

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет _____ **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ** _____

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету

_____ конструювання та дизайну _____
(назва факультету)

_____ Іван РОГОВСЬКИЙ _____
(підпис) (ПІБ)

“ ____ ” _____ 2026 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

_____ конструювання машин і обладнання _____
(назва кафедри)

_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН _____
(підпис) (ПІБ)

“ ____ ” _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ
МОСТОВОГО КРАНУ**

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____
(код і назва)

Освітня програма _____ Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва _____
(назва)

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

Гарант освітньої програми

_____ д.т.н, професор _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ д.т.н, професор _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(ПІБ)

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

Анастасія Петрівна ЛЯШКО
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Андрій Сергійович МУХОЇД
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет _____ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН

(науковий ступінь, (підпис) (ПІБ)
вчене звання)

“17” грудня 2024 року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

_____ Мухойда Андрія Сергійовича _____
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 ПУСКУ
МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ МОСТОВОГО КРАНУ**

затверджена наказом ректора НУБіП України від “16” грудня 2024 р. № 2268 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____ 2026.05.01 _____
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема механізму підйому вантажу мостового крану, вантажопідйомність, режим роботи.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз існуючих систем керування пуском механізмів підйому вантажу мостових кранів.
2. Виконати розрахунок конструктивних та кінематичних параметрів механізму підйому вантажу (вибір двигуна, редуктора, каната та барабана).
3. Провести динамічний аналіз процесу пуску механізму підйому вантажу з урахуванням динамічних навантажень та пружних властивостей елементів.
4. Оптимізувати режим пуску механізму підйому вантажу (закони зміни швидкості для зниження динамічних навантажень).
5. Розробити заходи з охорони праці при експлуатації вантажопідйомних кранів.
6. Виконати розрахунок економічної ефективності.

Дата видачі завдання “17 грудня 2024 р.

Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи

_____ Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ Анастасія Петрівна ЛЯШКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

_____ Андрій Сергійович МУХОЇД
(підпис) (прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Магістерська робота викладена на 81 сторінці друкованого тексту. Робота містить 23 ілюстрації, 2 таблиці, 1 додаток. Список використаних джерел налічує 60 найменувань.

Метою роботи є підвищення експлуатаційної надійності та енергоефективності мостових кранів шляхом розробки та впровадження оптимальних режимів руху механізмів підйому, що забезпечує мінімізацію динамічних навантажень під час перехідних процесів.

У першому розділі здійснено аналіз сучасного стану теорії динаміки вантажопідйомних машин. Визначено вплив динамічних навантажень на довговічність вузлів мостових кранів та ефективність застосування частотного регулювання.

У другому розділі проведено технічні розрахунки параметрів механізму підйому, виконано вибір двигуна та перевірочні розрахунки основних деталей згідно з нормативними вимогами.

У третьому розділі побудовано математичну модель руху механізму підйому як електромеханічної системи. Проведено аналіз впливу різних законів керування швидкістю на амплітуду коливань вантажу.

У четвертому розділі розв'язано задачу оптимізації режиму руху за критерієм мінімізації динамічного моменту. Доведено ефективність застосування адаптивного керування приводом.

У п'ятому розділі розглянуто питання охорони праці та промислової безпеки при експлуатації вантажопідйомних механізмів, проаналізовано ризики та заходи щодо їх зниження.

У шостому розділі обґрунтовано економічну доцільність проекту. Розраховано капітальні вкладення на модернізацію системи керування та визначено строк окупності, який підтверджує високу ефективність запропонованих заходів.

Ключові слова: мостовий кран, механізм підйому, динамічні навантаження, частотне регулювання, оптимізація руху, електропривод.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ЗМІСТ	6
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	9
1.1. Сучасний стан досліджень механізмів підйому мостових кранів.....	9
1.2. Аналіз динамічних процесів у підйомних машинах.....	11
1.3. Коливальні процеси та динамічні навантаження у механізмі підйому .	12
1.4. Дослідження режимів пуску та перехідних процесах	13
1.5. Двомасові та багатомасові динамічні моделі підйомних систем	14
1.6. Методи математичного моделювання механізму підйому	16
1.7. Вплив режиму пуску на динаміку вантажу	18
1.8. Методи оптимізації режимів пуску	19
1.9. Критерії оптимізації динамічних процесів	20
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ	22
2.1. Вибір канату механізму підйому.	22
2.2. Вибір блоків	23
2.3. Розрахунок вузла барабана.....	24
2.4. Вибір двигуна і редуктора	30
2.5. Вибір гальма.....	31
2.6. Вибір муфт	32
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ	34
3.1. Кінематична схема механізму підйому вантажу.....	34
3.2. Визначення моменту інерції барабана	34

3.2.1. Вал	35
3.2.2. Циліндр.....	35
3.2.3. Диск	36
3.3. Побудова динамічної моделі механізму підйому	36
3.4. Побудова математичної моделі динаміки руху механізму підйому	42
3.5. Результати динамічного аналізу	45
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ	49
4.1. Вибір критерію оптимізації	49
4.2. Визначення оптимального режиму пуску механізму підйому вантажу	50
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ	57
5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів	57
5.2. Заходи безпеки під час експлуатації механізму підйому	59
5.3. Заходи зі зниження динамічних навантажень та коливань вантажу	60
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	63
6.1. Загальна характеристика економічної доцільності впровадження	63
6.2. Визначення витрат на модернізацію механізму підйому	64
6.3. Розрахунок річної економії	64
6.4. Визначення строку окупності модернізації	65
6.5. Аналіз результатів економічної ефективності	66
ВИСНОВКИ.....	67
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69
ДОДАТКИ.....	80

ВСТУП

З розвитком промислового виробництва виникає потреба у використанні ефективних механізмів для підйому вантажів. У цьому контексті мостові крани відіграють важливу роль, забезпечуючи ефективний та безпечний транспорт вантажів у машинобудівних та інших підприємствах. Розробка та оптимізація конструкції механізму підйому мостового крана стає актуальною задачею для підвищення його продуктивності, надійності та забезпечення ефективної експлуатації.

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена аналізу, проєктуванню, дослідженню та вдосконаленню механізму підйому вантажу мостового крана з метою підвищення його ефективності роботи при виконанні різних технологічних операцій і транспортуванні габаритних та вагових вантажів. Мостові крани мають широке застосування в різних галузях виробництва, зокрема у будівництві, машинобудуванні та в інших галузях промисловості, тому ефективність їх роботи є важливою для забезпечення неперервного виробничого процесу та мінімізації витрат на транспортування вантажів та монтаж конструкцій.

Тому дослідження, аналіз та оптимізація режимів руху механізмів і, зокрема механізму підйому вантажу, мостового крана є важливим напрямком інженерної діяльності, спрямованим на пошук нових технічних рішень та технологій для підвищення ефективності та надійності транспортування вантажів мостовими кранами. В результаті досліджень, проведених у рамках даної магістерської роботи, очікується виявлення та усунення недоліків при роботі механізму підйому, розроблення концепції оптимізації режиму руху під час перехідних процесів, удосконалення конструкції та пропозиції нових рішень щодо розробки механізму підйому мостового крана з урахуванням сучасних вимог до ефективності та безпеки роботи.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Сучасний стан досліджень механізмів підйому мостових кранів

Мостові крани (рис. 1.1.) належать до найбільш поширених вантажопідіймальних машин, які забезпечують транспортно-технологічні операції в різних галузях промисловості [1]. Особливе значення вони мають для обслуговування, ремонту та монтажу важкого технологічного обладнання на переробних підприємствах агропромислового комплексу, зернових терміналах, елеваторах, а також у великогабаритних майстернях сільськогосподарського машинобудування [3]. Основна вимога до таких машин полягає в забезпеченні високої продуктивності за умов суворого дотримання безпеки, плавності рухів та високої точності позиціонування переміщуваних об'єктів [5].



Рис. 1.1. Мостовий кран

З погляду теорії керування та динаміки машин, мостові крани класифікуються як недоактивовані механічні системи, оскільки кількість керуючих впливів (рушійних моментів приводів) є меншою за кількість ступенів вільності, що описують просторове положення конструкції та вантажу на гнучкому підвісі хбї. Традиційні системи керування, що базуються на релейно-контакторних схемах або ручному операторському керуванні, нездатні повністю усунути коливання вантажу, які виникають під впливом інерційних сил у перехідних режимах [1]. Експериментальні дослідження підтверджують, що

витрати часу на ручне затухання коливань вантажу оператором після його переміщення можуть перевищувати 30 % від загальної тривалості робочого циклу [6].

Сучасні тенденції досліджень у галузі машинобудування спрямовані на створення інтелектуальних систем автоматичного та напіваавтоматичного керування, що інтегрують математичні моделі фізичних процесів у програмне забезпечення промислових контролерів [4]. Перехід від емпіричних коефіцієнтів проектування до наскрізного комп'ютерного аналізу динаміки електромеханічних систем дає змогу на стадії проектування мінімізувати матеріаломісткість несучих конструкцій без втрати їхньої жорсткості та довговічності [10].

1.2. Аналіз динамічних процесів у підйомних машинах

Динамічні процеси в механізмах підйому вантажу мостових кранів мають виражений нестационарний характер, оскільки режими пуску (розгону) та гальмування супроводжуються різкою зміною кінетичної енергії обертових мас приводу й поступально рухомих мас вантажопідйомної системи [5]. Найбільш небезпечні динамічні навантаження в металоконструкції та приводних елементах виникають саме в період перехідних процесів пуску [13]. Виникаючі додаткові зусилля та крутні моменти спричиняють передчасний вихід з ладу редукторів, валів, канатних барабанів, а також прискорене накопичення втомних пошкоджень у тримальних зварних балках моста [10].

Динамічний стан системи підйому визначається взаємодією її електромеханічних елементів [5]. Прикладання пускового моменту двигуна викликає пружні коливання в передавальному механізмі [16]. Швидкість наростання зусилля у вантажопідйомному канаті безпосередньо впливає на напружено-деформований стан головних балок моста крана [18]. Велике значення має також швидкість прикладання навантаження: високі швидкості пуску без попереднього натягу канатів призводять до значних перевантажень, які

супроводжуються хвильовими процесами в канатах та коливаннями моста в горизонтальній та вертикальній площинах [20].

Дослідження динаміки перехідних процесів вимагає врахування нелінійних факторів, таких як зміна довжини канатного підвісу в процесі підйому, змінна жорсткість пружних зв'язків та наявність зазорів у зачепленнях передавального механізму [5]. Систематизація динамічного аналізу дозволяє встановити функціональні зв'язки між характеристиками пуску приводу та динамічною відповіддю механічної системи, що є основою для синтезу оптимальних законів руху [2].

1.3. Коливальні процеси та динамічні навантаження у механізмі підйому

Коливальні процеси, що відбуваються під час пуску механізму підйому, класифікують за напрямком та природою виникнення на вертикальні пружні коливання вантажу та елементів приводу, згинальні коливання металоконструкції моста, а також просторові маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі [16]. Пружна канатна система відіграє роль гнучкого зв'язку між приводним барабаном та вантажем [5]. Будь-яка нерівномірність руху приводу трансформується в коливання вантажу, амплітуда яких залежить від жорсткості канатів та коефіцієнта затухання (дисипації) [5].

Для кількісної оцінки динамічних навантажень у вантажному канаті використовують динамічний коефіцієнт k_d , який характеризує кратність перевищення динамічних зусиль над статичними [5]. Він визначається за формулою:

$$k_d = \frac{F_{\max}}{F_{st}}$$

де $F_{\max}$ – максимальне динамічне зусилля в гілках канату при пуску, а F_{st} – статичне зусилля від ваги номінального вантажу та гакової підвіски [5]. У класичних розрахунках без оптимізації пуску значення k_d досягає 1,5–1,8, а за

наявності значних початкових послаблень канатів (зазорів) може перевищувати 2,0, що створює аварійні ситуації та загрожує руйнуванням елементів крана [15].

Вплив коливальних процесів на металоконструкцію крана виявляється у виникненні знакозмінних напружень у зварних швах головних балок моста [18]. Експериментальні дослідження роботи реальних мостових кранів показують, що амплітуда згинальних коливань моста тісно пов'язана з частотою власних коливань системи та тривалістю розгону приводу [19]. Впровадження еластичних елементів у ходову систему візка дає змогу частково демпфувати горизонтальні коливання, зменшуючи амплітуду на 18 % та час затухання вібрацій на 30 %, проте проблема вертикальних динамічних навантажень при пуску механізму підйому вимагає активного керування приводом [19].

1.4. Дослідження режимів пуску та перехідних процесах

Аналіз режимів роботи механізму підйому мостового крана показує, що пуск системи може відбуватися за двома основними сценаріями: «з вісу» (коли вантаж спочатку відірваний від підлоги й висить на натягнутих канатах) та «з підхватом» (коли вантаж лежить на платформі чи землі, а канатний підвіс має початкове послаблення або є частково натягнутим) [24].

При пуску «з вісу» перехідний процес супроводжується плавним зростанням моменту приводу до статичного значення, після чого починається підйом [15]. Динамічні навантаження в цьому режимі є порівняно невисокими, оскільки пружні елементи вже деформовані під дією статичної сили ваги [27]. У випадку пуску «з підхватом» перехідний процес має складну багатоетапну структуру [27]:

Етап 1 (вибір слабини каната): привод починає обертання, вибираючи початкове послаблення канатів. Зусилля в канаті наближається до нуля.

Етап 2 (пружне натягування): канат починає деформуватися, зусилля в ньому стрімко зростає від нуля до значення статичної ваги вантажу. Вантаж при цьому залишається нерухомим на землі.

Етап 3 (відрив та підйом вантажу): зусилля в канаті перевищує вагу вантажу, відбувається його відрив від опорної поверхні. Цей момент супроводжується ударним прикладанням навантаження на барабан, редуктор та металоконструкцію моста, що викликає інтенсивні коливання всієї системи.

Для математичного опису перехідного процесу «з підхватом» вводять контактну силу взаємодії вантажу з опорною поверхнею (основною) F_{base} [27]:

$$F_{\text{base}} = \begin{cases} (m_l + m_o)g - c_o y_l - b_o \dot{y}_l, & \text{якщо } y_l \leq 0 \\ 0, & \text{якщо } y_l > 0 \end{cases}$$

де m_o – приведена маса основи (транспортного засобу чи ґрунту), на якій лежить вантаж; c_o , b_o – коефіцієнти жорсткості та демпфування опорної поверхні; y_l , $\dot{y}_l$ – координата та швидкість вантажу [27].

Наявність початкового провисання канатів створює значний градієнт сили в момент відриву вантажу, що викликає різкі імпульси струму в електродвигуні та пікові пружні моменти в редукторі [15]. Величина цих піків безпосередньо залежить від швидкості обертання барабана в момент вибору слабину канату [28].

1.5. Двомасові та багатомасові динамічні моделі підйомних систем

Для дослідження складних переходів та коливань підйомних механізмів використовують дискретні динамічні моделі з зосередженими параметрами.⁹ Вибір кількості мас у розрахунковій моделі є компромісом між математичною точністю та обчислювальною складністю [30].

Двомасова динамічна модель є найбільш поширеною для інженерних розрахунків перехідних процесів підйому вантажу «з вісу» [24]. Вона представляє механізм у вигляді двох зосереджених мас:

Перша маса (m_1 або приведений момент інерції I_1) об'єднує інерційні характеристики ротора електродвигуна, гальмівного шківa, муфт, редуктора та канатного барабана [24].

Друга маса (m_2) є безпосередньо масою піднятого вантажу разом із гаковою підвіскою [24].

Пружно-дисипативний зв'язок між масами моделює поперечну жорсткість c_1 та внутрішнє демпфування b_1 гілок вантажного канату [24].

Для детального аналізу динаміки мостового крана, що працює в реальних умовах, двомасової моделі недостатньо, оскільки вона не враховує податливість тримальної конструкції та можливість просторових коливань [16]. У цьому випадку розробляють багатомасові динамічні моделі [27]. Тримальний міст представляють у вигляді балки з приведеною масою m_m та жорсткістю c_m [18]. Додатково враховують масу кранового візка m_c , жорсткість трансмісії приводу та просторовий кут відхилення вантажного канату від вертикалі [16].

Нижче наведено порівняльний аналіз динамічних моделей (табл. 1.1.), що застосовуються при проектуванні та дослідженні систем підйому вантажу мостових кранів [5].

Таблиця 1.1.

Порівняльний аналіз динамічних моделей, що застосовуються при проектуванні та дослідженні систем підйому вантажу мостових кранів

Характеристика моделі	Двомасова динамічна модель	Багатомасова динамічна модель
Основні елементи	Приводний барабан (зведена маса); вантаж на канаті.	Ротор двигуна; муфти; барабан; міст крана; візок; просторовий вантаж.
Враховані пружні зв'язки	Поперечна пружність вантажного каната [29].	Пружність редуктора, каната, згинальна жорсткість моста [18].

Ступені вільності (DOF)	Від 1 до 2 у вертикальному напрямку.	Від 4 до 6 (включаючи просторовий рух) [16].
Сфера застосування	Попередній синтез законів плавного пуску та оцінка навантажень [27].	Точний аналіз напружено-деформованого стану конструкції, симуляція аварійних режимів [20].
Переваги	Можливість отримання аналітичних розв'язків та простий синтез регуляторів.	Висока адекватність моделі реальним фізичним процесам у системі [26].
Недоліки	Не враховує коливання моста та кутове розгойдування вантажу [16].	Високі вимоги до обчислювальних ресурсів, складність ідентифікації параметрів [5].

1.6. Методи математичного моделювання механізму підйому

Математичне моделювання механізму підйому вантажу мостового крана базується на використанні рівнянь Лагранжа другого роду, які дозволяють будувати системи диференціальних рівнянь руху для багатовимірних механічних систем [16]. Для системи з n ступенями вільності рівняння мають класичний вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = 1, \dots, n$$

де T , Π – кінетична та потенційна енергія системи; R – дисипативна функція Релея; q_i , $\dot{q}_i$ – узагальнені координати та швидкості; Q_i – узагальнені неелективні сили (наприклад, рушійний момент двигуна чи сили сухого тертя) [16].

Ключовим моментом при моделюванні є математичний опис пружних та дисипативних властивостей вантажопідйомного канату [5]. Застосовують кілька реологічних підходів [5]. За лінійної моделі Кельвіна-Войгта зусилля в канаті F_c описується рівнянням [5]:

$$F_c = \begin{cases} c_c \Delta y_c + b_c \Delta \dot{y}_c, & \text{якщо } \Delta y_c \geq 0 \\ 0, & \text{якщо } \Delta y_c < 0 \end{cases}$$

де Δy_c – величина пружної деформації канату; c_c , b_c – жорсткість та коефіцієнт демпфування канату [5]. Нелінійність моделі виявляється в тому, що канат не здатний передавати стискаючі зусилля (коли $\Delta y_c < 0$, зусилля миттєво падає до нуля, що моделює ефект провисання каната) [5].

Для більш точного врахування внутрішнього тертя, розсіювання енергії та явища пружного гістерезису при циклічних навантаженнях у сучасних дослідженнях використовують нелінійну модель Бука-Вена [5]. У цій моделі пружна сила містить гістерезисну складову $z(t)$, що описується додатковим диференціальним рівнянням першого порядку:

$$F_c(t) = \alpha c_c \Delta y_c(t) + (1 - \alpha) c_c z(t)$$

$$\dot{z}(t) = A \Delta \dot{y}_c - \beta |\Delta \dot{y}_c| |z|^{n-1} z - \gamma \Delta \dot{y}_c |z|^n$$

де A , β , γ , n , α – безрозмірні параметри форми петлі гістерезису, які ідентифікують на основі експериментальних випробувань зразків сталевих канатів [5].

Моделювання електромеханічної взаємодії вимагає сумісного розв'язання рівнянь руху механічної частини та електромагнітних процесів у двигуні [5]. Для

асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором рівняння електромагнітного моменту M_{mot} у функції ковзання або частоти живлення інтегрують у загальну систему рівнянь, що дозволяє досліджувати динаміку пуску з урахуванням жорсткості механічної характеристики двигуна [3].

1.7. Вплив режиму пуску на динаміку вантажу

Характер перехідного процесу розгону приводу підйому безпосередньо формує коливальний спектр вантажопідйомної системи [16]. При прямому пуску або занадто швидкому наростанні швидкості виникають значні інерційні сили, які викликають пружні коливання вантажу у вертикальній площині [20]. Поздовжні коливання вантажу призводять до періодичної зміни поточної довжини канатного підвісу $l(t)$ [22]. Ця зміна описується як:

$$l(t) = l_0 + \int_0^t v_h(\tau) d\tau + \Delta y_c(t)$$

де l_0 – початкова довжина підвісу; v_h – швидкість підйому; Δy_c – пружна деформація каната від динамічних коливань [22].

Зміна довжини підвісу викликає явище параметричного резонансу, при якому енергія вертикальних коливань переходить у коливання горизонтальні, спричиняючи розгойдування вантажу (маятниковий ефект) [16]. Це суттєво ускладнює роботу крана, оскільки просторове коливання вантажу після завершення підйому заважає точному позиціонуванню та вимагає від оператора тривалого часу на заспокоєння вантажу [6].

При суміщенні операцій підйому вантажу та горизонтального переміщення кранового візка динаміка системи ускладнюється центробіжними та коріолісовими силами інерції [16]. Прискорення візка на етапі пуску викликає значне кутове відхилення каната від вертикалі [8]. Якщо пуск механізму підйому починається при вже відхиленому канаті, амплітуда просторових коливань різко зростає, створюючи небезпечні динамічні моменти в редукторах та підвищуючи навантаження на металоконструкцію моста [16]. Тому стабілізація руху вантажу

в перехідних режимах вимагає координації роботи обох приводів за оптимальними траєкторіями руху [30].

1.8. Методи оптимізації режимів пуску

Для усунення динамічних перевантажень та зниження коливань вантажу застосовують різні методи оптимізації пуску, які можна розділити на розімкнені та замкнені системи керування [1].

Розімкнені методи базуються на попередньому розрахунку оптимальних траєкторій руху [1]. Серед них виділяють:

Формування вхідного сигналу (input shaping): метод полягає в тому, що керуючий імпульс швидкості розділяється на кілька послідовних кроків із певною амплітудою та часом затримки [21]. Параметри імпульсів розраховуються таким чином, щоб коливання, викликані першим кроком, компенсувалися в протифазі коливаннями від другого кроку [21]. Недоліком методу є його чутливість до зміни параметрів системи (наприклад, маси вантажу чи поточної довжини канату) [21].

Планування траєкторій за S-подібними законами: Використання плавних законів зміни прискорення у вигляді поліномів вищих степенів (5-го або 7-го степеня) чи кривих Безьє [27]. Це забезпечує неперервність не лише прискорення, а й ривка (похідної прискорення по часу), що повністю виключає ударні явища в механічній трансмісії при пуску [27].

Замкнені методи оптимізації використовують зворотні зв'язки за швидкістю, струмом двигуна, кутом відхилення каната чи зусиллям у канаті [6]. Застосовують такі підходи, як регулювання на основі нечіткої логіки (fuzzy logic), штучні нейронні мережі для самоналаштування PID-регуляторів та закони керування на основі теорії пасивності [6]. Ці системи здатні динамічно підлаштовувати характеристики пуску під поточні умови експлуатації, забезпечуючи стабілізацію положення вантажу та мінімізацію коливань за будь-якої маси вантажу [7].

1.9. Критерії оптимізації динамічних процесів

Синтез оптимальних режимів пуску вимагає чіткого математичного визначення цільової функції (критерію оптимізації) та системи крайових умов і обмежень [23].

Основними критеріями оптимізації в галузевому машинобудуванні є:

Енергетичний критерій (мінімум теплових втрат у двигуні): цей показник є ключовим для підвищення енергоефективності приводу в повторно-короткочасних режимах [3]. Він мінімізує інтеграл від квадрата струму статора або електромагнітного моменту за час пуску [10].

Динамічний критерій (мінімум середньоквадратичного моменту приводу або зусилля в канаті): спрямований на зниження навантажень у механічних передачах та канаті для підвищення надійності [22].

Критерій мінімізації коливань вантажу (інтегральний критерій за кутом відхилення): використовується для забезпечення плавного розгону без залишкових маятникових коливань [1].

При вирішенні варіаційних задач оптимізації обов'язково враховують технологічні обмеження на максимальний струм двигуна, максимальну швидкість підйому, допустиме прискорення за вимогами безпеки та граничну потужність перетворювача частоти [22].

Висновки

Проведений аналітичний огляд наукової літератури показує, що оптимізація перехідних процесів пуску механізмів підйому мостових кранів є важливою науково-прикладною задачею машинобудування [2]. Високий рівень динамічних навантажень та коливань вантажу при некерованому пуску є головним чинником передчасного руйнування металоконструкцій та виходу з ладу приводів [13].

Математичне моделювання динаміки підйому вантажу вимагає використання сучасних багатомасових моделей, які враховують не лише масу

вантаж та приводу, а й згинальну жорсткість балок моста, просторове розгойдування канатного підвісу та нелінійні характеристики канатів на основі моделей типу Кельвіна-Войгта чи Бука-Вена [5].

Найбільш ефективним шляхом зниження динамічних навантажень є перехід від пасивних засобів амортизації до активного керування електроприводом за допомогою частотних перетворювачів [27]. Оптимізація закону зміни кутової швидкості приводу за S-подібними траєкторіями або з використанням методів формування вхідного сигналу дозволяє повністю ліквідувати вертикальні та горизонтальні коливання вантажу після завершення розгону [21].

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Вихідні дані до розрахунку:

вантажопідйомність – 5 т;

швидкість підйому вантажу – 0,67 м/с.

2.1. Вибір канату механізму підйому.

Максимальний натяг канату при набіганні на барабан в процесі підйому вантажу визначається наступною залежністю

$$S_{max} = \frac{G}{a \cdot i_p \cdot \eta_N}, \quad (2.1)$$

де G - номінальна вага вантажу, Н;

$$G = 10^3 \times Q \times g;$$

$$G = 10^3 \times 9.81 \times 5 = 49050 \text{ Н};$$

a - число одинарних поліспастів; i_p - кратність поліспасти; η_N - ККД поліспасти;

При збіганні каната з рухомого блоку ККД поліспасти визначається залежністю

$$\eta_N = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^{i_p}}{(1 - \eta_{\text{бл}}) \cdot i_N}; \quad (2.2)$$

де $\eta_{\text{бл}}$ - ККД блоку на підшипниках кочення з урахуванням жорсткості канат визначається наступним чином

$$\eta_N = \frac{1 - 0.98^4}{(1 - 0.98) \cdot 4} = 0.97;$$

Тоді максимальний натяг канату приймає значення

$$S_{max} = \frac{49050}{2 \cdot 4 \cdot 0.97} = 6320.88 \text{ Н};$$

Розривне зусилля в канаті повинно відповідати умові

$$S_p \geq S_{max}[n], \quad (2.3)$$

де $[n]$ - коефіцієнт запасу міцності каната, що допускається; $[n] = 6$.

$$S_{max} = 6320.88 * 6 = 37925.28 \text{ Н};$$

Відповідно до проведеного розрахунку вибираємо канат сталевий подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції $6 \times 19(1+6+6/6)$ 1 о.с. за ГОСТ 2688-80, діаметром $d_K = 11$ мм при розрахунковій межі міцності дротиків $\sigma_B = 1764 \text{ МПа}$ і з розривним зусиллям канату в цілому $S_{P.K} = 68850 \text{ Н}$.

Фактичний коефіцієнт запасу міцності канату становить

$$n = \frac{S_{P.K}}{S_{MAX}} \geq [n]; \quad (2.4)$$

$$n = \frac{68850}{6320.88} = 10.89 \geq [n] = 6.$$

Умова витримується.

2.2. Вибір блоків

Діаметр блоку по основі канавки визначається з наступної умови

$$D_{\text{бл}} \geq d_K(e - 1), \quad (2.5)$$

де e - коефіцієнт, який визначається залежно від типу вантажопідйомної машини, виду приводу і групи режиму роботи механізму підйому; для механізму підйому вантажу приймаємо $e = 25$.

Тоді діаметр блока приймає значення

$$D_{\text{Бл}} = 11 * (25 - 1) = 264 \text{ мм}$$

Приймаємо $D_{\text{бл}} = 336 \text{ мм}$ [1, с. 58, табл. 9].

На рисунку 2.1 показаний профіль жолобу блоку.

Діаметр блоку по центру осі канату визначається за формулою

$$D_O = D_{\text{Бл}} + d_K \quad (2.6)$$

І приймає таке значення $D_O = 336 + 11 = 347 \text{ мм}$.

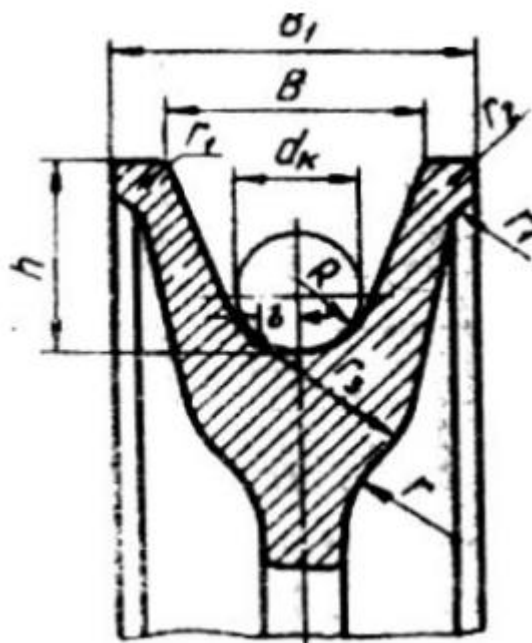


Рис. 2.1. Профіль жолобу блоку

Діаметр зрівноважувального блоку поліпасти визначається за формулою

$$D_{\text{БЛ.ЗР}} \geq 0.8 * D_{\text{БЛ}} \quad (2.7)$$

І приймає таке значення $D_{\text{БЛ.ЗР}} = 0.8 * 336 = 269$ мм.

Остаточно приймаємо $D_{\text{БЛ.ЗР}} = 336$ мм

Блоки виготовляють з чавуну СЧ 15.

2.3. Розрахунок вузла барабана

Діаметр барабана по дну канавки (рисунок 2.2) визначається так

$$D_{\text{Б}} \geq 0.85 * d_{\text{К}} * (e - 1); \quad (2.8)$$

І приймає значення $D_{\text{Б}} = 0.85 * 11 * (25 - 1) = 224.4$ мм

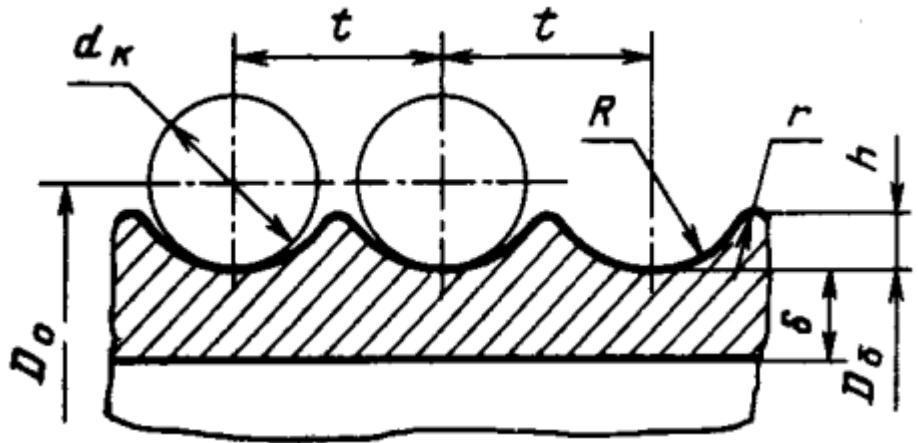


Рис. 2.2. Профіль канавок барабана

Набуте значення слід округляти у більшу сторону до стандартного значення. Приймаємо $D_B=500\text{мм}$.

Діаметр барабана по центру осі намотуваного каната визначається так

$$D_{B.O} = D_B + D_K \quad (2.9)$$

І становить $D_{B.O} = 500 + 11 = 511\text{мм}$.

Довжина канату, що намотується на одну половину барабану визначається так

$$L_K = H * i_P; \quad (2.10)$$

і приймає таке числове значення $L_K = 16 * 4 = 64\text{ мм}$;

Число витків нарізки на одній половині барабана

$$Z = \frac{L_K}{\pi * D_{B.O.}} + (1.5 \dots 2) \quad (2.11)$$

$$Z = \frac{64}{3.14 * 0.511} + 2 = 42$$

Довжина нарізки на одній частині барабану становить

$$l_H = Z * t, \quad (2.12)$$

де t = крок нарізки барабану; $t=13\text{мм}$ [1, с. 65, табл. 10].

$$l_H = 42 \times 13 = 546 \text{ мм.}$$

Повна довжина барабану

$$L_B = 2 * (l_H + l_3) + l_{ГЛ}, \quad (2.13)$$

де l_3 - довжина ділянки для закріплення канату;

$$l_3 = 4 \cdot t; \quad (2.14)$$

$$l_3 = 4 * 13 = 52 \text{ мм.}$$

$l_{ГЛ}$ - відстань між правою і лівою нарізками; приймаємо $l_{ГЛ}=200 \text{ мм.}$

$$L_B = 2 * (546 + 52) + 200 = 1396 \text{ мм.}$$

Барабан виготовлений із чавуну Сч15 з межею міцності на стискування $\sigma_B=700 \text{ МПа.}$

Товщину стінки барабана визначаємо з розрахунку на стискування

$$\delta = \frac{S_{MAX}}{t * [\sigma_{СЖ}]}, \quad (2.15)$$

$$\text{де } \sigma_{СЖ} = \frac{\sigma_B}{k}$$

k - коефіцієнт запасу міцності для канатів грейферів; $k = 4.25$.

$$\sigma_{СЖ} = \frac{700}{4.25} = 164 \text{ МПа;}$$

$$\delta = \frac{6320.88}{16 * 164} \approx 2.4 \text{ мм.}$$

З умов технології виготовлення литих чавунних барабанів товщина стінки має бути не менше 10 мм і визначається за формулою

$$\delta = 0.02 * D_{Б.0} + (6 \dots 10); \quad (2.16)$$

$$\text{Маємо } \delta = 0.02 * 511 + 10 = 10.22 \text{ мм.}$$

Приймаємо δ більшим розрахункового значення з розрахунку на стискування - $\delta = 16 \text{ мм.}$

Крутний момент, що передається барабаном визначається за формулою

$$M_{KP} = 2 * S_{MAX} * \frac{D_{B.0}}{2}; \quad (2.17)$$

І становить $M_{KP} = 2 * 6320.88 * \frac{0.511}{2} = 3229.97 \text{ Нм.}$

Згинаючий момент визначаємо, коли грейфер знаходиться в самому верхньому положенні. Приймаємо відстань від точки дії зусиль S_{max} до середини торцевого диска $l'=550 \text{ мм.}$ Тоді згинаючий момент визначаємо за формулою

$$M_U = S_{MAX} * l'; \quad (2.18)$$

$$M_U = 6320.88 * 0.55 = 3476.48 \text{ Нм.}$$

Складне напруження від вигину і кручення має вигляд

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_U^2 + (\varphi * M_{KP})^2}}{W * 10^6}; \quad (2.19)$$

де W - момент опору поперечного перетину барабана визначається за формулою, м^3

$$W = 0.1 * \frac{D_B^4 D_1^4}{D_B}, \quad (2.20)$$

І становить $W = 0.1 * \frac{0.5^4 - 0.468^4}{0.5} = 0.0029 \text{ м}^3;$

D_1 - внутрішній діаметр барабана, який визначається наступним чином;

$$D_1 = D - 2 * \delta; \quad (2.21)$$

$$D_1 = D - 2 * \delta = 500 - (2 * 16) = 468 \text{ мм;}$$

$\varphi = 0.75$ - коефіцієнт зведення напруження, яке приймає значення

$$\sigma = \frac{\sqrt{3476.48^2 + (0.75 * 3229.97)^2}}{0.0029 * 10^6} = 1.46 \text{ МПа,}$$

напруження від вигину і кручення в стінці барабана незначні при довжині барабана менше 3 діаметрів, тому визначаються від напруження стискування.

Розрахункове натягнення каната в місці кріплення визначається так

$$S_p = \frac{S_{MAX}}{e^{fa}}, \quad (2.22)$$

І становить
$$S_p = \frac{6320.88}{2.72^{0.1*3*3.14}} = 2462.71 \text{ Н.}$$

де $e = 2,72$ - основа натурального логарифма;

$f = 0,1$ - коефіцієнт тертя між канатом і барабаном;

$\alpha = 3\pi$ - кут обхвату барабана витками кріплення до барабану.

Зусилля притиснення каната накладками має вигляд

$$F = \frac{K*0.85*S_p}{w}, \quad (2.23)$$

І становить
$$F = \frac{1.25*0.85*2462.71}{0.35} = 7476 \text{ Н.}$$

де $k = 1,25$ - коефіцієнт запасу;

$0,85$ - коефіцієнт, що враховує зменшення натягу канату за рахунок обхвату барабана кріпильними витками;

$w = 0,35$ - коефіцієнт опору руху канату з накладки.

Допустиме зусилля розтягування однієї шпильки визначається за формулою

$$F_o = \frac{[\sigma_p]*\pi*d_1^2}{4}, \quad (2.24)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьблення ;

$$F_o = \frac{80 * 3.14 * 10.1^2}{4} = 6406 \text{ Н.}$$

Необхідна кількість накладок визначається так

$$Z = \frac{F}{F_o} \quad (2.25)$$

$$Z = \frac{7476.08}{6406} = 1.17;$$

Приймаємо кількість накладок $Z = 2$.

Відстань від маточини барабана до опор осі приймаємо $a = 200$ мм, $b = 120$ мм, а довжину осі барабана $l = L_s + 150 \dots 200$ мм, довжину маточини $l_m = (100 \dots 150)$ мм.

Реакції в опорах визначаються наступним чином

$$R_A = \frac{2 * S_{MAX} * l_B}{l}; \quad (2.26)$$

$$R_A = \frac{2 * 6320.88 * 770}{1620} = 6008.7 \text{ Н.}$$

$$R_B = 2 * S_{MAX} - R_A; \quad (2.27)$$

$$R_B = 2 * 6320.88 - 6008.7 = 6633.06 \text{ Н.}$$

Зусилля, що діють з боку маточин на вісь визначається за формулою

$$P_D = \frac{2 * S_{MAX} * (l_C - l_D)}{l_C}; \quad (2.28)$$

$$\text{І приймає значення } P_D = \frac{2 * 6320.88 * (1300 - 650)}{1300} = 6320.88 \text{ Н.}$$

$$P_C = 2 * S_{MAX} - P_D; \quad (2.29)$$

$$P_C = 2 * 6320.88 - 6320.88 = 6320.88 \text{ Н.}$$

Згинальні моменти визначаються за формулами:

$$M_C = R_A * a; \quad (2.30)$$

$$M_C = 6008.7 * 0.2 = 1201.74 \text{ Нм.}$$

$$M_D = R_B * b; \quad (2.31)$$

$$M_D = 6633.06 * 0.12 = 795.97 \text{ Нм.}$$

Діаметр осі під маточиною визначається наступним чином

$$d = 2.2 \sqrt[3]{\frac{M_C}{[\sigma_U] * 10^6}}, \quad (2.32)$$

де $[\sigma_U]$ - допустиме напруження вигину для матеріалу осі. Для сталі 45 $[\sigma_U] = 55$ МПа – при симетричному циклі.

$$d = 2.2 \sqrt[3]{\frac{1201.74}{55 * 10^6}} = 0.06 \text{ м.}$$

Приймаємо $d = 70\text{мм}$

2.4. Вибір двигуна і редуктора

Для номінального вантажу статична потужність двигуна механізму підйому має вигляд

$$P_{CT} = \frac{G * V}{1000 * \eta}, \quad (2.33)$$

де V - швидкість підйому вантажу, м/с; згідно вихідних даних становить $V = 0,671$ м/с;

η - 0,92 загальний ККД приводу. Тоді отримуємо

$$P_{CT} = \frac{49050 * 0.671}{1000 * 0.92} = 35.77 \text{ кВт.}$$

Розрахункова потужність приводу

$$P_P = K_P * K_\epsilon * K_{ПР} * P_{CT}, \quad (2.34)$$

де K_P - коефіцієнт, що враховує вживану систему регулювання швидкості;

$K_P = 1,15$ для групи режиму роботи 4М;

K_ϵ - коефіцієнт, що враховує фактичну тривалість включень;

$K_\epsilon = 0,95$ для групи режиму роботи 4М;

$K_{ПР}$ - коефіцієнт пускових витрат; $K_{ПР} = 1,1$ для групи режиму роботи 4М;

$$P_P = 1.15 * 0.95 * 1.1 * 35.77 = 42.99 \approx 43 \text{ кВт.}$$

По розрахунковій потужності вибираємо асинхронний електродвигун серії МТН 211-6 з характеристиками: $P = 45$ кВт; $n = 695$ об/хв. Номінальний момент на валу двигуна визначається за формулою

$$M = 9550 \cdot P / n = 9550 \cdot 45 / 695 = 618,34 \text{ Нм.}$$

Необхідне передавальне число редуктора

$$u_{p.p} = \frac{n_H}{n_\delta}; \quad (2.35)$$

є n_δ - частота обертання барабана;

$$n_\delta = \frac{v \cdot i_n}{\pi \cdot D_{Б.0}}; \quad (2.36)$$

$$n_\delta = \frac{0.671 \cdot 4 \cdot 60}{3.14 \cdot 0.511} = 100.3 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

$$u_{p.p} = \frac{695}{100.36} = 6.92.$$

Редуктор механізму підйому вибираємо виходячи з розрахункової потужності і передавального числа. Вибираємо редуктор типу Ц2-350 з характеристиками: $u_p = 8,32$; $P_{\text{ред}} = 61$ кВт.

Фактична частота обертання барабана визначається так

$$n_{Б.Ф} = \frac{n_H}{u_p}; \quad (2.37)$$

І приймає значення $n_{Б.Ф} = \frac{645}{8.32} = 85.3 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$

2.5. Вибір гальма

Гальмо встановлюємо на швидкохідному валу редуктора.

Статичний момент на валу двигуна визначається за формулою

$$M_{CT} = \frac{G \cdot D_{Б.0} \cdot \eta}{2 \cdot i_n \cdot u_p}; \quad (2.38)$$

де η - ККД механізму; $\eta = 0.85$.

$$M_{CT} = \frac{49050 \cdot 0.511 \cdot 0.85}{2 \cdot 4 \cdot 8.32} = 320.09 \text{ Нм}.$$

Розрахунковий гальмівний момент при установці гальма

$$M_T = K_T \cdot M_{CT}; \quad (2.39)$$

де K_T - коефіцієнт запасу гальмування; $K_T = 1,75$

$$M_T = 1.75 * 320.09 = 560 \text{ Нм.}$$

Для групи режиму роботи 4М вибираємо гальмо типу ТКГ-300. Його характеристика: $M_T=300\ldots800\text{Нм}$; $D_{Ш}=300\text{мм}$.

2.6. Вибір муфти

Між двигуном та редуктором розміщена зубчаста муфта з гальмівним шківом $D_{Ш} = 300\text{мм}$. Найбільший передаваний крутний момент $M_M = 4000\text{Нм}$.

Перевіримо муфту по номінальному моменту.

Розрахунковий крутний момент

$$M_{P03P} = k_1 * k_2 * M_H, \quad (2.40)$$

де k_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності муфти, $k_1=1,3$;

k_2 - коефіцієнт, що враховує умови роботи муфти, $k_2 = 1,1$;

M_H - крутний момент, що передається муфтою приймає значення:

$$M_{P03P} = 1.3 * 1.1 * 618.34 = 884.22 \text{ Нм.}$$

Муфта задовольняє умові

$$M_M = 4000 \text{ Нм} > M_{P03P} = 884.22 \text{ Нм.}$$

Між барабаном і редуктором встановлено зубчасту муфту.

Крутний момент, що передається муфтою визначається так

$$M_B = \frac{S_{MAX} * D_B}{\eta_B}, \quad (2.41)$$

де η_B - ККД барабана; $\eta_B = 0,98$. Числове значення моменту становить

$$M_B = \frac{6320.88 * 0.5}{0.98} = 3224.94 \text{ Нм.}$$

Розрахунковий момент для вибору муфти

$$M_{P03P} = k_1 * k_2 * M_B, \quad (2.42)$$

де k_1 - збільшений на 20% в порівнянні з рекомендаціями таблиці 17 [1];

$$k_1 = 1.56$$

$$M_{\text{розр}} = 3224.9 * 1.56 * 11 = 5533.93 \text{ Нм.}$$

Вибираємо стандартну зубчасту муфту. Найбільший крутний момент, що передається муфтою $M_M = 10000 \text{ Нм}$

$$M_M = 10000 \text{ Нм} > M_{\text{розр}} = 5533.93 \text{ Нм. Умова виконується.}$$

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

3.1. Кінематична схема механізму підйому вантажу

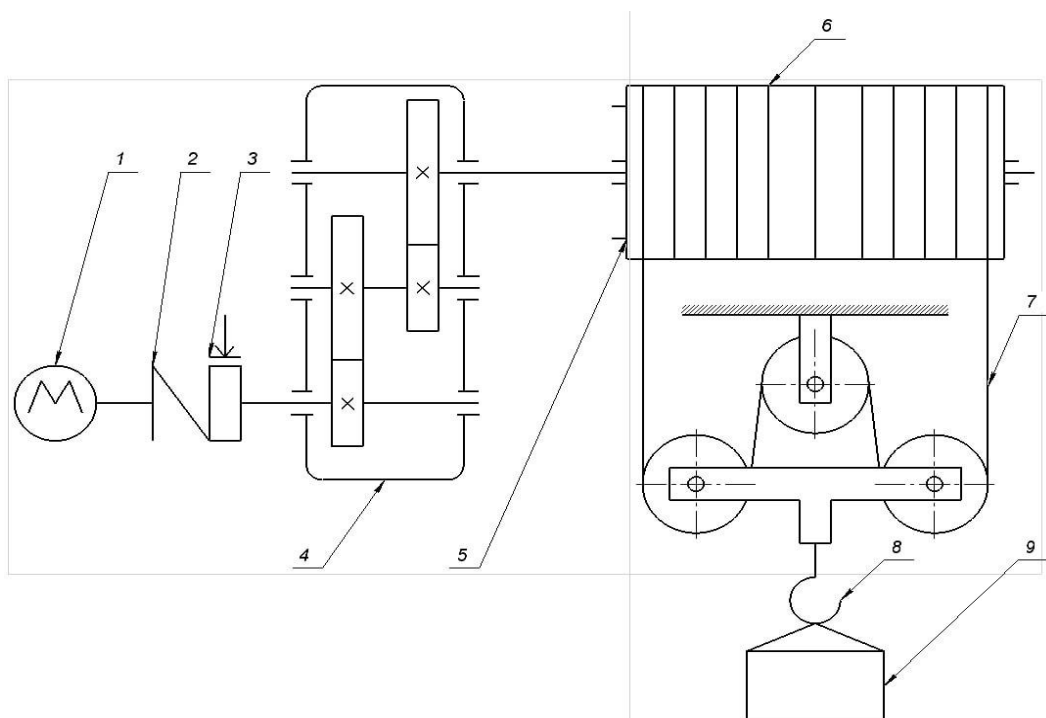


Рис. 3.1. Кінематична схема механізму підйому вантажу

Механізм підйому вантажу складається з таких основних елементів:

1. Електродвигун змінного струму;
2. Пружна муфта;
3. Дискове гальмо;
4. Циліндричний редуктор;
5. Зубчаста муфта;
6. Канатно-барабан-ний механізм;
7. Здвоєний силовий поліспаст;
8. Дворогий гак;
9. Вантаж.

3.2. Визначення моменту інерції барабана

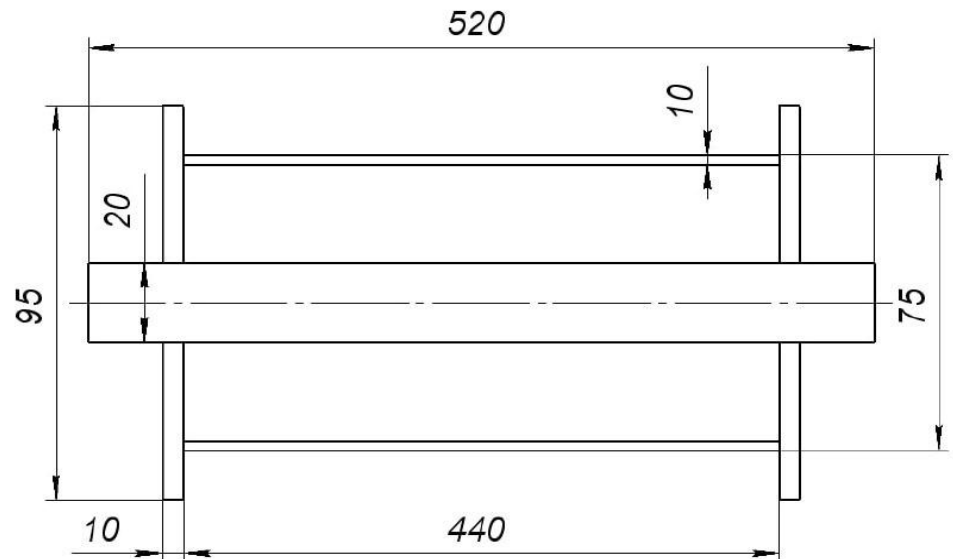


Рис.3.2. Схема приводного барабану механізму підйому

Розчленуємо конструкцію барабана на складові елементи: 1- вал; 2- циліндр; 3- диск.

Визначення моментів інерції складових елементів барабана відносно осі його обертання.

Геометричні розміри барабана: $D = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$; $L = 520 \text{ мм} = 0,52 \text{ м}$;

$L_1 = 440 \text{ мм} = 0,44 \text{ м}$; $D_1 = 95 \text{ мм} = 0,095 \text{ м}$; $d_b = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$; $\delta = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$;

$\delta_1 = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$.

3.2.1. Вал

$$I_B = \frac{1}{2} * m_B * \frac{d^2}{4} = \frac{1}{8} * m_B * d^2 = \frac{1}{2} * 10,7 * \frac{0,02^2}{4} = 5,35 * 10^{-3} \text{ кг} * \text{м}^2;$$

$$m_B = \rho * v_B = 7,8 * 10^3 * 0,138 * 10^{-3} = 1,07 \text{ кг};$$

$$v_B = \frac{\pi * d^2}{4} * L = \frac{3,14 * 0,02^2}{4} * 0,44 = 0,138 * 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Тут $\rho = 7,8 * 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина сталі, з якої виготовлено вал; d – діаметр валу; L – довжина валу.

3.2.2. Циліндр

$$m_2 = \pi * \rho * D_1 * \delta_1 * L_1 = 1,2 \text{ кг} * \text{м}^2;$$

$$I_{\text{ц}} = \frac{m_2 \cdot D^2}{4} = \frac{1.2 \cdot 0,075^2}{4} = 0,016 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m_{\text{ц}} = \rho \cdot v_{\text{ц}} = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 1.22 \cdot 10^{-3} = 9.5 \text{ кг};$$

$$v_{\text{ц}} = L_1 \cdot \pi \cdot D \cdot \delta_1 = 0.52 \cdot 3.14 \cdot 0.075 \cdot 0.01 = 0,00122 \text{ м}^3.$$

Де $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина сталі, з якої виготовлено циліндр; D – діаметр циліндра; δ_1 – товщина стінки циліндра; L_1 – довжина циліндра.

3.2.3. Диск

$$I_{\text{д}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{д}} \cdot \frac{D_1^2}{4} = \frac{1}{2} \cdot 5.46 \cdot \frac{0,095^2}{4} = 0,0061 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m_{\text{д}} = \rho \cdot v_{\text{д}} = 7,8 \cdot 10^3 \cdot 7.1 \cdot 10^{-4} = 5.46 \text{ кг};$$

$$v_{\text{д}} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \delta = \frac{3,14 \cdot 0,095^2}{4} \cdot 0,01 = 0.00071 \text{ м}^3.$$

де $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина сталі, з якої виготовлено диск; D_1 – діаметр диска; δ – товщина диска.

Момент інерції барабана буде складатися з моментів інерції його складових елементів

$$I_{\text{б}} = I_{\text{в}} + I_{\text{ц}} + 2 \cdot I_{\text{д}} = 0.535 + 0.016 + 2 \cdot 0.0061 = 0,673 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3.3. Побудова динамічної моделі механізму підйому

Розглянемо механізм підйому вантажу, в якому враховуються пружні властивості каната поліспада, а всі елементи механізму вважаються абсолютно твердими тілами. Накреслимо кінематичну схему механізму підйому вантажу (рис.3.3) і поділимо його на дві частини: перша – від двигуна до пружного елемента (каната що набігає на барабан); друга – від пружного елемента до вантажу. Для наведеної нижче кінематичної схеми механізму його першу частину представимо у вигляді деякої маси, що приєднується з іншої маси, яка відображає другу частину механізму, за допомогою до пружного елемента. Отримана нова схема має назву динамічної моделі механізму підйому і має вигляд показаний на рис.3.4.

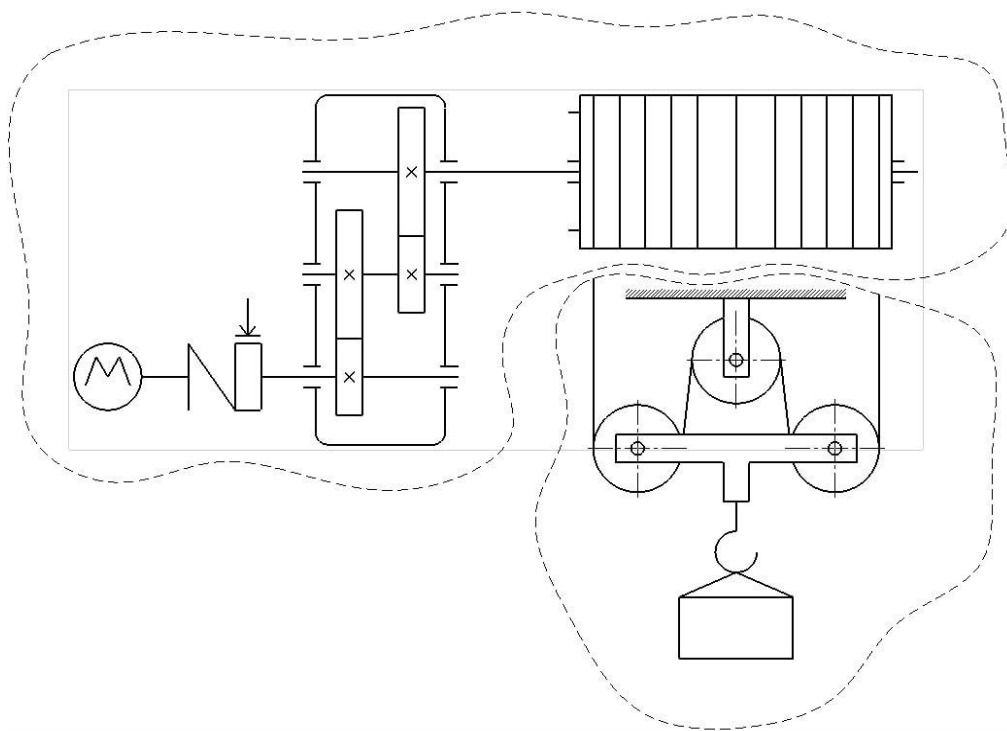


Рис. 3.3 Кінематична схема механізму підйому вантажу, розділену на дві частини пружним елементом

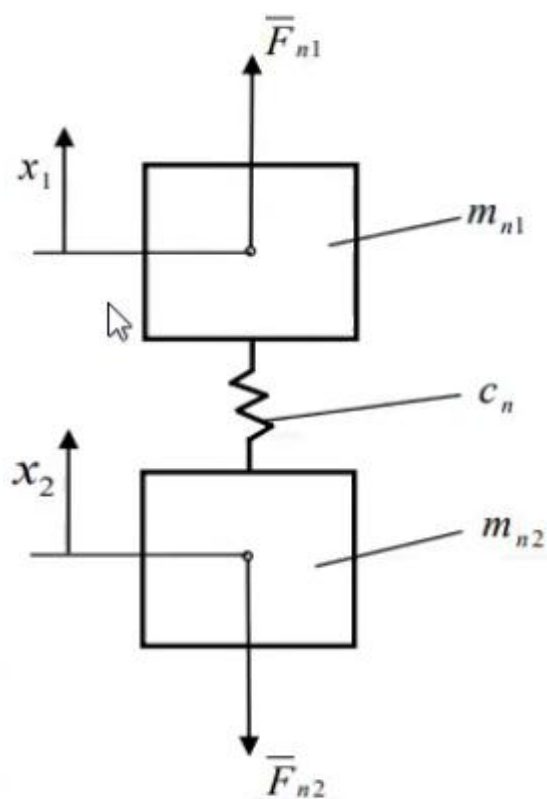


Рис. 3.4 Динамічна модель механізму підйому вантажу

На рис.3.4 прийняті такі позначення: першу масу позначимо через m_{n1} , а другу - m_{n2} . До першої маси прикладемо зведену рушійну силу приводного електродвигуна F_{n1} , а до другої – зведену силу опору від ваги вантажу F_{n2} . Перша та друга маси з'єднані між собою пружним елементом із зведеною жорсткістю c_n . За узагальнені координати цієї моделі обираємо координати центрів мас першої x_1 та другої x_2 зведених мас. Параметри m_{n1} , m_{n2} , F_{n1} , F_{n2} , c_n називаються параметрами динамічної моделі.

Визначення параметрів динамічної моделі

Зведена маса m_{n1} визначається з умови рівності кінетичних енергій першої частини механізму T_{P1} (див. кінематичну схему – рис.3.3) і першої маси динамічної моделі (рис.3.4)

$$T_{P1} = T_{M1} \quad (3.1)$$

Нехай гілка каната, що намотується на барабан, має швидкість $\dot{x}_1$, тоді кутову швидкість валу, на якому знаходяться барабан 6, муфта 5 і вихідний вал редуктора можна визначити із залежності

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \dot{x}_1}{D} \quad (3.2)$$

А кутову швидкість валу, на якому знаходяться зубчаста шестерня редуктора 4, гальмівний шків 3, муфта 2 і ротор електродвигуна 1, - із виразу

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot u = \frac{2 \cdot \dot{x}_1}{D} \cdot u. \quad (3.3)$$

Тут D – діаметр барабана; u – передаточне число редуктора.

Тоді кінетичну енергію першої частини реального механізму можна записати наступним чином

$$T_{P1} = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot (I_1 + I_2) \cdot \delta \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot I_6 \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} (I_1 + I_2) + \delta \cdot (I_1 + I_2) \cdot \frac{4 \cdot \dot{x}_1^2}{D^2} [(I_1 + I_2 + \delta \cdot I_1 + I_2 + U_p^2 \cdot I_6)], \quad (3.4)$$

де I_1, I_2, I_3 – моменти інерції відповідно ротора електродвигуна, муфти та гальмівного шківa відносно власних осей обертання; $I_4 = \delta * I_1$ – момент інерції елементів редуктора, зведений до осі обертання ротора двигуна; $\delta = 0,05 \dots 0,15$ – коефіцієнт, що враховує долю зведеного моменту інерції ланок редуктора відносно моменту інерції ротора двигуна; $I_5 + I_6$ – моменти інерції відповідно жорсткої муфти та барабана відносно власних осей обертання.

Кінетична енергія першої частини моделі представляється залежністю

$$T_{M1} = \frac{1}{2} * m_{п1} * \dot{x}_{1\pi}^2. \quad (3.5)$$

Використавши умову (3.1) і вирази (3.4) і (3.5), отримаємо

$$\frac{2 * \dot{x}_{1\pi}^2}{D^2} * [(I_1 + I_2 * \delta * (I_1 + I_2)) * u_p^2 + I_6] = \frac{1}{2} * m_{п1} * \dot{x}_{1\pi}^2. \quad (3.6)$$

З рівняння (3.6) знаходимо

$$\begin{aligned} m_{п1} &= \frac{4}{D^2} * [(I_1 + I_2 + \delta * (I_1 + I_2)) * u_p^2 + I_6] \\ &= \frac{4}{0,075^2} * [(2 + 0,55 + 0,2(2 + 0,55)) * 4,5^2 + 0,67] = 9633 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Аналогічно визначається приведена маса $m_{п2}$ з умови рівності кінетичних енергій другої частини механізму T_{P2} та другої частини моделі, тобто

$$T_{P2} = T_{M2}. \quad (3.7)$$

Виразимо швидкість вантажу v через швидкість канату що набігає на барабан $\dot{x}_2$

$$v = \frac{\dot{x}_2}{u_{\pi}}$$

Де u_{π} – передаточне число поліспасти.

Тоді

$$T_{P2} = \frac{1}{2} * (m + m_{3\pi}) * v^2 = \frac{1}{2} * \frac{(m + m_{3\pi})}{u_{\pi}^2} * \dot{x}_2^2 =$$

$$\frac{1}{2} * \frac{(5000+40)}{2^2} * \dot{x}_2^2 = 1250 * \dot{x}_2^2, \quad (3.8)$$

Де $m, m_{3\Pi}$ – маси відповідно вантажу та захватного пристрою.

Кінетична енергія другої частини моделі

$$T_{M2} = \frac{1}{2} * m_{\Pi2} * \dot{x}_2^2. \quad (3.9)$$

Прирівнявши вирази (3.8) і (3.9) отримаємо

$$m_{\Pi2} = \frac{(m+m_{3\Pi})}{u_{\Pi}^2} = 1259 \text{ кг.} \quad (3.10)$$

Приведену силу $F_{\Pi1}$ визначимо з умови рівності потужності сил з першої частини механізму P_{PT} і моделі P_{M1}

$$P_{PT} = P_{M1}; \quad (3.11)$$

$$P_{PT} = M_1 * \omega_2 = M * \frac{2 * \dot{x}_1}{D} * u_p^{\square}; \quad (3.12)$$

$$P_{M1} = F_{\Pi1} * \frac{\dot{x}_1}{\eta_{1-6}}. \quad (3.13)$$

Підставивши вирази (3.12) і (3.13) у рівняння (3.11), отримаємо

$$F_{\Pi1} = \frac{2 * M * u_p^{\square}}{D} * \eta_{1-6}, \quad (3.14)$$

Де M – рушійний момент на валу електродвигуна, який визначається з його механічної характеристики; η_{1-6} к.к.д. передачі від двигуна до барабана.

Приведену силу $F_{\Pi2}$ визначають з умови рівності потужності сил другої частини механізму P_{P2} і моделі P_{M2}

$$P_{P2} = P_{M2}; \quad (3.15)$$

$$P_{P2} = (m + m_{3\Pi}) * g * v = (m + m_{3\Pi}) * g * \frac{\dot{x}_2}{u_{\Pi}}; \quad (3.16)$$

$$P_{M2} = F_{\Pi2} * \dot{x}_2 * \eta_{7-8}. \quad (3.17)$$

Після підстановки виразів (3.16) і (3.17) у рівняння (3.15) будемо мати

$$F_{\Pi2} = \frac{(m+m_{3\Pi}) * g}{u_{\Pi} * \eta_{7-8}} = \frac{5040 * 9,8}{2 * 0,95} = 25995 \text{ Н,} \quad (3.18)$$

Де $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; η_{7-8} – к.к.д. від поліспада до вантажу.

Визначення коефіцієнта жорсткості зведеного поліспада в (рис.3.5)

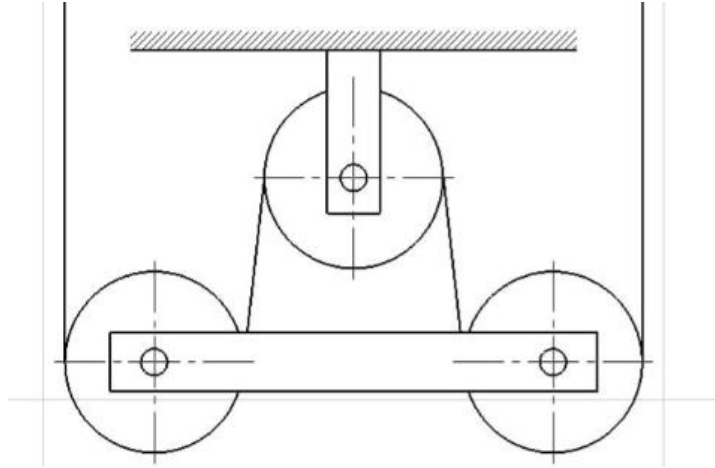


Рис. 3.5. Схема зведеного поліспада механізму підйому

При підйомі вантажу в кожній з гілок поліспада будуть різні зусилля, які визначаються такими виразами:

$$F_1 = F_0 * \eta;$$

$$F_2 = F_1 * \eta = F_0 * \eta^2;$$

$$F_3 = F_2 * \eta = F_0 * \eta^3; \quad (3.19)$$

...

$$F_{m-1} = F_{m-2} * \eta = F_0 * \eta^{m-1}.$$

Тоді деформація кожної з гілок визначаються за законом Гука наступними виразами:

$$\Delta l_0 = \frac{F_0 * l}{EA};$$

$$\Delta l_1 = \frac{F_0 * \eta * l}{EA};$$

$$\Delta l_2 = \frac{F_0 * \eta^2 * l}{EA};$$

$$\Delta l_{m-1} = \frac{F_0 * \eta^{m-1} * l}{EA}. \quad (3.20)$$

Повна деформація гілок каната з урахування виразів (3.20) має вигляд

$$\Delta l = \Delta l_0 + \Delta l_1 + \Delta l_2 + \dots + \Delta l_{m-1} = \frac{F_0 * l}{EA} * (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{m-1});$$

$$\Delta l = \frac{F_0 * l}{EA} * \frac{1 - \eta^m}{1 - \eta}. \quad (3.21)$$

Після цього знаходимо коефіцієнт жорсткості каната поліспасти

$$c = \frac{F_0}{\Delta l} = \frac{F_0 * EA}{F_0 * l} * \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m} = \frac{EA}{l} * \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m} =$$

$$\frac{1,2 * 10^6 * 7.065}{6} * \frac{1 - 0,95}{1 - 0,95^2} = 4,9 * 10^5 / 2 = 2.45 * 10^5 \frac{H}{m}. \quad (3.22)$$

Тут $l = h + \frac{\pi * D}{2}$ – довжина каната і одній гілці; h – відстань між осями блоків; D – діаметр блока; E – модуль пружності каната ($1,2 * 10^5$ МПа); A – площа поперечного перерізу каната ($\frac{\pi * d^2}{4}$); d – діаметр каната; η – к.к.д. блока поліспасти (на підшипниках ковзання 0,95; на підшипниках кочення 0,98)

3.4. Побудова математичної моделі динаміки руху механізму підйому

Для побудови математичної моделі використаємо динамічну модель механізму підйому вантажу (рис.3,4). Параметри цієї моделі є: $m_{п1}, m_{п2}$ – приведені маси відповідно першої (до пружного елемента) та другої (після пружного елемента) частин механізму підйому; $F_{п1}, F_{п2}$ – приведені сили відповідно першої та другої частин механізму підйому; $C_{п}$ – приведена до канату, що набігає на барабан, жорсткість поліспасти системи; x_1, x_2 – узагальнені координати першої та другої зведених мас динамічної моделі.

Для динамічної моделі (рис. 3.4) найбільш простим методом побудови математичної моделі буде метод динамічної рівноваги.

Суть цього методу полягає в тому, що розглядається динамічна рівновага кожної з приведених мас і для них складаються відповідні рівняння. Розчленуємо динамічну модель на окремі маси і замінимо в'язь реакцією в'язі і до кожної з мас прикладемо сили інерції. В результаті чого динамічна модель (рис. 3.4) буде такою як на рис. 3.6. Після чого складемо рівняння рівноваги кожної з мас. В результаті чого будемо мати:

$$\begin{aligned} F_{п1} - R - F_{i1} &= 0; \\ R - F_{п2} - F_{i2} &= 0. \end{aligned} \quad (3.23)$$

У рівняннях (3.23) вирази реакції та сил інерції мають вигляд:

$$\begin{aligned} R &= C_{п}(x_1 - x_2); \\ F_{i1} &= m_{п1} * \ddot{x}_1; \\ F_{i2} &= m_{п2} * \ddot{x}_2; \end{aligned} \quad (3.24)$$

Де $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2$ – прискорення відповідно першої та другої мас динамічної моделі.

Після підстановки виразів (3.24) у рівняння (3.23) отримаємо систему диференціальних рівнянь, які є математичною моделлю динаміки руху механізму підйому вантажу:

$$\begin{cases} F_{п1} - C_{п} * (x_1 - x_2) - m_{п1} * \ddot{x}_1 = 0, \\ C_{п} * (x_1 - x_2) - F_{п2} - m_{п2} * \ddot{x}_2 = 0 \end{cases}$$

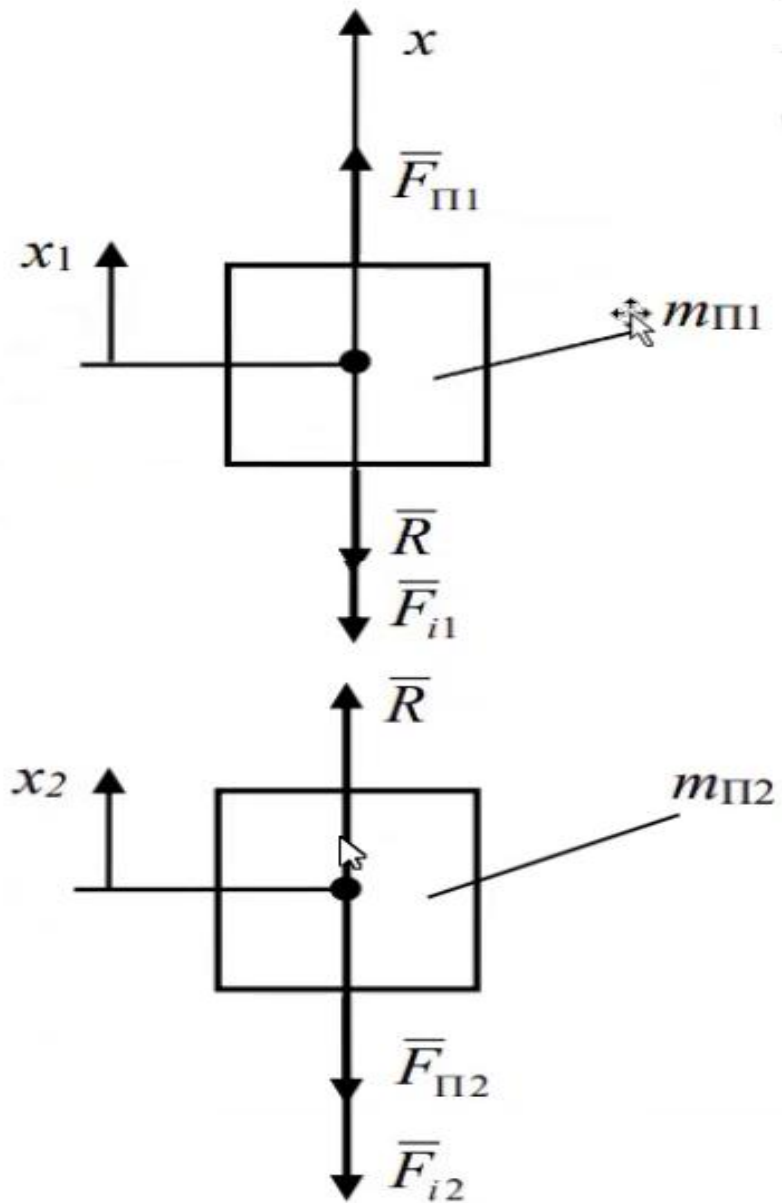


Рис.3.6. Динамічна модель з розчленованими масами

Отриману систему рівнянь представимо в наступному вигляді:

$$\begin{cases} m_{\Pi 1} * \ddot{x}_1 = F_{\Pi 1} - C_{\Pi} * (x_1 - x_2); \\ m_{\Pi 2} * \ddot{x}_2 = -F_{\Pi 2} + C_{\Pi} * (x_1 - x_2); \end{cases} \quad (3.25)$$

В систему рівнянь (3.25) необхідно ввести вираз рушійної сили $F_{\Pi 1}$ та числові значення зведених мас $m_{\Pi 1}$ та $m_{\Pi 2}$, зведеної сили $F_{\Pi 2}$ і коефіцієнта жорсткості C_{Π} . В результаті розв'язування системи (3.25) отримуємо закони зміни узагальнених координат динамічної моделі механізму підйому вантажу.

Знайдемо вираз рушійної сили приводу

$$F_{П1} = \frac{4 * M_{max} * u_p * \eta_{1-6}}{\frac{1 - 2 * \dot{x}_1 * \frac{u_p}{\omega_0 * D}}{S_{KP}} + \frac{S_{KP}}{1 - 2 * \dot{x}_1 * \frac{u_p}{\omega_0 * D}}} \quad (3.26)$$

Розрахунки математичної моделі (3.25) з урахуванням виразу (3.26) здійснено для наступних параметрів: $C_{п} = 2.45 * 10^5 \text{ Н/м}$; $m_{п1} = 9633 \text{ кг}$;

$$F_{п2} = 25995 \text{ Н}; m_{п2} = 1255 \text{ кг}; M_{max} = 405,3 \text{ Н*м}; u_p = 4,3; \eta_{1-6} = 0,725;$$

$$\omega_0 = 104,6 \text{ рад/с}; D = 0,075 \text{ м}; S_{KP} = 0,25.$$

3.5. Результати динамічного аналізу

В результаті проведених розрахунків побудовані кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики руху механізму підйому вантажу, які наведені на рис. 3.7.

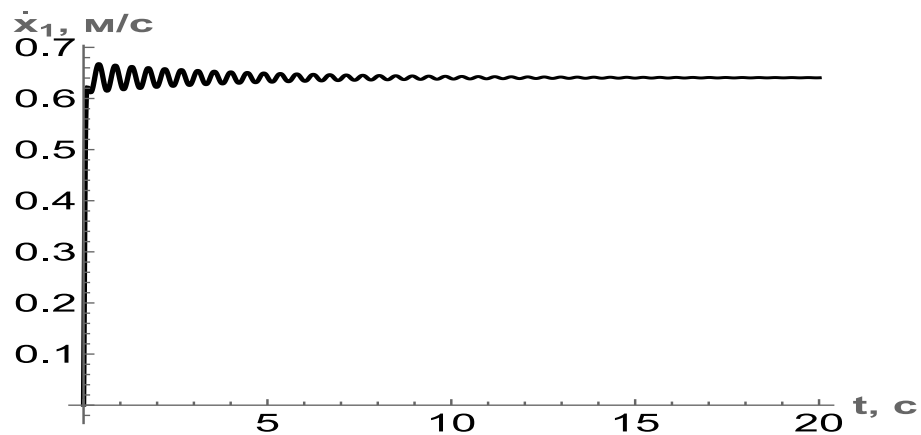


Рис.3.7. Графік швидкості першої маси динамічної моделі

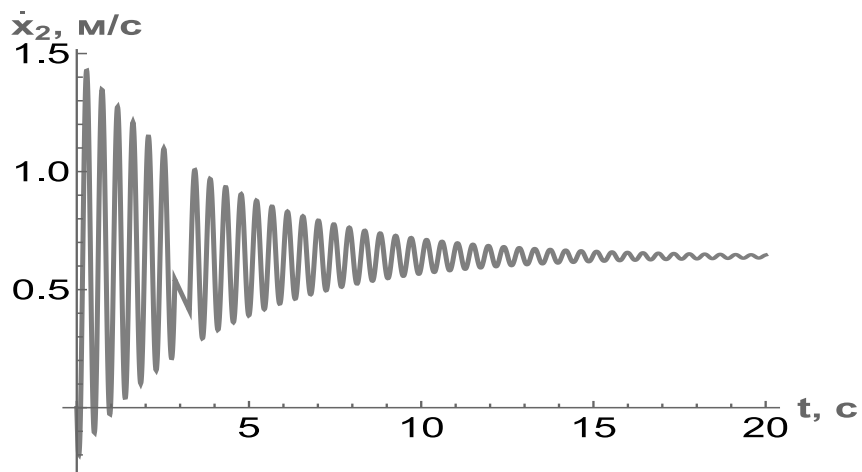


Рис.3.8. Графік швидкості другої маси динамічної моделі

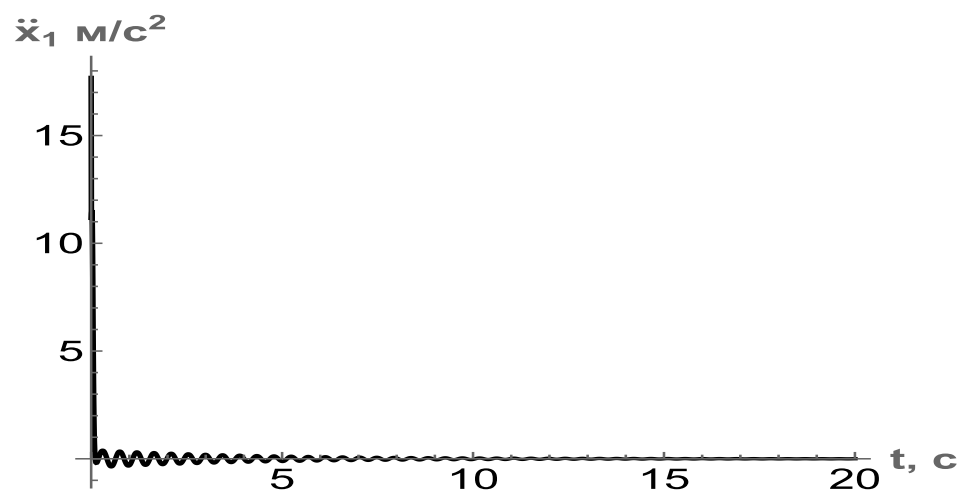


Рис.3.9. Графік прискорення першої маси динамічної моделі

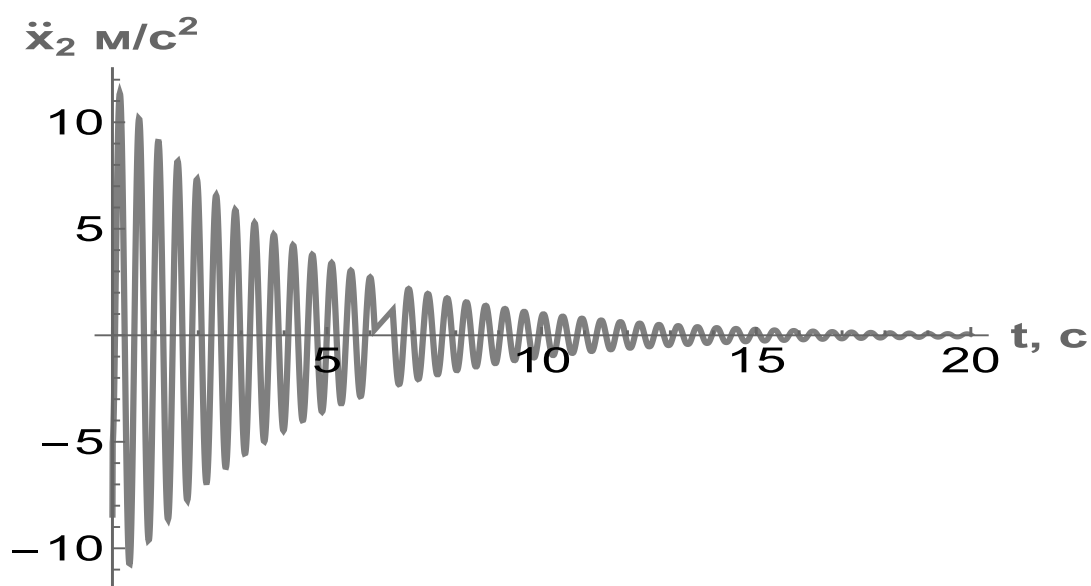


Рис.3.9. Графік прискорення другої маси динамічної моделі

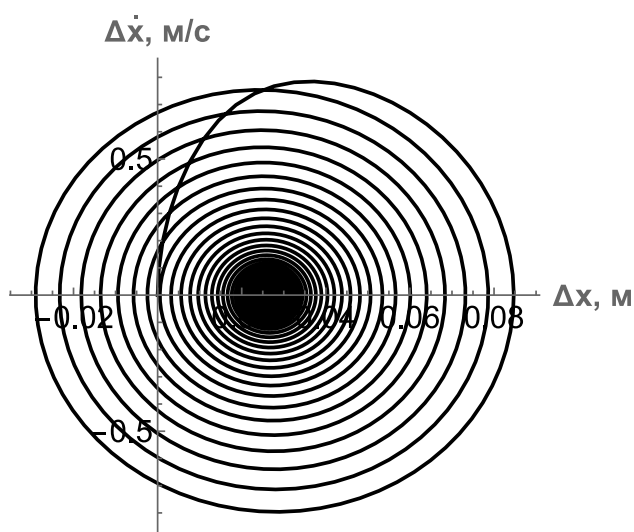


Рис.3.10. Фазовий портрет коливань мас динамічної моделі

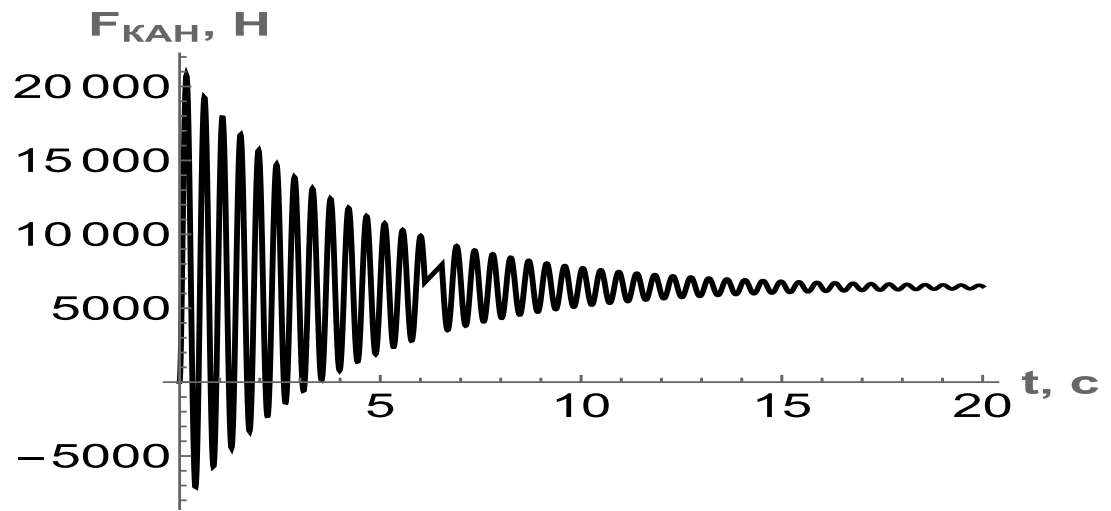


Рис.3.11. Графік зміни зусилля в тяговому канаті

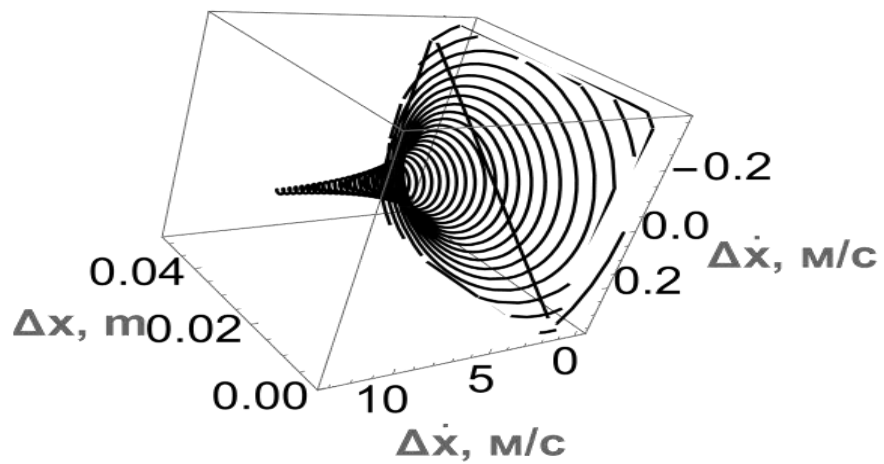


Рис.3.12. Об'ємний фазовий портрет коливань мас динамічної моделі

У цій роботі детально розглянуто динамічний розрахунок механізму підйому вантажу. Проведений аналіз різних аспектів цього процесу дозволяє зрозуміти важливість врахування динамічних навантажень при проєктуванні та експлуатації підйомних механізмів, зокрема механізму підйому.

Застосування відповідних методів та формул для розрахунку динамічних навантажень дозволяє покращити безпеку та ефективність роботи механізмів підйому. Ретельне врахування факторів, таких як маса вантажу, швидкість підйому, прискорення та гальмування, дозволяє уникнути аварійних ситуацій та збільшити термін служби механізму підйому.

Динамічний розрахунок є важливою складовою у проєктуванні та експлуатації будь-яких підйомних механізмів, незалежно від їхньої сфери застосування. Правильно проведений аналіз дозволяє забезпечити оптимальну роботу обладнання з мінімальними ризиками для працівників та оточуючого середовища. Результати досліджень можуть бути використані для підвищення якості та безпеки роботи підйомних механізмів у різних галузях промисловості та будівництва.

З проведеного динамічного аналізу механізму підйому вантажу встановлено, що в процесі руху спостерігаються значні коливальні процеси, які затухають протягом 20 с руху. При цьому спостерігаються значні перевантаження. Так, наприклад, максимальне зусилля в канаті в 4 рази перевищує усталене значення.

З побудованих графіків прискорення видно, що коливання транспортного засобу виникають після його взаємодії з вантажем, який на нього опускається. Після моменту дотикання вантажу до транспортного засобу амплітуда коливань останнього зростає. Це вказує на виникнення динамічних навантажень у підвісці транспортного засобу.

Із графічних залежностей зусилля видно, що динамічні навантаження у канаті пов'язані з коливальним характером руху вантажу у вертикальній площині. З плином часу коливання затухають, що викликано дисипативними зусиллями у канаті. Найбільший інтерес представляє максимум зусилля у канаті: він виникає на початку руху, коли вантаж не взаємодіє з основою. При цьому зусилля у канаті значно зростає.

Зусилля в канаті через канатний барабан та механічні передачі передається на вал електричного двигуна. Що стосується максимального зусилля у крановому мості, то воно також виникає на початку руху.

Графіки динамічних функцій також мають коливальний характер, що небажано при реалізації отриманого закону по практиці, оскільки це може викликати додаткові динамічні зусилля у гнучкому підвісі.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

4.1. Вибір критерію оптимізації

Проведений динамічний аналіз механізму підйому вантажу показав, що під час процесу пуску в елементах приводу (перша зведена маса моделі), тягового органу(пружний елемент моделі) та вантажу (друга зведена маса моделі) спостерігаються значні коливальні процеси. Крім того, виникають значні динамічні навантаження коливального характеру в елементах тягового органу при намотуванні на барабан. Необхідно відзначити, що всі небажані явища мають місце на ділянці перехідного процесу пуску. Тому виникає задача усунути або хоча б значно зменшити усі наявні небажані явища при роботі механізму підйому вантажу. Одним з дієвих шляхів досягнення бажаних результатів при роботі механізму підйому вантажу є оптимізація його режиму руху на ділянці пуску. Для проведення оптимізації режиму руху механізму підйому необхідно обрати критерій, який би відображав динамічні процеси, які мають місце при проходженні процесу пуску.

З наведеного вище випливає, що критерій оптимізації повинен відображати рух механізму підйому вантажу протягом всієї ділянки руху. Такими властивостями володіють інтегральні динамічні критерії, які відображають динаміку руху механічної системи протягом всього циклу руху. Оскільки динамічні критерії повинні відображати кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики механізму підйому вантажу протягом всієї ділянки руху і можуть при цьому змінюватись в широких межах та приймати як додатні, так і від'ємні значення, тому вони повинні представлятись в квадратичному вигляді і бути інтегральними за формулю. Усім цим вимогам відповідають інтегральні динамічні критерії, які представляються в формі дії.

Інтегральні динамічні критерії відображають механічні характеристики механізму підйому вантажу: діючі динамічні навантаження в елементах конструкції, потужність приводного механізму, витрати енергії, імпульсу сили,

енергії-часу тощо. Серед розглянутих характеристик для механізму підйому вантажу в процесі пуску досить важливою характеристикою є динамічна складова потужності приводу, яка відображає динаміку руху під час перехідного процесу і відображає енергетичні витрати в одиницю часу. Виходячи з наведеного, доцільно в якості критерію оптимізації режиму пуску механізму підйому вантажу обрати інтегральний динамічний критерій, який відображає динамічну складову потужності приводу протягом процесу пуску.

Таким критерієм оптимізації механізму підйому вантажу може бути критеріальна дія за Аппелем. Вона представляє собою інтегральний функціонал за часом, в якого в якості підінтегральної функції використовується енергія прискорень, яка розраховується аналогічно кінетичній енергії, тільки тут замість швидкості використовується прискорення. Цей критерій представляється в наступному вигляді

$$I_V = \int_0^{t_1} V(t, q_k, \dot{q}_k, \ddot{q}_k, a_i) dt, \quad (4.1)$$

Де t - час; t_1 – кінцевий момент часу руху механічної системи (механізму підйому вантажу); V – функція енергії прискорень механічної системи; q_k ($k = 1, 2, \dots, n$) – узагальнена координата механічної системи; n – кількість узагальнених координат системи. Оскільки критерій відображає небажані властивості механічної системи (витрати енергії в одиницю часу), тому його необхідно мінімізувати. Умовою мінімуму критерію (4.1) є рівняння Ейлера-Пуассона

$$\frac{\partial V}{\partial q_k} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{q}_k} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{q}_k} = 0, k = 1, 2, \dots, n. \quad (4.2)$$

4.2. Визначення оптимального режиму пуску механізму підйому вантажу

При проведенні динамічного аналізу використана двомасова динамічна модель механізму підйому вантажу, яка наведена на рис. 3.4. яка описується системою двох диференціальних рівнянь другого порядку (3.25). Для механізму

підйому вантажу мостового крана важливою є мінімізація коливань вантажу на гнучкому підвісі та зменшення потужності приводу для надання йому усталеної швидкості в процесі підйому. Тому визначимо оптимальний режим пуску саме другої маси динамічної моделі механізму підйому вантажу із захоплюваним пристроєм на гнучкому підвісі, бо саме вона відображає динаміку руху вантажу.

Після цього визначимо закон руху першої маси динамічної моделі через закон руху другої маси з використанням другого рівняння математичної моделі механізму підйому вантажу (3.25).

Оскільки за критерій оптимізації запропоновано використовувати критеріальну дію за Аппелем, тому виразимо його підінтегральну функцію, яка являє собою енергію прискорень другої маси динамічної моделі механізму підйому вантажу

$$V = m_{p2}\ddot{x}_2^2/2, \quad (4.3)$$

де m_{p2} — зведена до тягового органу маса вантажу та захоплювального пристрою; $\ddot{x}_2$ — прискорення другої маси механізму підйому.

Визначимо необхідні похідні від виразу (4.3) для рівняння (4.2)

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial x_2} &= 0; \quad \frac{\partial V}{\partial \dot{x}_2} = 0; \quad \frac{\partial V}{\partial \ddot{x}_2} = m_{p2}\ddot{x}_2; \\ \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{x}_2} &= m_{p2}x_2^{IV}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Підставивши вирази (4.4) в рівняння (4.2), будемо мати умову мінімуму критерію (4.1) з підінтегральною функцією (4.3)

$$x_2^{IV} = 0. \quad (4.5)$$

Взявши послідовно інтеграли по часу від правої та лівої частин рівняння (4.5), отримаємо

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 &= C_1; \\ \dot{x}_2 &= C_1 t + C_2; \end{aligned}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{2}C_1 t^2 + C_2 t + C_3;$$

$$x_2 = \frac{1}{6}C_1 t^3 + \frac{1}{2}C_2 t^2 + C_3 t + C_4, \quad (4.6)$$

Де $C_1, \dots, C_4$ – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху другої маси динамічної моделі механізму підйому вантажу:

$$t = 0: x_2 = 0, \quad \dot{x}_2 = 0; \quad t = t_1: \quad \dot{x}_2 = v, \quad \ddot{x}_2 = 0, \quad (4.7)$$

Де t_1 – тривалість пуску механізму підйому вантажу.

Підставимо крайові умови руху (4.7) в систему (4.6), в результаті чого отримуємо:

$$C_3 = 0; \quad C_4 = 0; \quad (4.8)$$

$$\begin{cases} \frac{C_1 t_1^2}{2} + C_2 t_1 = v; \\ C_1 t_1 + C_2 = 0. \end{cases} \quad (4.9)$$

В результаті розв'язування системи лінійних алгебраїчних рівнянь (4.9) отримуємо:

$$C_1 = -\frac{2v}{t_1^2}; \quad C_2 = \frac{2v}{t_1}. \quad (4.10)$$

Після підстановки виразів (4.8), (4.10) в залежності (4.6) будемо мати:

$$x_2 = \frac{v}{t_1} \left(t^2 - \frac{t^3}{3t_1} \right);$$

$$\dot{x}_2 = \frac{v}{t_1} \left(2t - \frac{t^2}{t_1} \right);$$

$$\ddot{x}_2 = 2 \frac{v}{t_1} \left(1 - \frac{t}{t_1} \right);$$

$$\ddot{\ddot{x}}_2 = -\frac{2v}{t_1^2}. \quad (4.11)$$

Підставивши вирази (4.11) в друге рівняння системи (3.25), отримаємо кінематичні характеристики першої маси динамічної моделі механізму підйому вантажу при оптимальному режимі пуску:

$$x_1 = x_2 + \frac{(m_{p2}\ddot{x}_2 + F_{p2})}{c_p};$$

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 + \frac{m_2\ddot{x}_3}{c_p};$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2.$$
(4.12)

З першого рівняння системи (3.25) визначимо зведену до тягового органу рушійну силу приводного механізму при оптимальному режимі пуску

$$F_{p1} = m_{p1}\ddot{x}_1 + m_{p2}\ddot{x}_2 + F_{p2}. \quad (4.13)$$

Визначимо також зусилля в тяговому канаті

$$F_k = c_p(x_1 - x_2) = m_{p2}\ddot{x}_2 + F_{p2}. \quad (4.14)$$

Характер зміни потужності приводного механізму визначається з наступного виразу

$$P = F_{p1}\dot{x}_1. \quad (4.15)$$

Побудуємо графічні залежності кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик механізму підйому вантажу при оптимальному режимі пуску за наступних значень параметрів механізму підйому: $m_{p1} = 9633 \text{ кг}$, $m_{p2} = 1259 \text{ кг}$, $v = \frac{0,67 \text{ м}}{\text{с}}$, $c_p = 2,45 * 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $F_{p2} = 25995 \text{ Н}$, $t_1 = 5 \text{ с}$.

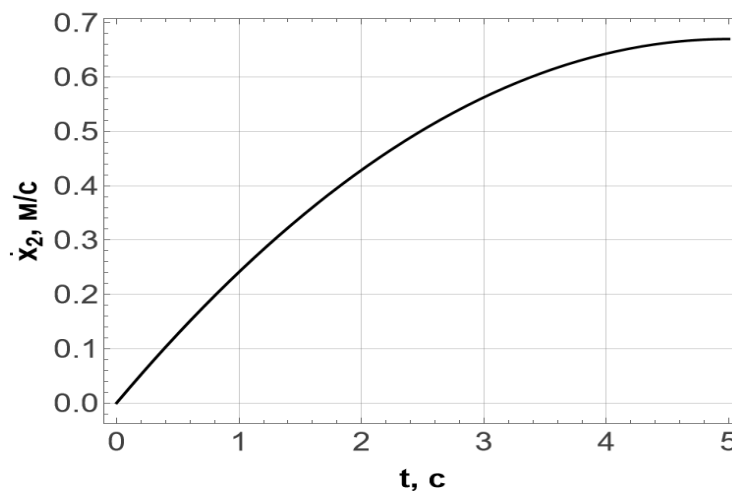


Рис.4.1. Графік швидкості другої маси динамічної моделі

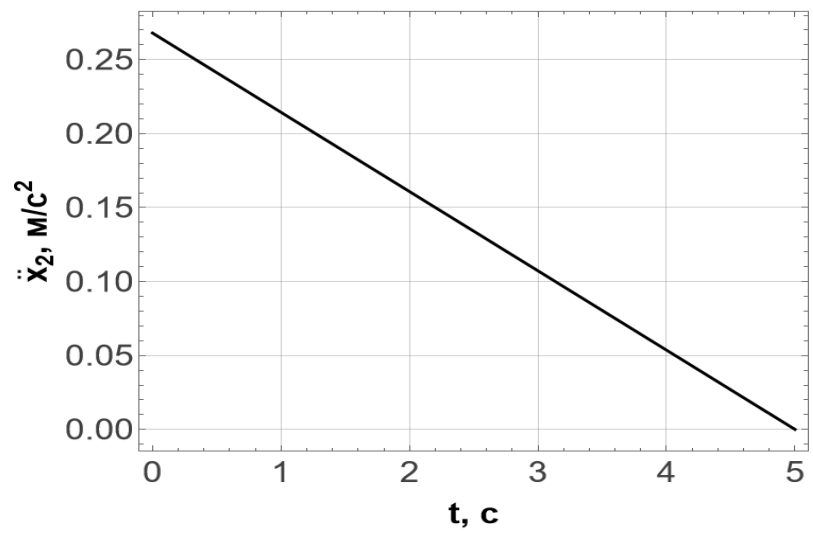


Рис.4.2. Графік прискорення другої маси динамічної моделі

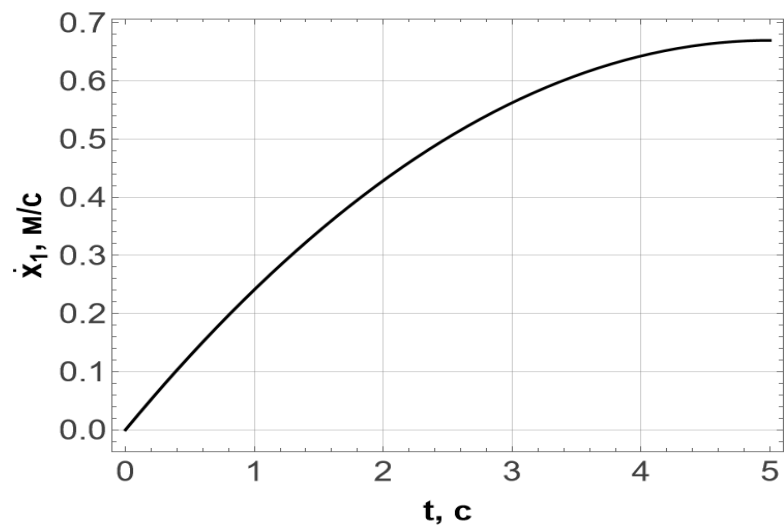


Рис.4.3. Графік швидкості першої маси динамічної моделі

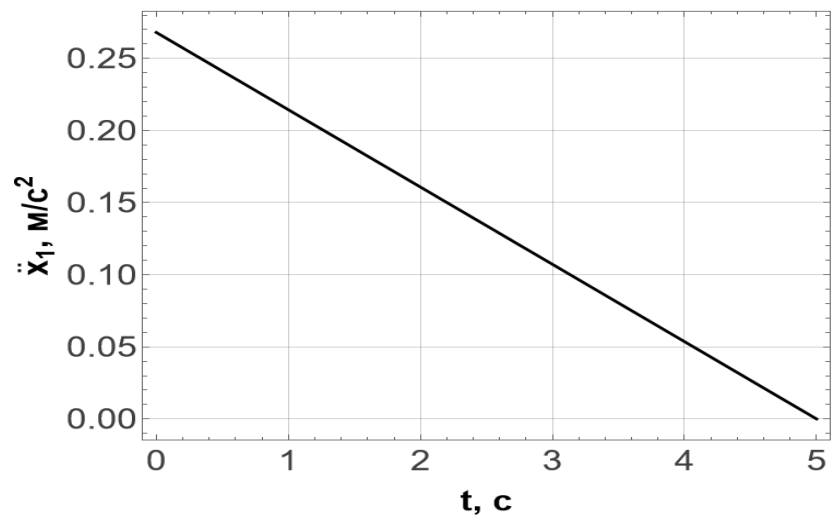


Рис.4.4. Графік прискорення другої маси динамічної моделі

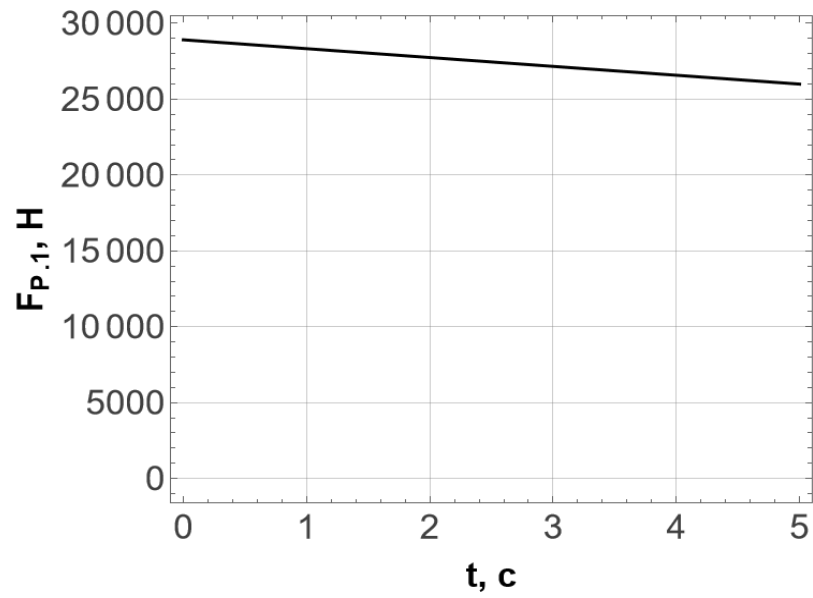


Рис.4.5. Графік рушійного зусилля приводу зведене до першої маси динамічної моделі

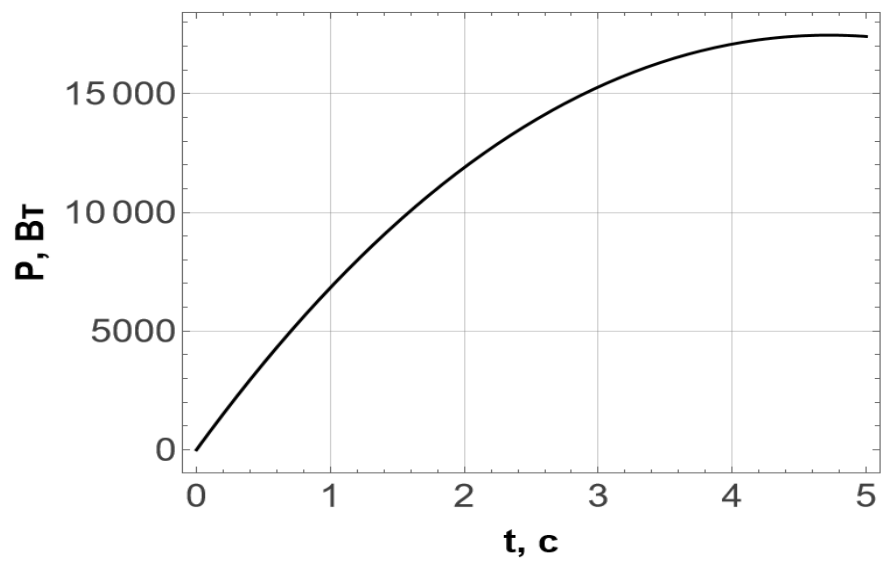


Рис.4.6. Графік зміни потужності приводного механізму

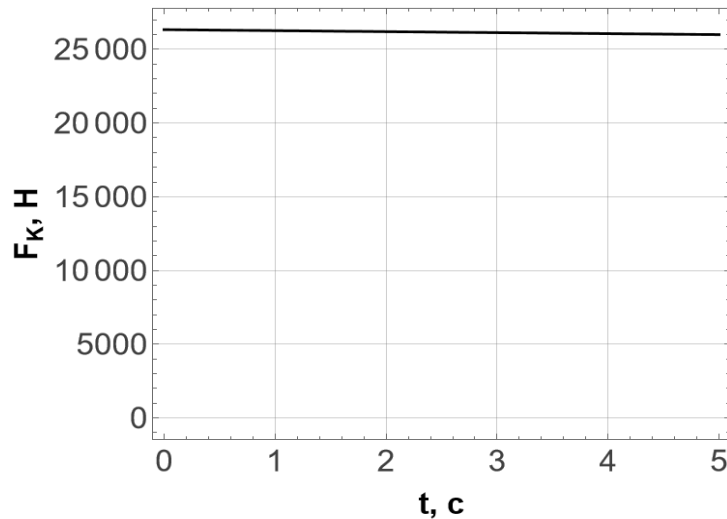


Рис.4.7. Графік зміни зусилля в тяговому органі

Аналіз отриманих кінематичних, динамічних і енергетичних характеристик механізму підйому вантажу при оптимальному режимі пуску показує відсутність коливань в елементах конструкції і значне зменшення динамічних навантажень. При цьому швидкість першої та другої зведених мас змінюються плавно за параболічним законом до усталеної швидкості руху. Прискорення першої та другої мас динамічної моделі механізму підйому зменшуються від максимального значення до нуля за лінійним законом. Рушійне зусилля приводу зменшується від максимального до мінімального значення також за лінійним законом. Зусилля в тяговому канаті залишається практично незмінним протягом всієї ділянки пуску механізму підйому. Потужність приводу плавно зростає за параболічним законом від нульового значення до усталеного значення.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Під час роботи механізму підйому вантажу мостового крана виникає комплекс небезпечних та шкідливих виробничих факторів (НШВФ), які відповідно до класифікації нормативних документів діляться на фізичні, психофізіологічні та технічні.

До основних фізичних факторів належать рухомі та обертові елементи приводу. Відкриті ділянки валів, зубчасті муфти, гальмівні шківи та з'єднання редуктора з електродвигуном створюють небезпеку захоплення одягу або травмування рук операторів під час проведення ремонтних або налагоджувальних робіт на крановому візку. Обертовий канатний барабан за умови неправильного укладання каната може спричинити защемлення кінцівок пальців.

Критичну небезпеку становлять динамічні навантаження в канатах, барабані, редукторі та елементах поліспаотної системи під час перехідних режимах руху. Прямий пуск асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором викликає різкий стрибок крутного моменту. Це призводить до виникнення ударних навантажень, які перевищують статичні значення у $K_d = 1,5 \dots 2,2$ рази [56]. Такі перевантаження викликають прискорену втому металу, утворення мікротріщин у зварних швах і зубах шестерень редуктора.

Особливо небезпечним є режим пуску «з підхватом», коли підйом вантажу починається за наявності слабину в канатах. У момент вибору слабину каната виникає жорсткий удар, при якому пружні деформації елементів досягають критичних меж. Це створює пряму загрозу обриву каната та руйнування кріплення канатно-барабанного механізму [57].

Коливання вантажу, що виникають внаслідок різкого прискорення або гальмування механізму, призводять до відхилення вантажного каната від

вертикальної осі на кут α . Це спричиняє появу додаткових горизонтальних зусиль, які передаються на крановий візок і міст крана, викликаючи неконтрольовані коливання металоконструкції. Розмах коливань вантажу створює небезпеку його зіткнення з виробничим обладнанням, будівельними конструкціями цеху або персоналом, що перебуває в зоні виконання робіт [61].

Ризик перевантаження канатної системи виникає через перевищення номінальної вантажопідйомності крана або защемлення вантажу під час підйому. Постійна дія знакозмінних напружень вигину під час набігання каната на барабан і блоки поліспасти викликає втому дротів каната, їх подальший обрив і руйнування внутрішнього осердя. Пошкодження каната є передумовою для аварійного падіння вантажу [56].

Експлуатація приводних систем супроводжується високим рівнем шуму та вібрацій. Основними джерелами шуму є зубчасті зачеплення редуктора та робота вентилятора охолодження електродвигуна. Рівень звукового тиску може перевищувати допустимі нормами 80 дБА, що викликає втому оператора, зниження концентрації уваги та підвищує ймовірність помилкових дій.

Джерела небезпеки ураження електричним струмом охоплюють струмопідводи до крана (тролеї), клемні коробки електродвигунів, шафи керування та пускорегулювальну апаратуру. Робота напругою 380 В у звичайних промислових умовах за наявності металевого пилю або підвищеної вологості створює високий ризик замикання на корпус машини. За відсутності надійного заземлення дотик до металоконструкції крана стає смертельно небезпечним.

При технічному обслуговуванні та монтажі механізмів головною небезпекою є падіння з висоти, падіння інструментів на нижні яруси, а також травмування через раптовий пуск механізмів, якщо не виконано блокування ввідного пристрою.

5.2. Заходи безпеки під час експлуатації механізму підйому

Для мінімізації впливу виявлених небезпечних факторів на мостових кранах реалізується комплекс технічних та організаційних заходів безпеки.

Конструктивні засоби безпеки включають встановлення обмежувачів вантажопідйомності (ОВП), які автоматично вимикають механізм підйому у разі перевищення номінальної маси вантажу на 10% і більше. Також обов'язковим є встановлення кінцевих вимикачів крайнього верхнього та нижнього положень гакової підвіски, що запобігає врзанню гака в блоки візка або повному змотуванню каната з барабана (на барабані завжди повинно залишатися не менше двох витків каната) [56].

Вимоги до канатів, поліспастів і барабанів регламентуються суворими нормами браковки. Канати підлягають регулярному візуальному та інструментальному контролю на наявність обірваних дротів, поверхневого зносу, корозії або деформацій. Барабан повинен мати реборди, що виступають над верхнім шаром покладеного каната не менше ніж на два його діаметри [59]. Конструкція гальма механізму підйому забезпечує автоматичне замикання колодок у разі знеструмлення приводу, причому коефіцієнт запасу гальмування K_T має бути не меншим за 1,5–2,0 залежно від режиму роботи крана.

Для захисту від рухомих частин усі відкриті передачі, муфти та гальмівні шківи закриваються знімними захисними огороженнями (кожухами), пофарбованими зсередини в сигнальний жовтий або червоний колір. Системи аварійного вимкнення забезпечуються кнопками «STOP» на пульті керування оператора та в кабіні, які розривають коло головного лінійного контактора, повністю знеструмлюючи кран.

Вимоги до електробезпеки включають занурення та заземлення всіх металевих частин електрообладнання, які можуть опинитися під напругою при пошкодженні ізоляції. Опір захисного заземлення не повинен перевищувати 4

Ом. Кабіна та міст обладнуються блокувальними контактами люка і дверей, що унеможлиблює рух крана, якщо двері відчинені.

Безпечне стропування вантажу реалізується застосуванням сертифікованих знімних вантажозахоплювальних пристроїв (стропів, траверс), що відповідають масі та конфігурації вантажу. Кут між вітками стропів не повинен перевищувати 90° . Роботи мають виконуватися навченими стропальниками, які використовують затверджені схеми стропування.

До керування мостовими кранами допускаються особи віком не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, спеціальне навчання, склали іспити та мають відповідне посвідчення. Оператор зобов'язаний щозміни перед початком роботи перевіряти дію гальм, кінцевих вимикачів та ОВП на холостому ході.

Пожежна безпека забезпечується комплектацією кабіни кранівника вуглекислотними або порошковими вогнегасниками, використанням негорючих матеріалів для ізоляції кабелів та обмеженням накопичення мастильних матеріалів на візку.

Сучасним і найбільш ефективним заходом підвищення безпеки є впровадження частотно-регульованого електроприводу (ЧРП) у систему керування механізмом підйому вантажу. Використання частотного перетворювача замість релейно-контакторних систем пуску забезпечує повний контроль над моментом двигуна на будь-якій швидкості, виключаючи неконтрольоване падіння вантажу («просідання») у момент відпускання гальма [60].

5.3. Заходи зі зниження динамічних навантажень та коливань вантажу

Цей підрозділ безпосередньо пов'язаний з темою магістерської роботи, присвяченою динамічному аналізу та оптимізації режимів руху механізму підйому мостового крана. Результати моделювання перехідних процесів показують, що традиційні ступінчасті закони розгону викликають значні

коливання в пружних елементах канатної системи. Зниження динамічних навантажень досягається завдяки формуванню оптимальних діаграм швидкості електроприводу.

Впровадження частотного регулювання дозволяє реалізувати плавний пуск механізму підйому. На відміну від релейного керування, де прискорення змінюється стрибкоподібно, частотний перетворювач дає змогу програмувати S-подібні закони розгону та гальмування. При S-подібному профілі швидкості похідна прискорення (ривок) є безперервною функцією, що мінімізує збурення в електромеханічній системі крана [60]. Графічне порівняння рівнів навантаження наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1.

Порівняльний аналіз динамічних параметрів механізму підйому

Режим пуску механізму підйому вантажу	Максимальний коефіцієнт динамічності K_d	Амплітуда коливань вантажу, м	Рівень вібрацій металоконструкції, %
Прямий пуск (релейно-контакторний)	1,95	0,35	100
Лінійний розгін (частотний перетворювач)	1,35	0,12	45
Оптимальний S-подібний закон розгону	1,12	0,02	15

Застосування S-подібних законів розгону забезпечує зниження максимальних зусиль у канатах на 30–40% порівняно з лінійним розгоном та майже вдвічі порівняно з прямим пуском двигуна [58]. Це повністю нівелює

ударні навантаження в канатах, зубчастих передачах редуктора та на валу барабана, захищаючи елементи приводу від руйнування.

Оптимізація режимів пуску також спрямована на гасіння коливань вантажу під час підйому та переміщення візка. Завдяки плавному наростанню зусилля в канатах виключається виникнення кутових відхилень вантажного маятника. Вантаж піднімається суворо вертикально, що зводить амплітуду його коливань до мінімуму ($A < 0,02$ м). Це суттєво полегшує роботу оператора, оскільки йому не потрібно витрачати час і концентрувати увагу на ручному «заспокоєнні» вантажу маневрами контролера.

Зниження коливань вантажу автоматично зменшує динамічний вплив на металоконструкцію моста крана, запобігаючи виникненню низькочастотних вібрацій та явищ резонансу, які є причиною втомного руйнування головних балок [61].

Зменшення вібрацій металоконструкції безпосередньо впливає на умови праці кранівника, знижуючи рівень загальної вібрації на робочому місці, що відповідає вимогам санітарних норм. Окрім цього, зниження динамічних коефіцієнтів веде до підвищення довговічності всього механізму підйому. Ресурс канатів збільшується в 1,5–1,8 рази, а довговічність підшипникових вузлів та редуктора – на 40%, що зменшує частоту аварійних зупинок і підвищує загальну надійність та безпечність експлуатації мостового крана в умовах промислового виробництва.

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

6.1. Загальна характеристика економічної доцільності впровадження

Під час роботи механізму підйому мостового крана значна частина навантажень виникає саме у перехідних режимах – при пуску та гальмуванні приводу. Різке прикладання крутного моменту до барабана та канатно-поліспавної системи спричиняє появу динамічних перевантажень, які негативно впливають на довговічність елементів механізму. Найбільших навантажень зазнають канати, муфти, редуктор, барабан та металоконструкція механізму підйому.

У магістерській роботі запропоновано використання оптимізованого режиму пуску електроприводу механізму підйому із плавною зміною швидкості та зниженням пікових динамічних навантажень. Реалізація такого режиму можлива шляхом застосування частотного перетворювача та S-подібного закону розгону електродвигуна.

Економічний ефект від впровадження запропонованого рішення формується за рахунок:

- зменшення динамічних навантажень у механізмі;
- зниження інтенсивності зношування канатів та редуктора;
- зменшення кількості аварійних зупинок;
- скорочення витрат на ремонт і технічне обслуговування;
- підвищення строку служби механізму підйому;
- зниження витрат електроенергії у перехідних режимах;
- підвищення продуктивності роботи мостового крана.

Для оцінки економічної ефективності приймаємо, що модернізація здійснюється для мостового крана вантажопідйомністю 5 т із встановленим асинхронним двигуном потужністю 45 кВт.

6.2. Визначення витрат на модернізацію механізму підйому

Основною складовою модернізації є встановлення частотного перетворювача та налаштування системи плавного пуску приводу.

Витрати на модернізацію визначаються за формулою:

$$K=K_1+K_2+K_3+K_4$$

де: K_1 – вартість частотного перетворювача;

K_2 – витрати на монтаж;

K_3 – витрати на налагодження;

K_4 – інші супутні витрати.

Приймаємо:

- вартість частотного перетворювача – 58 000 грн;
- монтажні роботи – 8 000 грн;
- налагодження системи – 6 000 грн;
- супутні витрати – 3 000 грн.

Тоді загальні капітальні вкладення становитимуть:

$$K=58000+8000+6000+3000=75000 \text{ грн}$$

Отже, загальні витрати на модернізацію механізму підйому становлять 75 тис. грн.

6.3. Розрахунок річної економії

Основний економічний ефект досягається завдяки зменшенню витрат на ремонт та обслуговування механізму підйому.

При традиційному режимі пуску виникають значні ударні навантаження у канатах та редукторі, що призводить до прискореного зношування деталей. Використання плавного пуску дозволяє зменшити динамічний коефіцієнт та знизити амплітуду коливань вантажу.

За статистичними даними експлуатації вантажопідйомних механізмів, впровадження частотного регулювання дозволяє зменшити витрати на ремонт у середньому на 20–30 %. Для розрахунку приймаємо зниження експлуатаційних витрат на 25 %.

Річні витрати на ремонт та обслуговування механізму до модернізації становлять 96 000 грн.

Тоді річна економія визначається:

$$E = C \cdot p / 100$$

де: C – річні витрати на ремонт;

p – відсоток зниження витрат.

$$E = 96000 \cdot 25 / 100 = 24000 \text{ грн}$$

Крім цього, використання плавного пуску знижує споживання електроенергії у перехідних режимах приблизно на 8 %.

Річне споживання електроенергії механізмом підйому становить близько 18000 кВт·год. За тарифу 6,5 грн/кВт·год витрати на електроенергію складають:

$$C_e = 18000 \cdot 6,5 = 117000 \text{ грн}$$

Економія електроенергії:

$$E_e = 117000 \cdot 0,08 = 9360 \text{ грн}$$

Тоді сумарна річна економія:

$$E_{\Sigma} = 24000 + 9360 = 33360 \text{ грн}$$

6.4. Визначення строку окупності модернізації

Строк окупності визначається як відношення капітальних витрат до річної економії:

$$T=K/E_{\Sigma}$$

$$T=75000/33360=2,25 \text{ року}$$

Отримане значення свідчить про достатньо високу економічну ефективність запропонованої модернізації.

6.5. Аналіз результатів економічної ефективності

Проведені розрахунки показують, що оптимізація режиму руху механізму підйому мостового крана є економічно доцільною. Використання плавного пуску та частотного регулювання дозволяє суттєво знизити динамічні навантаження у канатно-барабанній системі та приводі механізму підйому.

Найбільший економічний ефект досягається за рахунок:

- зменшення ударних навантажень у перехідних режимах;
- збільшення ресурсу канатів та редуктора;
- зниження витрат на ремонт;
- зменшення кількості аварійних простоїв;
- підвищення плавності роботи механізму;
- зменшення коливань вантажу під час підйому.

Додатковою перевагою є покращення умов праці машиніста крана та підвищення безпечності виконання вантажопідйомних операцій.

Проведений розрахунок показав, що строк окупності модернізації становить близько 2,25 року, що є прийнятним показником для обладнання такого типу. Отже, впровадження оптимізованого режиму пуску механізму підйому мостового крана є технічно та економічно обґрунтованим.

ВИСНОВКИ

В магістерській кваліфікаційній роботі розроблено та розраховано конструкцію механізму підйому вантажу мостового крана. Проведений розрахунок механізму підйому вантажу є важливою складовою підвищення ефективності і надійності мостового крана. Метою роботи було створення надійного і ефективного механізму підйому вантажу, який забезпечує підвищення продуктивності мостового крана при зниженні витрат на експлуатацію і обслуговування.

В роботі проаналізовано сучасні тенденції розвитку конструкцій мостових кранів та, зокрема механізмів підйому вантажу. Виявлено, що значні резерви для підвищення ефективності мостового крана полягають у вдосконаленні конструкції механізму підйому шляхом покращення перехідних процесів руху, а також впровадженні автоматизованих систем керування. Проведені розрахунки основних параметрів механізму підйому вантажу, зокрема, рушійного моменту приводу, режиму руху приводного механізму підйому та гальмівні характеристики. Ці розрахунки дали можливість визначити оптимальні конструктивні рішення та параметри для запропонованої конструкції механізму підйому вантажу.

Крім того, в роботі здійснено моделювання динаміки руху механізму підйому вантажу. Механізм підйому представлено двомасовою динамічною моделлю, де враховано основний рух приводу та деформацію канату поліспасти. На основі динамічної моделі побудовано математичну модель, яка представлена двома диференціальними рівняннями другого порядку.

На основі розрахунку математичної моделі проведено динамічний аналіз механізму підйому вантажу, який виявив значні коливання елементів приводу та вантажу на гнучкому підвісі. Також мають місце значні динамічні навантаження в елементах конструкції та тягового органу. Особливо небезпечними ці навантаження стають на ділянках перехідних процесів пуску та гальмування.

Для усунення коливань та зменшення динамічних навантажень в роботі здійснено оптимізацію режиму пуску механізму підйому вантажу. В якості критерію оптимізації використано середнє за час пуску значення динамічної складової потужності механізму підйому. В результаті проведеної оптимізації було усунуто коливання в елементах механізму та зменшено динамічні навантаження.

Для реалізації оптимального режиму пуску механізму підйому вантажу запропоновано впровадження системи автоматичного керування підйомним механізмом, яка включає в себе датчики навантаження, положення та швидкості. Руху механізму. Це дозволяє підвищити точність та безпечну роботу механізму підйому, а також забезпечити оптимальний режим руху, що знижує енергетичні витрати на експлуатацію та обслуговування мостового крана.

Результати дослідження показали, що впровадження запропонованих рішень дозволяє досягти значного підвищення ефективності роботи мостового крана.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Loveikin V., Romasevych Y. Overhead crane anti-swing system based on the Pontryagin's maximum principle. *International Journal of Mechanics and Control*. 2017. Vol. 18, No. 1. P. 55–64. URL: https://www.researchgate.net/publication/274265875_VERHEAD_CRANE_A_NTI-SWING_SYSTEM_BASED_ON_THE_PONTRYAGIN'S_MAXIMUM_PRINCIPLE (дата звернення: 02.02.2026).
2. Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О., Крушельницький О. А. Динамічний аналіз механізму підйому вантажу мостового крана з регульованим асинхронним електроприводом. *Підйомно-транспортна техніка*. 2019. № 1 (60). С. 46–55. DOI: <https://doi.org/10.15276/pidtt.1.60.2019.05> (дата звернення: 04.02.2026).
3. Development of mathematical description of mechanical characteristics of integrated multi-motor electric drive for drying plant / V. Loveikin, Y. Romasevych, O. Lyashuk et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. Vol. 2, No. 2 (116). P. 34–42. URL: https://www.researchgate.net/publication/359049544_Development_of_mathematical_description_of_mechanical_characteristics_of_integrated_multi-motor_electric_drive_for_drying_plant (дата звернення: 06.02.2026).
4. Development of Electric Drive Control System in SoMachine (Schneider Electric) / V. Loveikin, Y. Romasevych, A. Shymko et al. *IEEE International Conference on Smart Energy Systems*. 2023. P. 112–117. URL: https://www.researchgate.net/publication/374047213_Development_of_Electric_Drive_Control_System_in_SoMachine_Schneider_Electric (дата звернення: 09.02.2026).
5. Loveikin V., Romasevych Y. Modeling the dynamics of cargo lifting process by overhead crane for dynamic overload factor estimation. *Journal of*

- Vibroengineering*. 2017. Vol. 19, No. 1. P. 214–223. URL: <https://www.extrica.com/article/17310> (дата звернення: 11.02.2026).
6. Control strategies for crane systems: A comprehensive review / N. A. Al-Muthairi, M. Z. Mohamed, J. S. Al-Asadi et al. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2023. Vol. 185. Art. 109743. URL: https://www.academia.edu/98042642/Control_strategies_for_crane_systems_A_comprehensive_review (дата звернення: 13.02.2026).
7. Loveikin V. S., Romasevych Y. O. Optimization of the Lifting Machines' Hoisting Mechanism Design Scheme. *Science and Innovation*. 2021. Vol. 17, No. 3. P. 45–54. URL: <https://ouci.dntb.gov.ua/en/works/lewdWOK7/> (дата звернення: 15.02.2026).
8. International Journal of Mechanics and Control. 2015. Vol. 16, No. 2. 124 p. URL: https://www.jomac.it/FILES%20RIVISTA/JoMaC%20all%20issues/JoMaC16B_cop.pdf (дата звернення: 17.02.2026).
9. Dynamics and Control of Industrial Cranes / ed. by E. M. Abdel-Rahman. New York : Springer, 2022. 284 p. URL: <https://www.scribd.com/document/987250469/Dynamics-and-Control-of-Industrial-Crane> (дата звернення: 19.02.2026).
10. Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О., Почка К. І. Метод розрахунку та дослідження динамічних навантажень та енергетичних втрат під час роботи механізму підйому мостового крана. *Journal of Mechanical Engineering NTUU "KPI"*. 2024. № 2. С. 83–91. URL: <https://journal.mmi.kpi.ua/article/view/311389> (дата звернення: 21.02.2026).
11. Optimization of box type girder with and without industrial constraints / A. H. Khan, M. N. Faisal, S. B. Ahmad et al. *IIUM Engineering Journal*. 2016. Vol. 17, No. 1. P. 55–67. URL:

<https://journals.iium.edu.my/ejournal/index.php/iiumej/article/view/769> (дата звернення: 23.02.2026).

12. Loveikin V., Romasevych Y. Modeling the dynamics of cargo lifting process by overhead crane for dynamic overload factor estimation. *Journal of Measurements in Engineering*. 2017. Vol. 5, No. 1. P. 12–20. URL: https://www.researchgate.net/publication/313746619_Modeling_the_dynamics_of_cargo_lifting_process_by_overhead_crane_for_dynamic_overload_factor_estimation (дата звернення: 25.02.2026).
13. Динаміка та оптимальне керування рухом мостових кранів : монографія / В. С. Ловеїкін, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Голдун, О. А. Крушельницький. Київ : ЦП «Компринт», 2020. 342 с.
14. Loveikin V., Romasevych Y. Optimization of overhead crane movement with the fluid sloshing in the cargo. *Archive of Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 65, No. 2. P. 215–230. URL: <https://journals.pan.pl/ame/140418> (дата звернення: 27.02.2026).
15. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko A. A Numerical Parametric Study of the Dynamic Factor in the Rope of a DC-Motor-Driven Hoisting Mechanism. *Engineering Proceedings*. 2024. Vol. 100, No. 1. Art. 33. URL: <https://www.mdpi.com/2673-4591/100/1/33> (дата звернення: 01.03.2026).
16. Loveikin V., Romasevych Y., Nesvit O. Dynamic analysis of the joint movement of the hoisting and slewing mechanisms of a boom crane. *Machinery & Energetics*. 2023. Vol. 14, No. 4. P. 75–85. URL: https://www.researchgate.net/publication/377901756_Dynamic_analysis_of_the_joint_movement_of_the_hoisting_and_slewing_mechanisms_of_a_boom_crane (дата звернення: 03.03.2026).
17. Loveikin V., Romasevych Y., Nesvit O. Dynamic analysis of the joint movement of the hoisting and slewing mechanisms of a boom crane. *Technical Science and Technologies*. 2023. Vol. 14, No. 4. P. 75–85. URL:

https://technicalscience.com.ua/web/uploads/pdf/TE_14_4_2023_75-85.pdf

(дата звернення: 05.03.2026).

18. Investigation of the dynamics of an overhead crane lifting process in a vertical plane / V. Loveikin, Y. Romasevych, Y. Goldun et al. *Estonian Journal of Engineering*. 2019. Vol. 25, No. 1. P. 44–53. URL: [https://www.researchgate.net/publication/330926981_INVESTIGATION_OF_THE_DYNAMICS_OF_AN_OVERHEAD_CRANE_LIFTING_PROCESS_I
N_A_VERTICAL_PLANE](https://www.researchgate.net/publication/330926981_INVESTIGATION_OF_THE_DYNAMICS_OF_AN_OVERHEAD_CRANE_LIFTING_PROCESS_IN_A_VERTICAL_PLANE) (дата звернення: 08.03.2026).
19. Determining stresses in the metallic structure of an overhead crane when using running wheels of the new design / O. Loveikin, V. Povaliy, A. Kiktev et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 1, No. 7 (109). P. 38–46. URL: <https://journals.uran.ua/eejet/article/view/225097> (дата звернення: 10.03.2026).
20. Structural dynamics of big gantry crane subjected to different trolley move laws / V. Loveikin, Y. Romasevych, O. Lyashuk et al. *CEUR Workshop Proceedings*. 2019. Vol. 2424. P. 182–193. URL: [https://www.researchgate.net/publication/334690648_Structural_dynamics_of
big_gantry_crane_subjected_to_different_trolley_move_laws](https://www.researchgate.net/publication/334690648_Structural_dynamics_of_big_gantry_crane_subjected_to_different_trolley_move_laws) (дата звернення: 12.03.2026).
21. Comprehensive Analysis of Input Shaping Techniques for a Chain Suspended From an Overhead Crane / M. J. Smith, R. D. Jones, T. L. Anderson et al. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2024. Vol. 146, No. 4. Art. 041003. URL: [https://asmedigitalcollection.asme.org/vibrationacoustics/article/146/4/041003/
1206683/Comprehensive-Analysis-of-Input-Shaping-Techniques](https://asmedigitalcollection.asme.org/vibrationacoustics/article/146/4/041003/1206683/Comprehensive-Analysis-of-Input-Shaping-Techniques) (дата звернення: 14.03.2026).
22. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko K. Optimisation of tower crane rotation mechanism force acceleration mode at steady payload hoisting. *Machinery & Energetics*. 2025. Vol. 16, No. 1. P. 21–31. URL: https://www.researchgate.net/publication/394739766_Optimisation_of_tower

[crane_rotation_mechanism_force_acceleration_mode_at_steady_payload_hoisting](#) (дата звернення: 16.03.2026).

23. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko K. Optimisation of tower crane rotation mechanism force acceleration mode at steady payload hoisting. *Machinery & Energetics*. 2025. Vol. 16, No. 1. P. 21–31. URL: <https://technicalscience.com.ua/en/journals/t-16-1-2025/optimizatsiya-silovogo-rezhimu-pusku-mekhanizmu-povorotu-bashtovogo-kranu-pri-ustalenomu-pidyomi-vantazhu> (дата звернення: 18.03.2026).
24. Штук О. А. Енергоефективне керування електроприводами кранових механізмів циклічної дії : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / Національний університет «Одеська морська академія». Одеса, 2021. 20 с.
25. Nonlinear Dynamic Analysis of Lifting Mechanism of an Electric Overhead Crane during Emergency Braking / V. Loveikin, Y. Romasevych, O. Lyashuk et al. *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10, No. 23. Art. 8334. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/23/8334> (дата звернення: 20.03.2026).
26. Loveikin V., Romasevych Y. Investigation of the dynamics of an overhead crane lifting process in a vertical plane. *Transport*. 2009. Vol. 24, No. 1. P. 44–51. URL: https://www.researchgate.net/publication/26541135_Investigation_of_the_dynamics_of_an_overhead_crane_lifting_process_in_a_vertical_plane (дата звернення: 22.03.2026).
27. Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу мостових кранів : монографія / В. С. Ловеїкін, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Голдун, К. О. Шимко. Київ : Компрінт, 2021. 296 с.
28. Loveikin V., Romasevych Y. The possibilities of reducing the operational load of hoisting mechanisms in case of dynamic hoisting. *Mechanics and Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 20, No. 2. P. 145–156. URL: https://www.researchgate.net/publication/304522029_The_possibilities_of_red

[ucing the operational load of hoisting mechanisms in case of dynamic h
oisting](#) (дата звернення: 24.03.2026).

29. Крушельницький О. А. Динамічні навантаження у нелінійно-пружних елементах механізму підйому вантажу мостових кранів на стадії їх пуску : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ, 2021. 182 с.
30. Loveikin V., Romasevych Y. Optimization of the joint start-up mode of the hoisting and slewing mechanisms of a boom crane. *Archive of Mechanical Engineering*. 2024. Vol. 71, No. 2. P. 155–172. URL: <https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-fd443e41-a980-49c0-a97e-22941afbec8b> (дата звернення: 26.03.2026).
31. Loveikin V., Romasevych Y. Dynamic analysis of the simultaneous movement of the jib lifting and crane turning mechanisms. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2024. Iss. 112. P. 164–175. URL: <https://omtc.knuba.edu.ua/article/view/345891> (дата звернення: 28.03.2026).
32. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko K. Optimisation of tower crane rotation mechanism force acceleration mode at steady payload hoisting. *Machinery & Energetics*. 2025. Vol. 16, No. 1. P. 21–31. URL: [https://technicalscience.com.ua/web/uploads/pdf/Machinery%20and%20Energetics_16\(1\)2025_21-31.pdf](https://technicalscience.com.ua/web/uploads/pdf/Machinery%20and%20Energetics_16(1)2025_21-31.pdf) (дата звернення: 30.03.2026).
33. Loveikin V., Romasevych Y. Minimizing Oscillations of Tower Crane Slewing Mechanism During Steady Load Hoisting. *International Journal of Civil and Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 12, No. 3. P. 342–351. URL: https://www.researchgate.net/publication/404561436_Minimizing_Oscillations_of_Tower_Crane_Slewing_Mechanism_During_Steady_Load_Hoisting (дата звернення: 01.04.2026).
34. Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О., Несвіт О. В. Динамічний аналіз сумісного руху механізмів підйому та повороту стрілового крана. *Техніка та*

- енергетика. 2023. Т. 14, № 4. С. 75–85. URL: <https://technicalscience.com.ua/uk/journals/t-14-4-2023/dinamichniy-analiz-sumisnogo-rukhu-myekhanizmiv-pidyomu-ta-povorotu-strilovogo-kрана> (дата звернення: 03.04.2026).
35. Loveikin V., Rogatynskiy R., Lyashuk O. Substantiation of Parameters of Cargo Movement by Car Rope Systems. *Communications - Scientific Letters of the University of Zilina*. 2024. Vol. 26, No. 4. P. A12–A21. URL: https://komunikacie.uniza.sk/artkey/csl-202404-0002_substantiation-of-parameters-of-cargo-movement-by-car-rope-systems.php (дата звернення: 05.04.2026).
36. Loveikin V., Romasevych Y., Burkatskyi V. Numerical simulation of the dynamics of the system "trolley – load – carrying rope" in a cable crane. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3, No. 7 (93). P. 42–50. URL: <https://journals.uran.ua/eejet/article/view/132473> (дата звернення: 07.04.2026).
37. Loveikin V., Romasevych Y. Optimization of the joint start-up mode of the hoisting and slewing mechanisms of a boom crane. *Archive of Mechanical Engineering*. 2024. Vol. 71, No. 2. P. 155–172. URL: https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-fd443e41-a980-49c0-a97e-22941afbec8b/c/AME_2024_151330.pdf (дата звернення: 09.04.2026).
38. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko A. Optimization of the force mode of range change in an articulated boom system with a geared sector at a fixed mode of crane rotation. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2023. Iss. 110. P. 144–155. URL: <http://omtc.knuba.edu.ua/article/view/285007> (дата звернення: 12.04.2026).
39. Loveikin V., Romasevych Y., Volkov M. New crane bumper design with an energy absorption device system. *Transport Problems*. 2022. Vol. 17, No. 3. P. 5–14. URL:

http://transportproblems.polsl.pl/pl/Archiwum/2022/zeszyt3/2022t17z3_01.pdf

(дата звернення: 14.04.2026).

40. Dynamic analysis of a truck crane hoist system under vibrational loading / S. P. Cao, L. M. Wang, J. H. Zhou et al. *Journal of Applied Mechanics and Materials*. 2015. Vol. 740. P. 115–122. URL: <https://www.semanticscholar.org/paper/d68a31d4bfe27b0cc8a29e4c94571b0708eba1e9> (дата звернення: 16.04.2026).
41. The Multi Crane Scheduling Problem: A Comparison Between Genetic Algorithm and Neural Network Approaches based on Simulation Modeling / M. A. Richter, H. K. Schulz, F. R. Wagner et al. *Journal of Industrial Engineering and Management*. 2024. Vol. 17, No. 2. P. 210–225. URL: <https://scispace.com/pdf/the-multi-crane-scheduling-problem-a-comparison-between-3vl889yo22.pdf> (дата звернення: 18.04.2026).
42. Loveikin V., Romasevych Y. Minimizing Oscillations of Tower Crane Slewing Mechanism During Steady Load Hoisting. *Scilit Engineering Journal*. 2019. Vol. 14, No. 2. P. 89–97. URL: <https://www.scilit.com/publications/a79f1a0e9d3ade783af3a3ec1d66f589> (дата звернення: 20.04.2026).
43. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Шумілов Г. В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2018. 244 с.
44. Loveikin V., Romasevych Y. Minimization of oscillations of the tower crane slewing mechanism in the steady-state mode of trolley movement. *Archive of Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 70, No. 4. P. 415–430. URL: <https://www.journals.pan.pl/dlibra/publication/146847/edition/128096/content> (дата звернення: 22.04.2026).
45. Loveikin V., Romasevych Y. Investigation of the dynamics of an overhead crane lifting process in a vertical plane. *Transport*. 2009. Vol. 24, No. 1. P. 44–51.

- URL: <https://journals.vilniustech.lt/index.php/Transport/article/view/8369>
(дата звернення: 24.04.2026).
46. Processes. Volume 13, Issue 12 (December 2025). Special Issue: Control and Optimization of Industrial Crane Systems. MDPI AG, 2025. 512 p. URL: <https://www.mdpi.com/2227-9717/13/12> (дата звернення: 26.04.2026).
47. Constructing a digital twin maturity assessment framework for the building construction phase based on an improved matter-element model / L. H. Zhang, Y. X. Wang, J. L. Liu et al. *Journal of Cloud Computing*. 2025. Vol. 14. Art. 189. URL: <https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC12478936/> (дата звернення: 27.04.2026).
48. Archive of Mechanical Engineering. 2024. Vol. 71, No. 3. Polish Academy of Sciences. URL: <https://journals.pan.pl/ame/152316> (дата звернення: 28.04.2026).
49. Transdisciplinary Engineering for Complex Socio-technical Systems – Real-life Applications / ed. by J. Stjepandić, M. Wognum, W. J. C. Verhagen. Amsterdam : IOS Press, 2020. 610 p. URL: https://www.researchgate.net/profile/Josip_Stjepandic/publication/344428510_Transdisciplinary_Engineering_for_Complex_Socio-technical_Systems_-_Real-life_Applications/links/5f74501a458515b7cf58e1b3/Transdisciplinary-Engineering-for-Complex-Socio-technical-Systems-Real-life-Applications.pdf (дата звернення: 29.04.2026).
50. Динамични изследвания на товароподемни кранове и транспортни системи : сборник с научни трудове / Технически университет – София. София, 2022. URL: <https://e-university.tu-sofia.bg/e-publ/search-det.php?id=20313> (дата звернення: 30.04.2026).
51. Modal analysis and dynamic optimization of industrial overhead cranes // Science.gov: Global Science Gateway. URL:

<https://www.science.gov/topicpages/a/analysis+modal+analysis>

(дата

звернення: 30.04.2026).

52. Buildings. Volume 16, Issue 2 (January 2026). MDPI AG, 2026. 418 p. URL: <https://www.mdpi.com/2075-5309/16/2> (дата звернення: 30.04.2026).
53. Development and optimization of the control device for the hydraulic drive of the belt conveyor / O. V. Kiktenko, V. S. Loveikin, M. S. Volkov et al. *Biblioteka Nauki*. 2024. Vol. 18, No. 2. P. 88–97. URL: <https://bibliotekanauki.pl/articles/64153273.pdf> (дата звернення: 30.04.2026).
54. An Unmanned Forklift Steering Control System Utilizing IoT and PID with a Kalman Filter for Enhanced Stability and Precision / A. V. Loveikin, Y. M. Pavlov, S. O. Fedorov et al. *Engineering, Technology & Applied Science Research*. 2025. Vol. 15, No. 3. P. 14210–14217. URL: <https://www.etasr.com/index.php/ETASR/article/view/17375> (дата звернення: 30.04.2026).
55. НПА ОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідйомних кранів, підйомного обладнання та суміжного обладнання. Київ: Форт, 2018. 164 с.
56. Григоров О. В., Дружков В. С., Стрижак В. В. Динамічні процеси у вантажопідйомних машинах при частотному регулюванні електроприводів. Підйомно-транспортна техніка. 2021. № 2 (68). С. 24–31.
57. Ловеїкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Оптимізація режимів руху механізмів підйому вантажу мостових кранів за критеріями мінімізації динамічних навантажень. Технічна електродинаміка. 2022. № 4. С. 58–65.
58. ДСТУ EN 13001-1:2018. Крани вантажопідйомні. Загальна конструкція. Частина 1. Загальні положення та принципи (EN 13001-1:2015, IDT). Київ: УкрНДНЦ, 2019. 32 с.
59. Klymenko I., Loveikin V., Rogatynska O. Dynamic analysis and synthesis of transitional processes in hoisting mechanisms with frequency-controlled drives.

E3S Web of Conferences. 2023. Vol. 421. Art. 04015. DOI:
<https://doi.org/10.1051/e3sconf/202342104015>.

60. Grygorov O., Fedoronovych N., Kropov S. Safety assessment and vibration mitigation in overhead cranes operating under transient dynamics. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2024. Vol. 53, No. 1. P. 45–53. DOI:
<https://doi.org/10.3103/s1052618824010067>.

ДОДАТКИ

Апробація