роботі розроблено конструкцію, виконані розрахунки та проведено дослідження режиму руху мостового крана для ремонтної майстерні.

Здійснено аналіз існуючих конструкцій мостових кранів та їхніх механізмів та їх аналогів, а також патентний пошук, в якому описані можливі технічні рішення виконання складових частин крана.

Виконані розрахунки основних механізмів та металоконструкцій крана.

Проаналізовані питання технічного обслуговування та ремонту крана. Проведені експериментальні спостереження за складовими частинами крана.

Проведено аналіз можливих шляхів реконструкції, а також підбір відповідних елементів приводу механізму підйому вантажу. Здійснено розрахунок механізму підйому вантажу.

Проведено динамічний аналіз руху механізму підйому вантажу. Для проведення динамічного вв'їзу механізму підйому вантажу розроблено його динамічну модель, на основі якої складено математичну модель. Розрахунок математичної моделі дав можливість визначити кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики механізму підйому. Аналіз цих характеристик показав наявність значних коливань елементів механізму підйому та значних перевантажень механізму.

Для усунення коливань в елементах механізму підйому та зменшення динамічних навантажень здійснено оптимізацію режиму пуску приводу механізму підйому.

Економічний аналіз свідчить про економічну ефективність розробок.

Економічний ефект за весь термін експлуатації з урахуванням морального зносу складає 102,67 тис. грн.

В магістерській роботі розроблені також заходи з охорони праці при роботі мостових кранів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Іванченко Ф. К., Бондарев В. С., та ін. "Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин." - К. Вишашк. Головное изд-во, 1978-574с.
2. Гайдамака В.Ф. "Грузоподъемные машины" - К. Вишашк. Головное изд-во, 1989-328с.
3. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідійомних кранів. - Х.: Форт, 2002-416с.
4. Закон України "Про охорону праці"(ст.1).
5. Седуш В.Я. Надійність, ремонт монтаж металургійних машин. - 2-е вид., Перероб. і доп. - Київ - Донецьк: Вища школа, 1981. - 264 с.
6. Дудко Г.Д., Колчинський Ю.Л. Монтаж мостових кранів і кранів-перевантажувачів. - М.: Стройиздат, 1990. - 223 с.
7. Шабанов А.П., Лисяков А.Г. Мостові крани загального призначення. - М.: Машинобудування, 1980. - 304 с.
8. Івашков І.І. Монтаж, експлуатація та ремонт підйомно-транспортних машин. - М.: Машинобудування, 1991. - 400 с.
9. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В.С. Бондарев, Ф. І. Дубінець, М. П. Колісник та ін. - К.: Вища школа, 2009. - 734 с.
10. Joseph MacDonald, W. Rossnage та Lindley Higgins - Handbook of Rigging For Construction and Industrial Operations.
11. Григоров О.В. Вантажопідійомні машини: навчальний посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. - Х.: НТУ «ХПІ», 2006. - 304 с.
12. Підйомно-транспортні машини. Навчально-методичний посібник. Навчально-методичний комплекс / І. М. Бендера, О. Я. Стрельчук, В. В. Підлісний, Г. О. Іванов. - Кам'янець-Подільський, ФОП Сисин О.В., Абетка, 2014. - 368 с.

13. ДСТУ 12.0.003-74 ССБТ “Небезпечні та шкідливі виробничі фактори”.

14. ДСТУ 12.1.005-88 ССБТ “Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони”.

15. ДСТУ 12.1.003-90 ССБТ “Шум. Загальні вимоги безпеки”.

16. ДСТУ 12.1.012-82 ССБТ “Вібрація. Загальні вимоги безпеки”.

17. ДСТУ 12.1.030-81 ССБТ “Електробезпека, захист заземлення, занулення”.

18. ДСТУ 12.1.004-91 ССБТ “Пожежна безпека, загальні вимоги”.

19. Довідник по кранам. Під загальною редакцією докт. техн. наук М.М. Гохберга-М.Машинобудування, 1988 Т1-536с, Т2-559с.

20. Закон України від 21.11.2002р №229-IV “Про внесення змін в закон України” “Про охорону праці”.

21. ДНАОП 0.00-01.03.02. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідійомних кранів – К.,2002.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ДОДАТКИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України