

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

01.09. – КМР. 2398 –Є” 2023.12.29. 018 ПЗ

**ГРИВАЧЕВСЬКИЙ МИКОЛА СЕРГІЙОВИЧ**

2024 р.

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

**Факультет (ННІ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ**

УДК 621.873

**ПОГОДЖЕНО**

**Декан факультету (Директор ННІ)**  
**конструювання та дизайну**  
(назва факультету (ННІ))

\_\_\_\_\_ Зіновій РУЖИЛО  
(підпис) (ПІБ)  
\_\_\_\_\_ 2024р.

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

**Завідувач кафедри**  
**конструювання машин і обладнання**  
(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ Вячеслав ЛОВЕЙКІН  
(підпис) (ПІБ)  
\_\_\_\_\_ 2024р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему: **“Оптимізація режимів руху козлового крана при переміщенні довгомірної деревини”**

Спеціальність: 133 –Галузеве машинобудування”

Освітня програма: –Обладнання лісового комплексу”

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

**Гарант освітньої програми**

\_\_\_\_\_ к.т.н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ Олександр БАННИЙ  
(ПІБ)

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**

\_\_\_\_\_ д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ Вячеслав ЛОВЕЙКІН  
(ПІБ)

\_\_\_\_\_ к.т.н., ст. викладач.  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ Іван КАДИКАЛО  
(ПІБ)

**Виконав:**

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ Микола Сергійович ГРИВАЧЕВСЬКИЙ  
(ПІБ)

**КИЇВ – 2024**

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувач кафедри**  
Конструювання машин і обладнання

Д. т. н., професор \_\_\_\_\_ Ловейкін В. С.  
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

— ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**  
до виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту  
Гривачевському Миколі Сергійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність: 133 –Галузеве машинобудування”  
Освітня програма: –Обладнання лісового комплексу”  
Орієнтація освітньої програми: освітньо – професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: –Оптимізація режимів руху  
козлового крана при переміщенні довгомірної деревини”, затверджена  
наказом ректора НУБІП України від –29” грудня 2023р. № 2398–Є”.

Термін подання завершеної кваліфікаційної роботи: 2024.01.11  
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: технологічна схема,  
продуктивність, параметри механізмів козлового крана.

Перелік питань, які потрібно розробити: актуальність розробки, розробка  
конструкції козлового крана, моделювання і динамічний аналіз переміщення  
крана, оптимізація режиму руху, охорона праці, економічна ефективність  
розробки.

Дата видачі завдання –5” лютого 2024 р.

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_ Ловейкін В. С.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ Кадикало І. О.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Гривачевський М. С.  
(підпис) (прізвище та ініціали студента)

## ЗМІСТ

Реферат.....	6
Вступ.....	8
Розділ I. Загальні відомості, принцип роботи та особливості козлового крана при переміщенні деревини.....	10
1.1. Загальні відомості про козловий кран.....	10
1.2. Будова та принцип роботи козлового крана.....	23
1.3. Особливості козлового крана при переміщенні довгомірної деревини.....	32
1.4. Аналіз досліджень динаміки та оптимізації козлового крана.....	42
1.4.1. Динамічні навантаження.....	46
1.4.2. Дослідження структурних систем, що несуть рухомий вантаж.....	53
Розділ II. Розробка конструкції козлового крана.....	60
2.1. Розрахунок механізму підйому вантажу.....	60
2.1.1. Визначення розрахункового зусилля, діючого на канат.....	60
2.1.2. Вибір канату.....	61
2.1.3. Визначення діаметрів блока та барабана.....	62
2.1.4. Визначення довжини барабана.....	63
2.1.5. Розрахунок стінки барабану на міцність.....	65
2.1.6. Визначення частоти обертання барабану.....	68
2.1.7. Визначення кутової швидкості барабану.....	68
2.1.8. Визначення крутного моменту на барабані.....	68
2.1.9. Визначення потужності приводу.....	69
2.2. Розрахунок механізму пересування візка.....	70
2.2.1. Опір тертя ковзання в цапфах коліс і тертя кочення коліс об рейку.....	70
2.2.2. Вітрове навантаження на кран.....	71
2.2.3. Опір, викликаний ухилом шляху.....	72
2.2.4. Опір пересування крану на прямолінійному рейковому шляху.....	72
2.2.5. Розрахунок необхідного числа ходових коліс візка.....	73
2.2.6. Перевірка ходових коліс на відсутність буксування.....	74

2.2.7. Визначення потужності двигуна.....	76
2.2.8. Частота.....	77
Розділ III. Динамічний аналіз механізму переміщення кранового візка.....	79
3.1. Побудова динамічної моделі кранового візка.....	79
3.2. Побудова математичної моделі кранового візка.....	83
3.3. Результати динамічного аналізу руху візка з вантажем.....	84
Розділ IV. Оптимізація режиму руху кранового візка.....	88
4.1. Вибір критерію оптимізації режиму руху.....	88
4.2. Оптимізація режиму пуску кранового візка з вантажем.....	91
4.3. Результати оптимізації режиму пуску кранового візка з вантажем...	94
Розділ V. Охорона праці.....	97
Розділ VI. Економічне обґрунтування пристрою.....	106
Висновки.....	112
Список використаної літератури.....	114
Додатки.....	124

## РЕФЕРАТ

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Оптимізація режимів руху козлового крана при переміщенні довгомірної деревини».

### **Мета:**

Метою магістерської роботи є розробка та обґрунтування оптимальних режимів руху козлового крана, які дозволять підвищити ефективність переміщення довгомірної деревини. Це передбачає зниження витрат енергії, мінімізацію часу на виконання операцій та забезпечення безпечного транспортування вантажу з урахуванням його специфіки.

### **Задачі:**

1. **Аналіз технологічних процесів переміщення довгомірної деревини:** Дослідити існуючі методи та режими роботи козлових кранів при переміщенні довгих дерев'яних матеріалів. Виявити основні фактори, що впливають на ефективність процесу.

2. **Оцінка впливу динамічних характеристик на процес транспортування:** Вивчити вплив швидкості, прискорення, та інших динамічних параметрів руху козлового крана на якість та безпеку транспортування деревини.

3. **Розробка математичної моделі оптимізації режимів руху:** Побудувати математичну модель для оптимізації режимів роботи крана з урахуванням його конструктивних особливостей, характеристик вантажу та умов експлуатації.

4. **Аналіз енергоспоживання та витрат ресурсів:** Оцінити енергетичні витрати та визначити способи їх мінімізації за рахунок оптимізації руху крана.

5. **Проведення експериментів або комп'ютерного моделювання:** Виконати серію експериментальних або комп'ютерних симуляцій для підтвердження ефективності розроблених оптимізаційних підходів.

**6. Розробка рекомендацій для практичного застосування:** На основі отриманих результатів розробити рекомендації щодо впровадження оптимальних режимів роботи козлового крана для підприємств, що займаються обробкою та транспортуванням довгомірної деревини.

Магістерська кваліфікаційна робота включає в себе пояснювальну записку, що складається із: реферату, вступу, шістьох розділів, висновків, списку використаної літератури. Пояснювальна записка містить в собі друкованого тексту 123 аркуші.

У магістерській кваліфікаційній роботі досліджено конструкцію, роботу та вдосконалення козлового крану для переміщення довгомірної деревини. Особливу увагу приділено ефективності використання крана в умовах обробки великих обсягів деревини на підприємствах деревообробної промисловості. Проведено аналіз технічних характеристик, розроблено рекомендації щодо оптимізації конструкції та автоматизації процесів.

У магістерській роботі основна увага зосереджена на вдосконаленні конструкції козлового крану для переміщення довгомірної деревини з метою підвищення ефективності роботи в умовах деревопереробних підприємств. Досліджено ключові технічні характеристики, проведено аналіз режимів експлуатації та оцінено можливості автоматизації процесів для покращення продуктивності та зниження витрат.

**Ключові слова:** КОЗЛОВИЙ КРАН, ПЕРЕМІЩЕННЯ ДЕРЕВИНИ, КОНСТРУКЦІЯ ПРИСТРОЮ, ВДОСКОНАЛЕННЯ, ЕФЕКТИВНІСТЬ, ВАРТІСТЬ.

## ВСТУП

Козлові крани широко застосовуються при лісозаготівлі при складуванні довгомірних лісоматеріалів на складах та при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт. Вони значно підвищують продуктивність виконання лісозаготівельних робіт зі збереженням якісних характеристик деревини.

Козловий кран складається з опорної металоконструкції (мостової балки), до якої входять жорстка та шарнірна опори. Опори з'єднуються між собою мостовою балкою, по якій переміщується вантажний візок з приводним механізмом переміщення візка. На вантажному візку розміщено механізм підйому вантажу. Козловий кран переміщується по укладених на спеціальній основі рейках за допомогою приводних механізмів, які монтуються на кожній з опор крана.

В магістерській роботі необхідно розробити конструкцію такого козлового крана для переміщення довгомірних деревних матеріалів, провести необхідні кінематичні та динамічні розрахунки складових механізмів козлового крана. Крім того, є потреба в проведенні динамічного аналізу руху візка з довгомірним деревним матеріалом, оскільки виникають значні розгойдування останнього при русі візка на ділянках пуску та гальмування.

При переміщенні крана та вантажного візка з довгомірними деревними матеріалами в його конструкції та приводних механізмах виникають значні динамічні навантаження, які знижують надійність та продуктивність роботи козлового крана, а також підвищують його енергетичні витрати приводних механізмів, які йдуть на руйнування металоконструкції. Особливо небезпечними є навантаження коливального характеру, які приводять до втомних руйнувань елементів крана та розгойдування довгомірного матеріалу на гнучкому підвісі. Тому в магістерській роботі передбачено проведення моделювання динаміки руху візка з довгомірним матеріалом.

Побудована динамічна модель візка з вантажем описується відповідною математичною моделлю, на основі якої проводяться динамічні дослідження руху кранового механізму з вантажем. Для проведення таких досліджень виникає потреба в моделюванні руху кранового візка з вантажем. На основі побудованої математичної моделі проводиться розрахунок кінематичних та динамічних характеристик руху візка з вантажем. Тут важливою характеристикою є розгойдування довгомірного вантажу на гнучкому підвісі.

Для суттєвого зменшення динамічних навантажень в металоконструкції та механізмах крана, а також розгойдування вантажу виникає потреба в оптимізації режиму руху кранового візка з вантажем. Найбільші динамічні навантаження виникають під час виконання перехідних процесів (пуск та гальмування), тому саме на цих ділянках руху передбачається провести оптимізацію режиму руху кранового візка.

Також в магістерській роботі необхідно передбачити заходи з охорони праці при роботі кранових механізмів. Для обґрунтування доцільності розробки конструкції козлового крана для переміщення довгомірних деревних матеріалів передбачений економічний розрахунок.

## **РОЗДІЛ І. Загальні відомості, будова, принцип роботи та особливості козлового крана при переміщенні деревини**

### **1.1. Загальні відомості про козловий кран.**

**Козловий кран** — кран, підйомне обладнання мостового типу. Несучі елементи кріпляться на чотирьох опорах, які дещо схожі на ноги тварини, звідки й назва цього типу кранів.

Залежно від конструкції моста козловий кран може бути одно- чи двобалочним. Є моделі з одними або з двома підйомними механізмами які зазвичай мають різну вантажопідйомність з чітким розподілом на підйомників на основний та допоміжний.

Довжина прольоту козлових кранів загального призначення зазвичай складають від 4 до 40 м, а у кранів, призначених для обслуговування суднобудівних стапелів, проліт може досягати 170 м. Вантажопідйомність при обслуговуванні гідроелектростанцій і стапелів досягає 400 або 800 т (в окремих випадках 1600 т). Відповідно до загальноприйнятої класифікації козлові крани бувають:

- загального призначення — двохконсольні, гакові, електричні (вантажопідйомність 3,2–50 т, проліт 10–40 м, висота підйому залежно від умов навантаження-розвантаження 7–16 м);
- спеціального призначення — для робіт на гідротехнічних спорудах, довгорозмірних вантажів тощо;
- перевантажувальні;
- монтажно-будівельні (вантажопідйомність 300—400 т, проліт 60 – 80 м, висота підйому 20–30 м).[1]

#### **Техніка загального призначення**

Козлові електричні крани загального призначення з двома консолями призначаються для експлуатації на навантажувальних майданчиках і відкритих складах, які обслуговуються за допомогою наземних рейкових і безрейкових транспортних засобів. Дані кранові механізми обладнуються гнучкою підвіскою вантажного гаку, який забезпечує вантажопідйомну здатність від 3.2

до 32.0 т. Проліт може становити від 10 до 32 м, а висота підйому варіюється в межах від 7 до 10 м.

### **Будівельно-монтажні крани**

Будівельно-монтажний козловий кран найчастіше використовується для монтажу енергетичних установок, промислових підприємств. Вантажопідйомна здатність даної техніки досягає 400 т, прольоти можуть становити від 60 до 80 м. Висота підйому такого крану становить від 20 до 30 м.

### **Кранова техніка спеціального призначення**

До даного різновиду відносяться контейнерні козлові крани, вантажопідйомність яких становить 20-32 т, а прольоти варіюються в межах від 16 до 25 м. Підйомна висота крану спеціального призначення становить 6 - 11 м. Спредер - це автоматичний захват, яким обладнуються крани спеціального призначення.

### **Мости перевантажувачі**

Дане обладнання застосовується на відкритих складах для роботи з насипними вантажами. Мости перевантажувачі комплектуються вантажозахоплюючим механізмом, в ролі якого виступає грейфер. Довжина прольоту - 15 м.

Конструкція мостового перевантажувача включає в себе наступні елементи і механізми:

- пролітну будову, яка спирається на жорстку і гнучку опору;
- ходові візки, що рухаються по рейковому шляху;
- підвісні бункери, які дозволяють здійснювати навантаження матеріалів у відкриті вагони;
- вантажний візок і кабіна оператора, що переміщається по прогінній будові. [2]

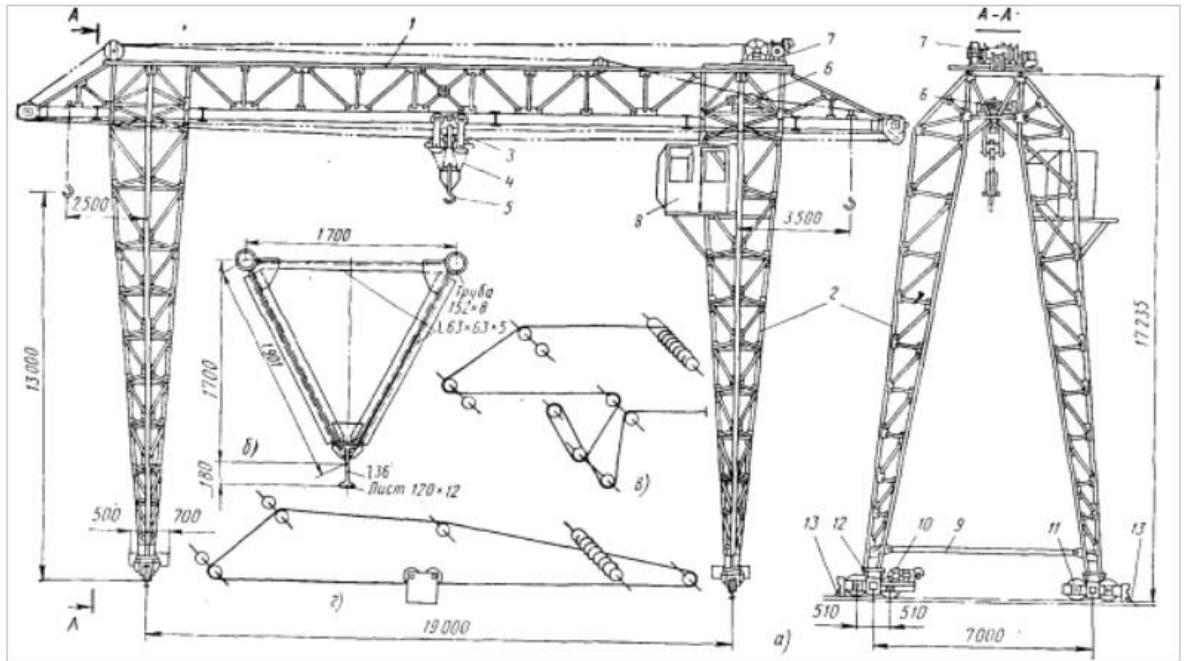


Рис. 1.1. Мостовий перевантажувач

Козлові крани застосовуються для обслуговування складських майданчиків і приміщень, вантажно-розвантажувальних та будівельних робіт, навантаження великих контейнерів тощо. Вони встановлюються на відкритих складських та монтажно-будівельних майданчиках. Управління краном здійснюється з кабіни або з підлоги за допомогою кнопочового пульта. Рухаються козлові крани по рейкових коліях, які монтуються спеціально для них і мають вигляд рейок.

Окрім великих існують також легкі козлові крани. Вони застосовуються в основному при ремонті автомобілів, при вантажно-розвантажувальних роботах невеликого обсягу. Легкі козлові крани мають електричні або ручні механізми підйому. Розміри і параметри легких козлових кранів визначаються відповідно до технічного завдання.[1]

### Конструкція козлових кранів

Козловий кран включає в себе наступні деталі та механізми:

- пролітну будову листової конструкції, яка має трапецеїдальну форму;

- візок з вантажопідйомним механізмом (пересувається по рейках, які укладаються на бічних сторонах прогонової будови);
- опори коробчастого перетину.

Принцип роботи: ходові візки і опори встановлюються на підкранові рейки, після чого кожна опора стягується за рахунок монтажних лебідок. Далі монтується спеціальна стяжка, а монтажна лебідка усувається. За рахунок тягового канату візку передається зусилля від вантажопідйомного механізму. Кран управляється оператором з рухомої кабіни.

**Контейнерний козловий кран** - це кранова техніка, призначена для механізації підйомних процесів на річкових і морських причалах. Даний пристрій комплектується контейнерним і гідравлічним захватом для підйому довгомірних вантажів і грейфером для транспортування сипучого матеріалу. Електрична енергія подається на кран за допомогою гнучкого кабелю, який намотаний на крановий барабан.

Ходові візки опор крану можуть розміщуватися як на однакових, так і на різних рівнях (це залежить від профілю обслуговуючого майданчика). У рідкісних випадках, один з ходових візків крану може розміщуватися на рівні прогонової будівлі (напівкозлові крани).[2]

### **Характеристики козлових кранів**

1. Має невелику висоту, яка може зменшити висоту кранової майстерні.
2. Його вага відносно невелика, що певною мірою знижує вантажопідйомність установки.
3. У його редукторі використовується лише редуктор із твердими зубами, який може ефективно покращити термін служби всієї машини.
4. Його з'єднання дальньої балки збирається за допомогою високоміцних болтів, що дуже зручно для транспортування.
5. Для загальної обробки використовується велика кількість обробного обладнання з малою деформацією конструкції та високою точністю складання.
6. Він може реалізувати період без обслуговування редуктора, котушки, муфти та інших деталей під час періоду капітального ремонту.

7. Його робочий механізм редуктор має тверду поверхню три в одному редуктор, який компактно влаштований і працює плавно.

8. Він має дуже високий коефіцієнт використання сайту, широкий діапазон операцій і дуже сильну універсальність. Тому він популярніший за інші крани.[3]



*Рис.1.2. Козловий кран*

### **Металеві конструкції козлових кранів**

Металева конструкція козлових кранів поділяється на три категорії відповідно до різних силових характеристик:

- одна - балка, а ферма - основний елемент, який несе згинальний момент;
- другий - колона - основний елемент, який витримує тиск;
- третій - це згинальний елемент на стиск, який в основному використовується для опору елементів як тиску, так і згинального моменту.

Спроекуємо металеву конструкцію козлового крана на структурну, суцільну перетинку та гібридну відповідно до того, як ці елементи піддаються напруженню та розміру конструкції. Суцільні полотна виготовляються в основному зі сталевих пластин і використовуються в основному, коли велике навантаження і невеликі розміри. Його переваги полягають у тому, що його можна зварювати автоматично, він простий у виготовленні, має високу втомну міцність, малу концентрацію напружень, широкий спектр застосування, його легко встановлювати та обслуговувати, але він також має недолік: важкий і жорсткий.

### **Складові механізму приводу козлового крана**

Ходовий механізм, який відноситься до механізму, який змушує кран здійснювати горизонтальне переміщення, в основному використовується для горизонтального переміщення вантажів.

Гусеничний ходовий механізм відноситься до механізму, який рухається по спеціальній колії, яка характеризується низьким опором руху і великим навантаженням, з недоліком, що діапазон руху обмежений, тоді як ті без гусеничні ходові механізми, які можуть рухатися по звичайним дорогам, мають більш широкий спектр операцій.

Ходовий механізм крана складається в основному з приводного вузла, ходового опорного вузла та пристрою. Привід складається з двигуна і приводу і гальма, ходова опора складається з колії та сталеві колісної пари, а пристрій складається з вітрозахисних пристроїв, кінцевих вимикачів ходу, буферів і кінцевих упорів колії тощо. Ці пристрої ефективно запобігають сходженню візка з рейок і запобігають знесенню крана сильним вітром і його перекидання.[4]

**Козлові крани широко використовуються для переміщення довгомірної деревини на лісозаготівельних підприємствах та деревообробних заводах. Ці крани здатні піднімати та транспортувати великі обсяги матеріалів завдяки своїй конструкції та технічним характеристикам.**

### **Основні характеристики козлових кранів:**

1. **Конструкція:** Козловий кран складається з двох вертикальних опор, з'єднаних поперечною балкою. Ця конструкція дозволяє крану пересуватися по рейках або спеціальній колії, що забезпечує високу мобільність.

2. **Вантажопідйомність:** Для переміщення довгомірної деревини використовуються козлові крани зі значною вантажопідйомністю — від 10 до 50 тонн і більше, залежно від типу та розмірів вантажу.

3. **Довжина прольоту:** Крани для переміщення довгомірної деревини мають великий проліт (від 10 до 50 метрів), що дозволяє обслуговувати великі площі складів або виробничих майданчиків.

4. **Механізм переміщення:** Кран обладнаний тросами або ланцюгами для підйому та опускання вантажів. Також можливе використання спеціальних захватів для деревини, що забезпечують надійну фіксацію колод або інших довгомірних деревних матеріалів.

5. **Стійкість та безпека:** Завдяки міцній конструкції, козлові крани забезпечують стійкість при роботі з важкими та довгомірними вантажами. Системи безпеки включають запобіжні механізми для захисту від перевантажень та аварій.

6. **Ефективність:** Використання таких кранів дозволяє оптимізувати процеси завантаження, розвантаження та переміщення деревини, що особливо важливо в умовах великомасштабного виробництва.

Козлові крани незамінні на підприємствах, де необхідно швидко й ефективно переміщувати великі обсяги деревних матеріалів, зокрема довгомірних колод. Їх використання підвищує продуктивність праці та забезпечує безпеку на виробничих майданчиках.

Існують різні види козлових кранів:

**Козловий кран з захватом для лісу** — це спеціалізоване обладнання, призначене для обробки й переміщення довгомірної деревини (лісу) на підприємствах, таких як лісопилки, склади або порти. Основна особливість

цього крану полягає в наявності захвата, що забезпечує надійне утримання та переміщення колод або іншої деревини.

Основні характеристики такого козлового крану:

1. **Захват для лісу:** Спеціальні гідравлічні захвати, розроблені для утримання та фіксації довгомірної деревини. Ці захвати можуть бути кліщовими або тросовими, що дозволяє працювати з різними типами вантажів.

2. **Висока вантажопідйомність:** Козлові крани такого типу здатні піднімати великі й важкі колоди завдяки міцній конструкції та потужним механізмам.

3. **Мобільність:** Багато таких кранів оснащені рейковою або гумовою ходовою частиною, що дозволяє їм переміщатися уздовж складських зон або інших робочих площ.

4. **Автоматизація процесу:** Сучасні моделі козлових кранів можуть мати системи автоматизації для точного позиціонування деревини та мінімізації участі людини в управлінні.

Ці крани значно підвищують ефективність робіт із завантаження та розвантаження деревини, зменшують трудові витрати і прискорюють процеси на підприємствах лісової промисловості.

#### **Захват для лісу Badestnost тип 130[5]**

Захват застосовується для підйому та переміщення колод у горизонтальному положенні у процесі лісозаготівлі, у деревообробній промисловості.

Застосовується для трелювання повалених дерев та навантаження вже оброблених колод, установлених на екскаватор з однаковою ефективністю працює як у лісо смузі так і у міській межі.

#### **Характеристика**

Максимальне розкриття (см)	1300
Мінімальний діаметр колоди (см)	70
Довжина при закритих щелепах (мм)	807
Висота при закритих щелепах (мм)	515
Висота при відкритих щелепах (мм)	740
Ширина l (мм)	429

Ширина 2 (мм)	409
Ширина 3 (мм)	290
Висота при частково закритих щелепах (мм)	840
A (м2)	0,23
Сила стиснення щелеп (кН) (220 бар)	90
Вантажопідйомність (кг)	3200
Маса (кг)	161



*Рис 1.3. Захват для лісу Badestnost mun 130*

**Кран-маніпулятор для деревини** — це спеціалізоване обладнання, призначене для підйому, переміщення та навантаження деревини різних розмірів і форм, включаючи колоди, дошки та інші деревні матеріали. Основною відмінністю цього типу крану є його маніпуляційна стріла, яка може обертатися і рухатися у кількох напрямках, забезпечуючи точне позиціонування вантажу.

Основні особливості крана-маніпулятора для деревини:

1. **Маніпуляційна стріла:** Ця стріла зазвичай обладнана гідравлічним приводом, що дозволяє точно піднімати і переміщувати деревину на значні відстані. Завдяки своїй гнучкості, стріла може працювати у важкодоступних місцях і в умовах обмеженого простору.

2. **Захватний механізм:** Кран-маніпулятор оснащений спеціальними захватами або кліщами, які призначені для надійного утримання деревини. Це може бути як простий механізм, так і більш складні конструкції для утримання довгих і важких колод.

3. **Мобільність:** Маніпулятори можуть бути встановлені на різних платформах, включаючи вантажні автомобілі, трактора або стаціонарні установки. Це дає можливість використовувати їх як для стаціонарних робіт на лісопильнях, так і для мобільних завдань на місцях лісозаготівлі.

4. **Вантажопідйомність:** Залежно від моделі, кран-маніпулятор може піднімати від кількох сотень кілограмів до кількох тонн деревини, що робить його універсальним інструментом для різних видів робіт.

5. **Автоматизація:** Деякі сучасні моделі оснащені електронними системами контролю і безпеки, які полегшують керування і забезпечують точність робіт.

Крани-маніпулятори широко використовуються в лісовій промисловості для ефективного виконання завдань з перевантаження та транспортування деревини, а також в будівництві та інших галузях, де необхідно переміщати великі дерев'яні конструкції.

**Маніпулятор для лісу Cranab FC53[6]** призначений для використання в лісопромисловому комплексі як вантажно-розвантажувальний засіб. Може використовуватись на рубках догляду, санітарних рубках, а також при завантаженні балансової деревини.

#### Технічні характеристики:

Максимум. виліт	6,1 м.
Підйомний момент, брутто	45,6 кНм.
Підйомна сила при макс. вильоті	5,6 кН.
Подовжувач стріли	1,55 м.

Максимальний момент, що крутить	13,0 кНм.
Кут повороту	380°
Робочий тиск	19,0 Мпа.
Рекомендована витрата	40 – 80 л/хв.
Маса з мінімальною висотою стійки	650 кг.



*Рис 1.4. Маніпулятор для лісу Cranab FC53*

**Лісоперевальний козловий кран** — це спеціалізований тип козлового крану, який використовується для переміщення, навантаження та розвантаження довгомірної деревини (лісу) на лісопереробних підприємствах, портах і складах. Основне завдання таких кранів — перевалка великих об'ємів деревини з однієї транспортної системи на іншу (наприклад, із залізничних вагонів на склади або судна).

Основні особливості лісоперевальних козлових кранів:

1. **Міцна конструкція:** Завдяки великій розмірності та вантажопідйомності ці крани здатні обробляти важкі та довгомірні колоди. Вони можуть піднімати деревину на значну висоту, переміщуючи її вздовж робочої зони.

2. **Захватні механізми:** Крани оснащені спеціальними захватами або тросовими системами для надійного утримання колод та іншої деревини під час переміщення. Захвати можуть бути механічними або гідравлічними, що дозволяє контролювати їх силу й адаптувати під різні типи вантажів.

3. **Рейковий рух:** Більшість лісоперевальних козлових кранів пересуваються по рейкових шляхах уздовж складських територій або ліній завантаження. Це дозволяє ефективно переміщати деревину на великі відстані без необхідності використання додаткового транспорту.

4. **Висока вантажопідйомність:** Ці крани мають вантажопідйомність, яка варіюється від кількох тонн до десятків тонн, що дозволяє працювати з великими об'ємами деревини.

5. **Автоматизація процесів:** Багато лісоперевальних кранів оснащені системами автоматизації, що підвищує точність і швидкість виконання операцій. Це також допомагає зменшити участь операторів та підвищити безпеку праці.

6. **Застосування:** Лісоперевальні козлові крани використовуються для швидкого переміщення великих партій деревини між транспортними засобами, такими як залізничні вагони, автомобілі або судна, і місцями зберігання або подальшої обробки деревини.

Такі крани значно підвищують ефективність робіт з перевалки лісу, скорочуючи час і трудові витрати на ручні операції.

**Кран козловий ККС-10** використовується при вантажно-розвантажувальних роботах, на будівельних та ремонтних майданчиках та при будь-яких роботах, пов'язаних з підйомом та переміщенням вантажів. Найчастіше він використовується у закритих чи відкритих складах. Кран

козловий ККС-10 електричний має вантажопідйомність 10 тонн з підвісним вантажним монорейковим візком.

Проліт крана становить 14,0 – 32,0, висота підйому – 9,0 метрів; режим експлуатації ЗК/АЗ, керування зі стаціонарної або рухомої кабіни, розміщення У1(відкрите повітря), температурний режим -40...+40°С, обладнання не призначене для роботи над місцями зберігання горючих та вибухових речовин.

Зазвичай козлові крани ККС-10 оснащуються двостоїчною опорою, ці опори з'єднуються між собою з жорстким мостом за допомогою шарнірів. ККС-10 може бути укомплектований різними пристроями, за допомогою яких збільшуються його функціональні можливості та продуктивність. Моделі, що обладнаються грейфером, можуть застосовуватися для транспортування піску або щебеню, а щоб вантажити метал використовують крани з магнітом.

#### Технічні характеристики козлового крана ККС-10:

Висота підйому, м.		9,0	
Робочі швидкості м/хв.	Підйому	8,4	
	крана	31,6	
	візка	30,8	
Проліт, м.		14...32	
Виліт консолей, м.		6,3/8,0	
		14,50/9,40	16,30/11,20
База крана, м.		11,9	
Габарити крана, м.	висота	16,53	
	ширина	14,0	
	довжина	до 54,88	
Навантаження на ходове колесо, кН.		до 220	
Тип кабіни		СК; ПК	
Тип струмовідводу		кабельний барабан, кабельний карабін, тролєї	
Режим роботи		А3	
Маса крана, т.		до 42	
Тип підкранової рейки		Р50, Р65	Р50



*Рис. 1.5. Кран козловий ККС-10*

## **1.2. Будова та принцип роботи козлового крана.**

### **Робочий механізм крана**

Механізми роботи крана, як правило, використовують лише чотири колеса, що ведуть. Якщо вага підйому велика, для зменшення тиску на колесах часто використовують метод збільшення коліс. Коли є більше чотирьох коліс, для рівномірного розподілу вантажу крана на кожне колесо необхідно використовувати шарнірний вирівнюваний каркас.

Металева конструкція мосту складається з основних балок і кінцевих балок, які поділяються на єдиний головний балковий міст і двобалковий міст. Єдиний основний брусний міст складається з одного основного променю і кінцевих балок, розташованих по обидва боки прольоту, а міст з двома балками складається з двох основних балок і кінцевих балок.

Основна балка жорстко з'єднана з кінцевою балкою, а колеса встановлені на обох кінцях кінцевої балки, щоб підтримувати міст, який рухався на піднесеному каркасі. Рейки приварюються на основну балку для роботи підйомного візка. Існує багато типів будови мостових балок, типовими є конструкція коробки, чотири структурна конструкція та структура ферми з відкритим полотном.

Коробчаста структура може бути поділена на три типи:

- звичайна рейкова коробчаста двотаврова балка;
- поза колійний коробчастий подвійний промінь;
- поза колійний коробчастий єдиний головний брус, широко використовуваний.

Основна балка складається з верхньої та нижньої фланцевих пластин та вертикальних полотн з обох сторін. Візок із візками розміщений по центральній лінії верхньої фланцевої пластини. Її структура проста. Він простий у виготовленні і підходить для серійного виробництва, але його вага велика.

Поперечний переріз подвійного бруса зміщеної коробки та одиночного основного бруса зміщеної коробки складаються з верхньої та нижньої фланцевих пластин та основної та допоміжних полотн неоднакової товщини. Візки рейки розташовані над основним полотном, а коротка жорсткість у корпусі коробки. Плита може бути опущена, при якій відхилення коробчаста єдина головна балка замінюється широким фланцем коробчастої основної балки, а сама вага менше, але виготовлення складніше. Структура з чотирма фермами складається з чотирьох плоских ферм у структурі замкнутого простору. Верхня горизонтальна ферма, як правило, покрита пішохідною платформою, яка має невелику вагу і високу жорсткість. Однак, порівняно з іншими конструкціями, зовнішній розмір великий, виготовлення складніше, а втома інтенсивність нижча, а виробництво менше.

Структура ферми з відкритою павутиною схожа на відхилений головний брус у формі коробки, який складається з чотирьох сталевих пластин, щоб утворити закриту конструкцію. За винятком того, що головна павутина - це балка з суцільного полотна, інші три сталеві пластини вирізаються у багато вікон відповідно до проектних вимог, щоб утворити стрижень, що не нахиляється,

горизонтальні кроквяні поверхні. Механізм роботи крана та електрообладнання встановлені всередині мостової рами. Маса ваги невелика, а загальна жорсткість - велика. Це тип, який широко використовується в Китаї.

Звичайні мостові крани в основному приводяться в дію електроенергією, яка, як правило, експлуатується в кабіні водія, а також керується з відстані. Вага підйому може досягати 500 тонн, а проміжок може досягати 60 метрів.

Простий мостовий кран також називають балковим краном, а його структурний склад схожий на звичайний мостовий кран, з невеликою вантажопідйомною вагою, прольотом і робочою швидкістю. Основна балка мостового каркаса - це проста балка поперечного перерізу, що складається з І-балки або іншої секційної сталі та листової сталі. Ручна підйомник або електрична підйомник оснащений простою візком як підйомний візок. Візок зазвичай працює на нижньому фланці І-балки. Міст може пролягати вздовж колії на піднесеному, або вздовж колії, підвішеної під піднесеним, цей кран називають підвішеним балковим краном.

Металургійні мостові крани можуть брати участь у конкретних технологічних операціях у процесі виробництва сталі. Основна конструкція схожа на звичайні мостові крани, але на підйомному візку також встановлені спеціальні робочі механізми або пристрої. Робочі характеристики цього крана - це часте використання, суворі умови та високий робочий рівень. Існує п'ять основних типів.

Простий крановий мостовий кран: для підйому розплавленого чавуну в змішану залізну піч, печі для виготовлення сталі та підйому розплавленої сталі в обладнання для безперервного лиття або сталеву форму зливки. Основна робота візка піднімає відро, а допоміжна перевертає відро.

Затискаючий кран: за допомогою хомути вертикально транспортує зливки з високою температурою в глибоку піч у змочувальну піч або покласти на зливну вантажівку.

Зливний кран: використовується для витіснення зливки зі сталевих форм зливки. На візку встановлено спеціальний пристрій для деблокування, і спосіб відклеювання визначається відповідно до форми зливки: деякі крани зливки використовують планку для натискання на сталевий злиток і піднімання форми зливки великими щипцями; деякі використовують щипці для притискання

форми зливки, використовують маленькі плоскогубці, які піднімають сталевий злиток.

Кран для подачі: використовується для додавання шихти в піч на відкритому вогнищі. Нижній кінець колони основного візка оснащений важелем підбирання, який використовується для перемішування коробки з матеріалами та відправки її в топку. Основний стовпчик може обертатися навколо вертикальної осі, а важіль вибору може гойдатися вгору і вниз. Допоміжний візок використовується для допоміжних операцій, таких як ремонт печі.

Ковальський кран: використовується для кування великих заготовок за допомогою гідравлічного преса. На гачок основного візка підвішується спеціальна годівниця для підтримки та перевертання заготовки; допоміжний візок використовується для підйому заготовки.

### **Метод водіння крана**

Його можна розділити на дві категорії:

- одна - це централізоване керування, тобто один двигун приводить довгий вал передачі для приводу активних коліс з обох боків;
- інший веде окремо, тобто активні колеса з кожного боку приводяться в рух одним двигуном.

Середні та малі мостові крани здебільшого використовують в одному –GG’; метод приводу, в який вбудовані гальма, редуктори швидкості та двигуни. Для великих мостових кранів із загальною вантажопідйомністю для приводного пристрою часто використовують універсальні муфти.[7]

### **Принцип роботи підйомного механізму козлового крана**

Двигун крана з'єднаний між собою муфтою і редуктором. Він працює шляхом обертання низько швидкісного валу редуктора, щоб з'єднати катушку і гачок з тросом. Коли двигун працює, рух передається на катушку шляхом обертання її в різних позитивних і негативних напрямках, а потім катушка зачочує трос всередину або назовні, змушуючи гачок піднімати або опускати вагу. Основний принцип полягає в тому, що обертання двигуна

трансформується в рух підйому та опускання вантажу. При раптовому відключенні живлення спрацьовує гальмо і вантаж зупиняється в заданому положенні. При підведенні вантажу в граничне положення торкаються обмежувача, зупиняючи рух гака.

Козловий кран загального призначення з подвійною головною балкою. Цей тип кранів також називають двобалочним козловим краном типу А, який зазвичай складається з кількох основних частин мосту, великого механізму ходу автомобіля, візка та електричного обладнання.

Нижче наведено короткий опис функції та принципу роботи форми пристрою захисту від перевантаження козлового крана.

Форма та функція пристрою захисту від перевантаження козлового крана: пристрій захисту від перевантаження за різними функціями можна розділити на два види автоматичного зупинки та комплексного типу. За типом конструкції розрізняють два типи: електричний і механічний.

Пристрій захисту від перевантаження повинен мати функцію динамічного придушення навантаження, функцію автоматичної роботи та функцію автоматичного страхування.

Принцип роботи пристрою захисту від перевантажень для козових кранів. Обмежувач вантажопідйомності, в основному використовується для мостових кранів, провідним продуктом є електричний тип. Електричні вироби, як правило, складаються з двох частин: датчиків навантаження та вторинних приладів.

Датчики навантаження - це резистивні тензодатчики або п'єзо магнітні датчики зі спеціальними монтажними аксесуарами залежно від місця установки. Датчики доступні в 3 основних типах конструкції: стиснення, розтягнення та зсув.[4]

**Принцип роботи козлового крана** заснований на сукупності циклічних операцій, пов'язаних підйомом штучного або тарного матеріалу, періодичним переміщенням агрегату від місця стропування матеріалу на місце вивантаження та назад. Транспортування сировини, конструкцій та переміщення обладнання

відбувається завдяки спеціальному механізму – вантажному візку. Вона забезпечує хід машини мостовим прольотом. Основні робочі операції, що виконуються козловим краном, та їх середня тривалість:

1. Захоплення. Вантажозахоплювальний пристрій вводиться в технологічний отвір, який може бути глухим або наскрізним. Тривалість операції загалом становить 10-70 сек.

2. Підйом. Спочатку вантаж піднімається на висоту до 0,5 м., щоб кранівник міг переконатися в надійності кріплення. При розрахунку часу підйому на задану висоту враховуються показники швидкості підйому утримуючого пристрою, час розгону та уповільнення, висота підйому. Тривалість операції з підйому вантажу від 25 до 50 с.

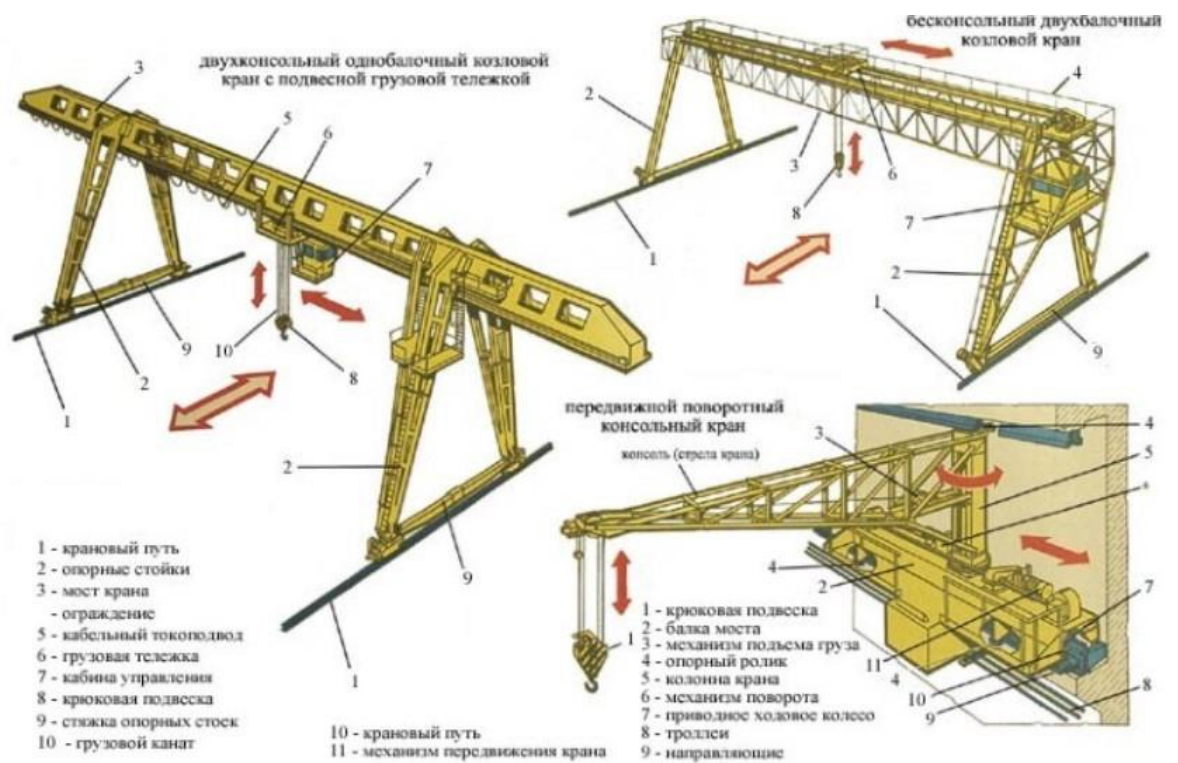
3. Пересування. Час процесу залежить від ваги візка, його вантажопідйомності та швидкості пересування, а також маси вантажного обтяження. Потрібен час для переміщення візка з вантажем до 20 сек.

4. Опускання. Залежить від висоти та швидкості опускання, розгону та уповільнення вантажозахоплювального органу. За приблизним розрахунком тривалість процесу від 15 до 30 сек. Опускати вантаж дозволено тільки на місце, передбачене проектом виконання робіт, де виключається перекидання, падіння або сповзання елементів, що перевозяться.

5. Звільнення від захоплення вантажу або відстропування. Хронометражні спостереження показують, що з виконання цієї роботи витрачається 10-40 сек.

6. Встановлення гака у верхнє положення.

7. Переміщення порожнього вантажного візка на нульову позицію при повному закінченні робіт.



*Рис. 1.6. Козлові та консольні пересувні крани*

Сукупність технологічних операцій із транспортування вантажу дозволяє обслуговувати великі промислові об'єкти, автоматизуючи у свій ряд виробничих процесів створення готової продукції.

### **Пристрій козлового крана**

Особливості пристрою та виробництва козлової вантажопідійомної машини позначені діючим ГОСТ 7352, випущеним у 1988 році. Конструктивні особливості основних вузлів і механізмів козлових кранів визначаються їх призначенням транспортування важких габаритних матеріалів. Тому агрегат є надійною металевою будовою.

### **Опорна конструкція**

Пристрій основи козлового крана складається з моста опор. Машини з двостійковими опорами використовуються найбільш часто, оскільки мають більшу вантажопідійомність. Опорний вузол виконується з плоских або просторових ферм або листових коробчастих конструкцій. Одна з опор має тверде, а друга шарнірне приєднання до мосту. Якщо відстань між крановими рейками менше 25 м, то обидві опори мають жорстке закріплення. У такому разі значно спрощується монтаж обладнання, але виникають зусилля, що

розпирають, і виникає шанс появи температурних деформацій. Кабіна управління краном за такої схеми закріплення закріплена на металеві опори і є нерухомою.

Міст, залежно від конструкції, може бути одно балочним або двобалочним. Міст є просторовою конструкцією, яка складається з двох ферм. Агрегати з одно балковим мостом мають вантажопідйомність 5-10 тонн. При цьому балка може бути представлена ригелем прямокутного перерізу із сортового прокату або трикутного перерізу із труб. Головні балки козлового крана закріплюються до опор, а вантажні канати проходять між ними. Вантажний візок при цьому переміщається всередині будівлі. Будова одно балочної прогонової конструкції може мати розкоси. Тоді вантажний механізм пересувається у верхній частині прольоту, а вантаж підвішується до траверси.

### **Механізми підйому та переміщення**

Якщо обладнання встановлено на вантажному візку, то переміщення по вертикалі відбувається по поясах балки. Якщо механізм розташований на мосту стаціонарно, для пересування передбачається спеціальні умови запасування каната підйомної лебідки. Він проходить до блоку через вантажний поліспасти і далі до кінцевої балки через другий блок. За такої схеми зменшується загальна вага агрегату в середньому на 20%, за рахунок зменшення ваги мосту та маси вантажного візка.

Вантажні візки відрізняються по вантажопідйомності, швидкості переміщення та конструкції, вони можуть бути:

- монорейкові. Переміщуються швелером на прогонових балках мосту;
- дворейкові рухаються рейковою колією або полицями двотаврів. Рейки можуть розташовуватися у верхній частині головних балок чи кронштейнах.
- Самохідні. Механізм пересування перебуває в самому пристрої.

- Канатні. Привід пересування та підйому розташовується на мосту. Рух відбувається за допомогою канатної тяги, створюваної барабаном та лебідкою.

Для запобігання ударам пристрою про кінцеві балки моста козлового крана встановлюються дерев'яні або гумові буфери-обмежувачі в місцях кінцевих положень ходу вантажного візка.

Пересування козлового крана здійснюється за допомогою колісного приводу, розташованого на опорах. Він є асинхронним механізмом з двигуном і двофазним мотором, який з'єднаний з колесами. Крани забезпечуються гальмівним пристроєм та протиугінним захопленням.

### **Будова прольоту**

Проліт козлового крана є прогоновими балками коробчастого перерізу з рейками для ходових роликів вантажного механізму. Із зовнішніх сторін, на рівні верхніх поясів, будівлі доповнені майданчиками. Кінцеві елементи прольотів з'єднані між собою кінцевими балками та спираються на колони-опори. Для стійкості такого вузла передбачено додаткові зв'язки, що з'єднують колони.

**Принцип роботи козлового крана для переміщення довгомірної деревини** базується на використанні підйомного механізму, встановленого на спеціальній рамній конструкції (козловій рамі), яка підтримується на двох опорах. Цей механізм дозволяє піднімати, переміщати та точно розміщувати довгомірну деревину, наприклад, колоди, на великій території.

### **Основні етапи роботи такого крана:**

1. **Підготовка до підйому:**
  - Кран розташовується над місцем, де знаходиться деревина (навантажувальна зона).
  - Оператор керує краном з кабіни або дистанційно за допомогою пульта управління.

- Кран оснащений спеціальним захватним механізмом (наприклад, кліщами або гак блоками), які фіксуються на колодах або інших дерев'яних вантажах.

## 2. Підйом вантажу:

- Після фіксації деревини захватним механізмом активується підйомний механізм, який піднімає вантаж на потрібну висоту.

- Підйом здійснюється за допомогою тросів або гідравлічних циліндрів, що приводять у рух вантажний візок.

## 3. Переміщення вантажу:

- Козлова рама, яка встановлена на колісних або рейкових ходах, дозволяє переміщати вантаж горизонтально вздовж всієї робочої зони.

- Під час переміщення оператор може керувати напрямком руху крана вздовж довжини або ширини території складу чи робочої зони.

## 4. Розміщення вантажу:

- Після переміщення деревини на потрібне місце, наприклад, на склад або транспортний засіб, вантажний візок опускає деревину на необхідну висоту.

- Захвати звільняють вантаж після його точного розміщення.

## 5. Завершення циклу:

- Кран повертається у вихідне положення для продовження робіт або для виконання наступного циклу завантаження/розвантаження деревини.

## **Основні елементи та механізми:**

1. **Козлова рама:** Скелет крана, що тримає основні механізми. Вона спирається на опори, які рухаються вздовж рейкових шляхів.

2. **Вантажний візок:** Цей механізм розташований на верхній частині козлової рами та забезпечує підйом вантажу. Він може рухатися горизонтально вздовж кранової балки.

3. **Захвати для деревини:** Спеціальні механізми для фіксації колод. Це можуть бути кліщі або троси, які надійно утримують довгомірну деревину під час транспортування.

4. **Приводи та система управління:** Електричні або гідравлічні приводи керують рухами крана, а оператор контролює всі процеси за допомогою системи управління.

Такий кран є незамінним інструментом у лісовій промисловості та портах для роботи з великими об'ємами деревини.

### 1.3. Особливості козлового крана при переміщенні довгомірної деревини

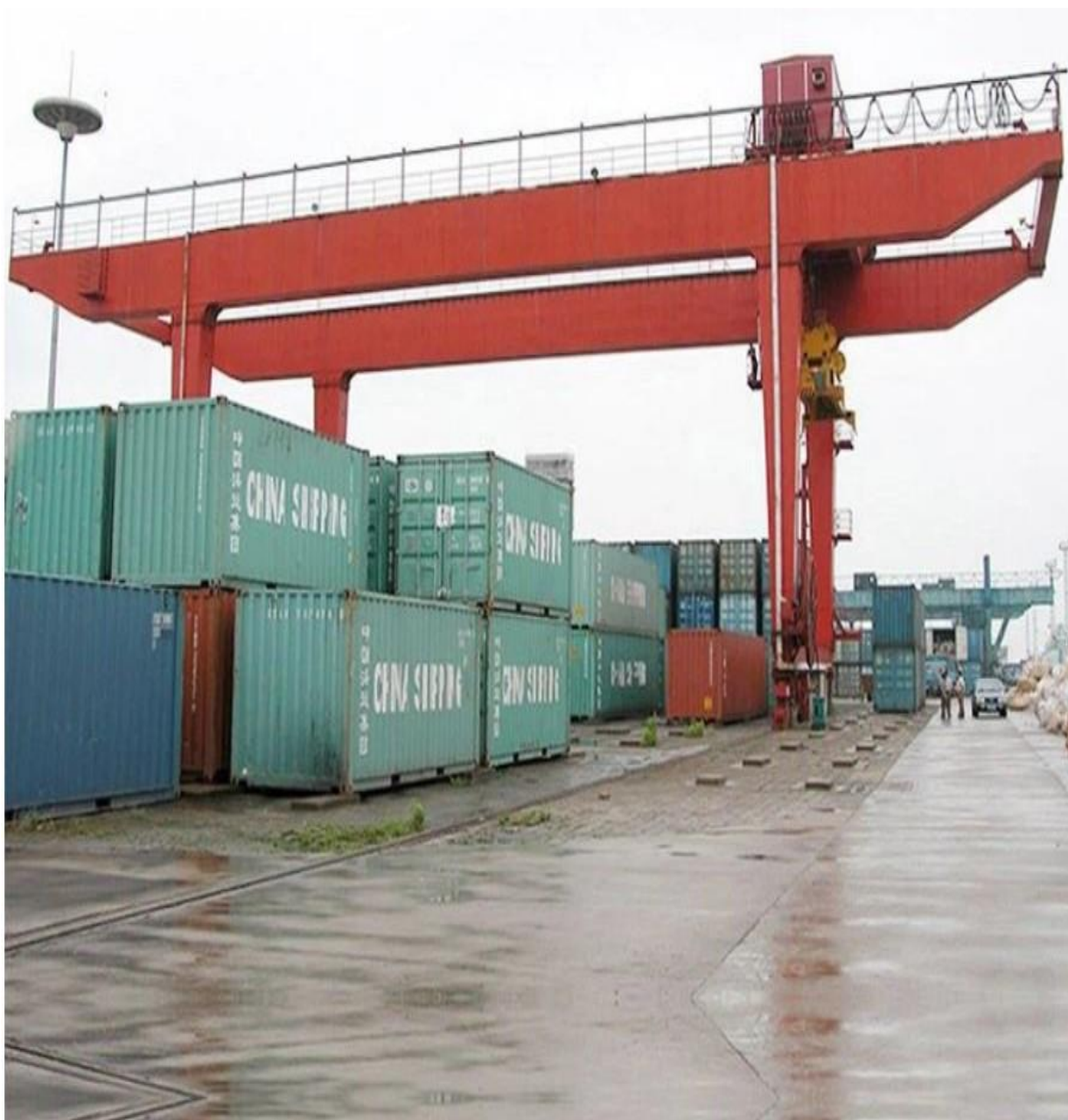
Козлові крани, як правило, використовуються для здійснення таких операцій, як завантаження та розвантаження зовнішніх товарів. Оскільки його металева конструкція схожа на дверну коробку, і вона може ходити безпосередньо по наземній доріжці, її можна розділити на козловий кран з основною балкою і подвійний козловий кран з основною балкою відповідно до форми основної балки.

Одно балковий козловий кран має просту конструкцію, простий у виготовленні та монтажі та має невелику масу. Основна балка - це, в основному, поза шляхова рама. У порівнянні з подвійним балочним козловим краном загальна жорсткість слабшає. Отже, при підйомі ваги  $Q \leq 50t$  і прольоті  $S \leq 35m$ , ця форма може бути прийнята.



*Рис. 1.7. Одно балковий козловий кран.*

Козловий подвійний кран має високу вантажопідйомність, великий проліт, хорошу загальну стійкість і багато різновидів, але його якість більша, ніж у одно балочного козлового крана з такою ж вагою підйому, і вартість також вища. За різною структурою основної балки її можна розділити на дві форми: коробчасту балку та ферму. В даний час зазвичай використовують коробчасті конструкції. [8]



*Рис. 1.8. Подвійний козловий кран.*

Козловий кран для переміщення довгомірної деревини має ряд особливостей, які роблять його ідеальним інструментом для роботи з великими

дерев'яними вантажами, такими як колоди, балки та інші довгомірні елементи.

Ось основні особливості такого крана:

#### 1. Спеціалізований захватний механізм

Крани для довгомірної деревини оснащені спеціальними захватами:

- Кліщові захвати: Вони дозволяють надійно захоплювати та фіксувати колоди під час підйому і транспортування. Завдяки цьому механізму кран може переміщувати деревину різних діаметрів і довжини.

- Тросові захвати: Такі механізми використовуються для фіксації деревини за допомогою спеціальних тросів, що підходить для роботи з великими об'ємами деревини.

#### 2. Висока вантажопідйомність

Козлові крани мають високу вантажопідйомність, що дозволяє їм переміщати великі і важкі колоди. Це робить їх ефективними на лісоперевалочних комплексах і підприємствах, які працюють з великими обсягами деревини. Вантажопідйомність таких кранів може досягати кількох десятків тонн.

#### 3. Довга пролітна балка

Особливістю козлових кранів є їхня довга пролітна балка, яка дозволяє переміщувати вантаж на великі відстані. Це особливо важливо при роботі з довгомірною деревиною, оскільки кран може легко охопити великі робочі зони — склади, порти чи виробничі площі.

#### 4. Горизонтальне та вертикальне переміщення вантажу

Кран забезпечує не лише вертикальне піднімання деревини, але й горизонтальне переміщення вздовж складських або виробничих зон. Це дозволяє швидко переміщувати вантаж із одного місця на інше, мінімізуючи час на перевантажувальні роботи.

#### 5. Мобільність крана

Багато козлових кранів можуть пересуватися по спеціальних рейках або гумовим колесам, що забезпечує їхню мобільність на великих площах. Це

дозволяє крану обслуговувати значні території без необхідності переміщення вантажів іншими засобами.

#### 6. Автоматизація та дистанційне управління

Сучасні козлові крани для деревини можуть бути оснащені автоматичними системами керування та безпеки. Це дозволяє здійснювати контроль за операціями дистанційно, зменшуючи необхідність прямого втручання людини.

Оператори можуть використовувати пульти дистанційного керування, що підвищує безпеку й точність роботи.

#### 7. Міцність і стійкість конструкції

Козлові крани розроблені з міцних матеріалів і здатні витримувати високі навантаження. Їхня конструкція розрахована на стійкість під час роботи з великими обсягами деревини, навіть в умовах сильних вітрів чи інших несприятливих факторів.

#### 8. Робота на відкритих майданчиках

Ці крани часто використовуються на відкритих майданчиках, таких як лісоперевалочні склади або порти, тому вони спроектовані для роботи в умовах різних погодних умов. Захищені механізми та системи управління дозволяють їм ефективно працювати навіть при несприятливих кліматичних умовах.

#### 9. Гнучкість у роботі з різними типами деревини

Завдяки спеціалізованим захватам та системам управління, козлові крани можуть працювати з різними типами деревини, незалежно від їх розмірів чи форми. Це робить їх універсальними для обробки як великих колод, так і більш дрібної деревини.

Козлові крани, у яких кінці несучої ферми виступають за опори у вигляді консолей, називаються консольно-козловими. Такі крани дозволяють створювати більший запас лісоматеріалів. У лісовій промисловості широке застосування отримали консольно-козлові крани ККС-10, ККЛ-32, ККЛ-16 і крани без консолей, тобто козлові крани типу ЛТ-62.

Розташування кранових колій мостового крана над територією складу дозволяє розміщувати під естакадою технологічне обладнання, транспортери та шляхи внутрішньо складського рейкового та безрейкового транспорту, які можуть перетинатися (у плані) з крановими шляхами. Завдяки цьому поліпшується використання території складу і спрощується його компонування.

Розміри площі, що обслуговується кранами мостового типу, залежать від відстані переміщення самого крана і величини ходу вантажного візка.

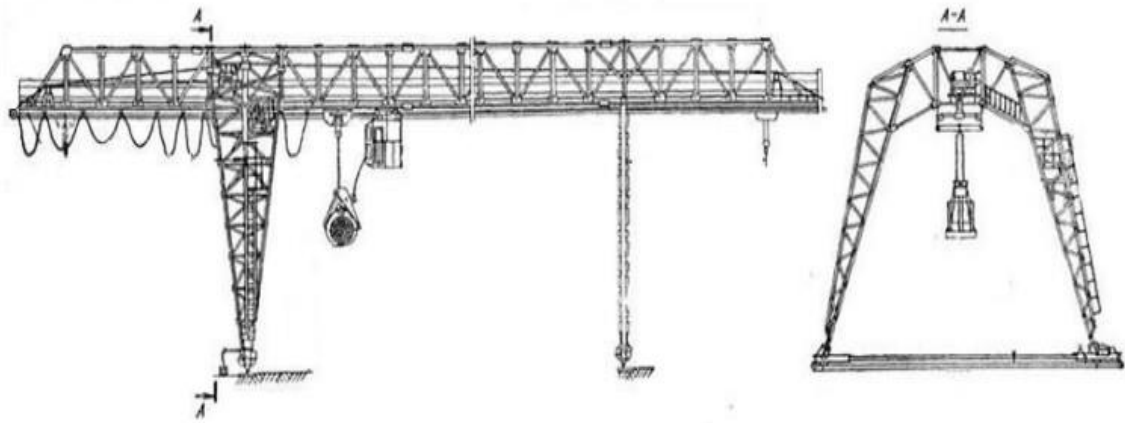
Проте зі збільшенням прольоту крана значно зростає маса несучої ферми а, отже і маса всього крана, що різко збільшує його вартість.

Характерною особливістю кабельних кранів є несучі сталеві канати, якими пересувається вантажний візок. Кабельні крани бувають стаціонарні та пересувні. Пересувні кабельні крани використовують на великих лісових складах для вивантаження колод з води, штабелювання і навантаження лісоматеріалів з штабелів на рухомий вагонний склад. При розвантаженні рухомого складу використовують стаціонарні кабельні крани. Проліт пересувних кабельних кранів досягає 300–500 м.

Козлові, мостові та кабельні крани можуть обслуговувати площу, обмежену протяжністю підкранових колій і величиною прольоту. Ця площа повинна бути певним чином розташована відносно інших об'єктів складу, що, певною мірою, визначає конфігурацію території складу і його компоновку на ділянці від розвантаження до сортування включно.

Консольно-козлові крани (рис. 1.9) широко застосовують на нижніх складах, лісоперевалочних базах, деревообробних і інших підприємствах для виконання різних видів робіт з підйому, переміщенню і завантажувально-розвантажувальних операцій. Вибір того чи іншого типу крана залежить від маси вантажу, операцій що виконуються і умов роботи.

Також в лісовій промисловості використовують крани-навантажувачі баштового типу, у яких несучою конструкцією є башта зі стрілою, що повертається на 360°. Найбільшого поширення набули крани лісонавантажувачі КБ-572 і БКСМ-14ПМ.



*Рис.1.9. Консольно – козловий кран*

При виборі крана слід керуватися такими основними параметрами: вантажопідйомністю  $Q$  (т); вантажним моментом  $M$  (кН·м); висотою підйому вантажу  $h$  (м); прольотом  $L$  (м) у мостових та козлових кранів; вильотом стріли  $R$  (м) у стрілових кранів; довжиною консолей  $l$  (м) у консольно-козлових кранів; масою крана  $G$  (т); сумарною потужністю встановлених двигунів  $N$  (кВт), а також швидкостями різних рухів.

Вантажопідйомність крана є головним параметром, що вказує найбільший вантаж, на підйом якого розрахована вантажопідйомна машина. У величину вантажопідйомності  $Q$  включають і масу вантажозахватного пристрою (грейфера). В лісовій промисловості застосовують крани наступної вантажопідйомності (в т): 1; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32 (крани вантажопідйомністю більше 32 т застосовують рідко). У паспорті крана зі змінним вильотом стріли вказують найбільшу вантажопідйомність, тобто вантажопідйомність при найменшому вильоті стріли. Цю величину прийнято вважати параметром вантажопідйомності даного крана.

Вантажозахватні пристрої використовуються для захоплення пачки деревини, утримання її в підвішеному положенні і укладанні. Конструкція вантажозахватних пристроїв повинна забезпечити швидке захоплення і розвантаження пачки деревини, повну механізацію роботи при виконанні цих операцій і надійний затиск пачок різного об'єму.

Для кращого використання вантажопідйомності крана маса вантажозахватного пристрою повинна бути мінімальною. В якості вантажозахватних пристроїв застосовують грейфери і стропні комплекти. Завдяки грейферам майже повністю виключається ручна робота (ручні роботи залишаються при завантаженні лісу у залізничні вагони, де потрібна ув'язка пакета і, в ряді випадків, вирівнювання торців сортиментів) і різко підвищується продуктивність праці, оскільки при строповому завантаженні і штабелюванні крім кранівника потрібно додатково 2–3 робітники.

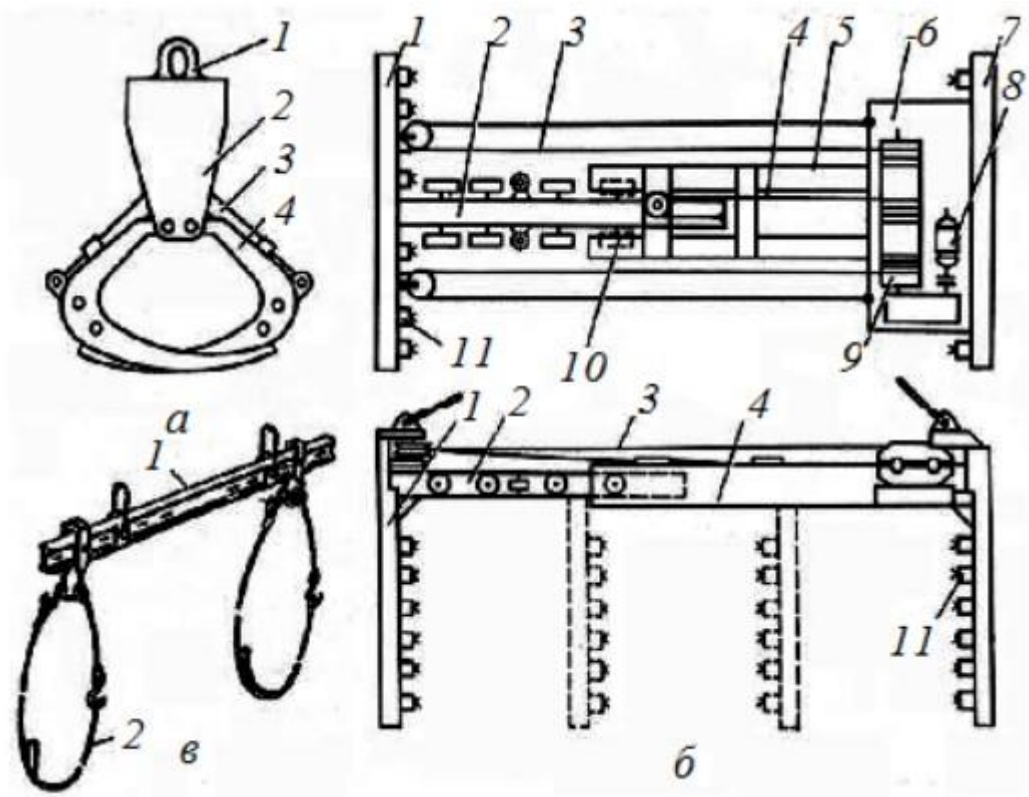


Рис.1.10. Схеми вантажозахватних пристроїв:

*а* – радіальний грейфер з приводом: 1 – зчіпка; 2 – несуча рама; 3 – гідроциліндр; 4 – щелепи; *б* – торцевий грейфер: 1,7 – щелепи; 2 – балка; 3,4 – канати; 5 – напрямний швелер; 6 – плита; 8 – двигун; 9 – барабан; 10 – катки; 11 – пружні захвати; *в* – стропний комплект: 1 – балка; 2 – стропа.

Грейфери підрозділяються на радіальні і торцеві. Радіальний грейфер з гідроприводом (рис. 1.10, а) складається з несучої рами 2, до якої шарнірно приєднані щелепи 4. Для змикання і розмикання щелеп служать гідроциліндри

3. Зчіпка 1 служить для підвіски грейфера до вантажопідйомного канату крана. Для захоплення пачки деревини грейфер з розкритими щелепами опускається на штабель і загострені кінці щелеп під дією ваги грейфера занурюються між стовбурами. При цьому сили, що стискають деревину, діють радіально в напрямку осі поперечного перерізу пачки деревини.

Грейфери з радіальним захватом розділяють на канатні і з індивідуальним приводом щелеп. Канатні грейфери бувають одно-, дво- і чотиріканатні. В якості індивідуального приводу застосовують електромеханічний, гідравлічний і пневматичний механізми.

Гідравлічні й електрогідравлічні грейфери знаходять широке застосування. У гідравлічних грейферах гідронасос із приводом розташований не на грейфері, а на візку, рамі (фермі) крана або його траверсі, корпусі навантажувача, причому гідроциліндри для змикання щелеп установлені на грейфері; робоча рідина подається по шлангах, підвішеними до крана. В електрогідравлічних грейферах насос із електродвигуном установлений на грейфері.

Гідравлічні й електрогідравлічні грейфери можуть бути виконані начіпними, знімними та з жорстким кріпленням до стріли крана або штанги, а також з канатним. Гідравлічні й електрогідравлічні грейфери можуть бути виконані з одним або декількома горизонтальними, вертикальними й похилими гідроциліндрами.

Грейфери з індивідуальним приводом мають значні зусилля при замиканні щелеп, але велика власна вага обмежує їх корисне навантаження.

Глибина занурення щелеп в штабель залежить від конструкції штабеля, розмірів стовбурів, розташування грейфера щодо їх осей і деяких інших факторів. У ряді випадків вплив перерахованих факторів може виявитися настільки значним, що глибина занурення щелеп під дією ваги грейфера буде недостатньою для захоплення пачки. Кращою проникаючою і захоплюючою здатністю володіють вібраційні грейфери.

Відмінною особливістю торцевих грейферів (рис. 1.10, б) є захоплення пачки деревини з торців двома плоскими вертикальними щелепами, що стискають пачку по її поздовжній осі. Торцевий спосіб захоплення пачки значно простіше поперечного, який вимагає занурення щелеп між колодами. Крім того, при торцевому захопленні пачки механізується вельми трудомістка операція з вирівнювання торців колод.

Торцеві грейфери непридатні для захоплення хлестів і дерев, але їх успішно використовують при розвантаженні і штабелюванні пачок, які складаються з колод приблизно однакової довжини і укладання їх у штабель.

Для кранів з невеликою вантажопідйомністю застосування грейферів недоцільно, оскільки їх значна власна маса різко знижує частку корисного навантаження. На таких кранах застосовують стропні комплекти (рис. 1.10, в).

Козловий кран є популярним вибором для переміщення довгомірної деревини завдяки своїм конструкційним особливостям і можливостям. Основні переваги та недоліки:

#### **Переваги:**

1. **Велика вантажопідйомність:** Козлові крани здатні підіймати значні вантажі, що робить їх ефективними для переміщення важкої довгомірної деревини.
2. **Можливість роботи на відкритих майданчиках:** Козловий кран встановлюється на відкритих територіях, таких як лісопилки, де немає необхідності в будівництві спеціальних приміщень.
3. **Гнучкість переміщення:** Кран може пересуватися вздовж рейок або спеціальних напрямних, що дозволяє ефективно охоплювати великі площі для транспортування деревини.
4. **Економія простору:** Козлові крани використовують вертикальний простір, що дозволяє зберегти площу на майданчику, де працюють інші механізми або ведуться складські роботи.
5. **Автоматизація процесів:** Сучасні козлові крани можна оснастити системами автоматичного управління, що спрощує та прискорює роботу.

## **Недоліки:**

1. **Висока вартість установки:** Установка козлового крану потребує значних капіталовкладень, особливо для великогабаритних або важких вантажів.
2. **Залежність від рейкової системи:** Хоча крани можуть охоплювати великі площі, вони обмежені в русі напрямними. Переміщення поза цими рейками неможливе без додаткового обладнання.
3. **Потреба в обслуговуванні:** Козлові крани, як і інше важке обладнання, потребують регулярного технічного обслуговування, особливо за умови роботи на відкритих майданчиках, де можливі впливи погодних умов.
4. **Чутливість до погодних умов:** Робота під відкритим небом робить козлові крани вразливими до сильного вітру, дощу або снігу, що може вплинути на безпеку та ефективність роботи.
5. **Обмеження щодо маневреності:** Кран працює в заданій площині, тому в умовах складних чи закритих територій використання його можливостей може бути обмеженим.

Таким чином, козловий кран є ефективним для транспортування довгомірної деревини на відкритих майданчиках, але вимагає значних інвестицій та належного обслуговування для забезпечення довговічної експлуатації.

### **1.4. Аналіз досліджень динаміки та оптимізації козлового крана**

У цій роботі показано етапи, необхідні для моделювання динаміки гумово-шинного козлового крана (RTG), який використовується для операцій із контейнерами. Розглядаються різні критерії моделювання, з акцентом на важливості нелінійного зв'язку між обраними координатами системи. Машина розглядається як три жорсткі тіла: сам кран, візок (який обмежений у поперечному русі вздовж верхньої балки) і траверса. Деформації шин та структурні вигини у цій роботі не враховуються.

Робота завершується виведенням трьох нелінійних звичайних диференціальних рівнянь, які потім розв'язуються чисельним методом для різних випадків. Важливою особливістю цієї роботи є те, що динамічні моделювання охоплюють складні рухи крана, що наразі не передбачені в конструкції, такі як комбіновані трансляції та одночасні обертання. Подібні рухи частіше зустрічаються у мобільних роботах. Однак для значного підвищення продуктивності конструкція RTG у майбутньому має рухатися у цьому напрямку. Робота завершується рекомендаціями щодо впровадження динамічної моделі в систему керування на основі нечіткої логіки [95].

У цій роботі обговорюється комбінований метод кінцевих елементів і аналітичний підхід для визначення поперечних і поздовжніх коливань системи козлового крана, на яку діє еластично підвішене рухоме тіло. Двовимірні інерційні ефекти рухомого тіла враховані при виведенні диференціального рівняння руху для системи. Досліджено такі фактори, як швидкість, прискорення і характеристики підвіски рухомого тіла, а також вплив структурного демпфування. Отримані результати підтверджують представлену методику і можуть бути використані в процесі проектування козлових кранів [96].

У роботі [97] досліджено, що система порталного крана без поворотного підйому є однією з найпоширеніших у багатьох робочих місцях. Зі збільшенням вантажопідйомності та розмірів крана вібраційні коливання під час роботи стають важливим фактором, що потребує врахування. Рівняння руху системи можна отримати через моделювання каркасу крана за допомогою методу скінчених елементів та рівнянь Лагранжа. Для розв'язання рівнянь запропоновано комбіновані методи Ньюмарка та Рунге-Кутти. Результати числового моделювання показують, що гнучкість каркасу крана та канату підйому призводить до більших амплітуд та нижчих частот коливань вантажу порівняно з жорсткою моделлю. Також з'ясовано, що максимальні переміщення каркасу крана та канату підйому збільшуються зі збільшенням маси вантажу та початкового кута коливання вантажу. Контрольні симуляції показують, що

контролери ZVDD, FLC та PID мають різні коливання при управлінні гнучким порталним краном.

Структурні частини системи козлового крана виготовляються з різних типів матеріалів і розробляються в різних формах. Якщо ці частини спроектовані так, щоб залишатися жорсткими під час роботи крана, такий кран вважається жорстким козловим краном. Нині, як зазначено в дослідженні Н. Зрніча та ін. [9], більшість використовуваних козлових кранів є жорсткими, з суворими вимогами до прогину, тому їхню гнучкість часто ігнорують у багатьох застосуваннях систем управління. Проте через збільшення продуктивності та вантажопідйомності зросли як розміри крана, так і його вантажопідйомність. Це призвело до того, що жорсткі козлові крани стали важкими й масивними.

Чим більша вантажопідйомність і розмір козлового крана, тим значнішою стає вібраційна рухливість під час експлуатації крана, і це необхідно враховувати. Ця ситуація стає серйозною, коли підвищення жорсткості не встигає за зростанням маси конструкції, як зазначено в [11]. Збільшення маси при незначному збільшенні жорсткості призводить до довших періодів власних коливань і збільшення кута гойдання, що буде розглянуто детальніше в наступних розділах.

Щодо умов навантаження, існує кілька випадків навантаження, з якими система козлового крана стикається під час роботи, як на самій конструкції, так і на крані. Власна вага окремих елементів каркасу та стаціонарних компонентів козлового крана є статичними навантаженнями. Землетрус — це динамічне навантаження від довкілля, як і пориви вітру або випадання снігу, якщо кран розташований на відкритій території. Динамічним навантаженням є також переміщення або підйом вантажу в будь-якому місці під краном, що створює змінні навантаження вздовж верхньої балки конструкції крана, з часом змінюючи їхню величину та місце розташування.

Іншими видами динамічних навантажень є нерівності на поверхні фланця верхньої балки або неточне налаштування коліс, що може спричинити вібрацію

під час переміщення козлового крана по верхній балці та збуджувати каркас крана. Рух візка, його запуск і зупинка змінюють швидкість крана, створюючи ефект прискорення і гальмування. Ці зміни швидкості спричиняють значні інерційні сили в каркасі крана, вільне розгойдування вантажу на гаку та підвищення натягу каната підйому, як детальніше розглянуто в наступних розділах. Як показано в [12], коливання вантажу є важливим фактором утворення динамічних сил на каркас крана.

Переміщення навантаження, яке становить загальну вагу візка, підйомної системи й піднятого вантажу, згідно з дослідженням Бімані [11], супроводжується ефектом розгойдування й створює динамічні впливи на козловий кран і його каркас. Це може спричинити більші реакції, ніж ті, які виникають при стаціонарному навантаженні на верхній балці. Через збільшення швидкості руху крана для підвищення продуктивності можливе непередбачуване розгойдування вантажу. Завдяки низькому демпфуванню в динаміці системи, кран може вібрувати з великими амплітудами, які можуть зникати протягом кількох секунд або навіть хвилин.

Якщо вважати козловий кран рухомою підсистемою, то ця підсистема викликатиме рух конструкції крана і, навпаки, створюватиме двосторонню динамічну взаємодію, як зазначено в [13], [14], утворюючи нелінійні зв'язки між краном і його каркасом. Така динаміка не може бути описана класичною моделлю маятника з рухомою точкою підвісу, де опорна структура маятника вважається жорсткою, а сам маятник гойдається в нерухомій точці підвісу. У реальних умовах конструкція каркаса крану створює інші умови для маятникових коливань. Для підйому важких вантажів каркас крана має бути міцним і великим, але залишається гнучкою механічною структурою зі слабким демпфуванням, як зазначено в дослідженні Рахмана та ін. [14].

Під дією важкого вантажу каркас крана буде деформуватись, і пружну деформацію всіх елементів крана більше не можна ігнорувати, особливо для великих і довгих конструкцій [9], [10], [15]. Точка підвісу вантажу буде змінювати своє положення через деформацію конструкції, що призводить до

відхилень реального руху крана від класичної маятникової теорії. Відомо також, що пружна деформація може призводити до небажаних вібрацій під час дії динамічних навантажень, що створює загрозу для безпеки системи козлового крана, операторів та навколишнього середовища.

Здебільшого конструкції кранів є складними. Чисельні методи є найкращим підходом для наближення розв'язків, а подальші досягнення в обчислювальних технологіях дозволяють використовувати метод скінченних елементів для розв'язання завдань динамічного аналізу. Комерційні програми, такі як ANSYS, можуть виконувати динамічний аналіз при змінному навантаженні, однак вони не завжди налаштовані для таких випадків, як зазначено в [16].

Окрім моделювання, симуляції та динамічного аналізу системи крана, активний контроль вібрацій для гнучкої системи крана ще мало досліджений. Більшість робіт виконані з припущенням жорсткості системи як у симуляціях, так і в реальних експериментах. Досліджень у цій галузі обмежена кількість, що є причиною для проведення даного дослідження.

#### **1.4.1. Динамічні навантаження**

**1. Контейнерний кран** Взаємодія між візком і несучою конструкцією, спричинена рухомою масою, з урахуванням впливу інерції рухомої маси, сил Коріоліса, відцентрової сили та уповільнення рухомої маси. Контейнерний кран був представлений як однобалкова конструкція, змодельована 1-D балковим елементом. Ця балка підтримується двома лінійними пружинами з додатковою зосередженою масою для кожної пружини. Диференційні рівняння руху були отримані за методом Лагранжа з використанням методу передбачених мод (АММ). Диференційні рівняння були розв'язані чисельно методом Рунге-Кутта п'ятого порядку. Досліджено прогини, згинальні моменти, динамічний коефіцієнт підсилення (DAF) та прискорення рухомої маси у вертикальному напрямку. Встановлено, що DAF прогину становив 1,137 щодо статичного прогину, що нижче рекомендованого значення за стандартними проектними нормами. [18]

**2. Поворотний кран** Електродвигун як рушійна сила. Вантаж змодельований як сферичний маятник. Розглянуто нелінійний характер коливального руху при великих кутах і нелінійність силової передачі. Також враховувалася пружність і демпфування конструкції, тертя в основному підшипнику та опір повітря. Для виведення рівнянь руху використовувалися рівняння Лагранжа. Рівняння були розв'язані чисельно методом Рунге-Кутта. Математичну модель перевіряли за допомогою вимірювань на фізичній моделі. Результати були значно ближчими в часовій та частотній областях. [20]

**3. Мостовий кран** Просто підтримувана рівномірна балка Ейлера-Бернуллі з карбом (кареткою) та вантажем. Вантаж передбачалося підвішеним на каретці на масивній жорсткій штанзі з обмеженням руху в площині. Диференціальні рівняння руху були виведені за принципом Гамільтона, а для визначення коливань балки, які, в свою чергу, використовувалися для отримання динаміки підвішеного вантажу, використовувався операційний метод. Положення максимального прогину має тенденцію зміщуватися вправо або вліво від центру балки залежно від того, чи робоча швидкість перевищує цей поріг чи ні. Величина максимального прогину зменшується зі збільшенням зміщення від симетрії. Порогова швидкість і місце розташування максимального прогину балки для заданої швидкості каретки є функціями частоти коливань балки. [21]

**4. Мостовий кран** Розширення роботи в [21], де балка з кареткою могла рухатися в напрямку, перпендикулярному до її прольоту. Точковий масовий вантаж був прикріплений до каретки через безмасову балку та мав змогу рухатися як в площині, так і поза площиною. Для отримання рівнянь руху системи використовували техніку розв'язання Релея-Рітца, яка була розв'язана модифікованим методом Ньюмарка. Результати довжини маятника показали, що домінантні частоти в коливаннях зменшувалися зі збільшенням довжини маятника. Амплітуда кута коливання збільшувалася зі збільшенням маси вантажу. Невеликі зміни спостерігалися у частотах кута коливання для відповідних змін маси вантажу. [22]

**5. Швартовий кран на кораблі** Морські хвилі та швартовні сили. Стріла була змодельована на основі методу кінцевих елементів, а вантаж - як площинний маятник із точковою масою. Динамічні реакції досліджувалися в часовій області за допомогою методу Ньюмарка та ітераційного методу. Було спостережено великі вібрації для крана на кораблі з гнучкою стрілою. Кран на кораблі з гнучкою стрілою мав триваліший період руху, ніж з жорсткою стрілою. [24]

**6. Козловий кран** Чотири змінні у часі точкові сили. Еквівалентні вузлові сили для 1-D балкового елемента. Проблема була розв'язана стандартними пакетами програм кінцевих елементів. Техніка еквівалентних вузлових сил для представлення рухомих сил забезпечила раціональні, реалістичні результати і є загалом застосовною для інших пакетів кінцевих елементів. [25]

**7. Козловий кран** Рухома каретка та гойдаючийся об'єкт, де коливання передбачалося лише в площині щодо нерухомої рами. Підвішений об'єкт поведився як проста маятникова система, а відцентрова сила не враховувалася. Рух каретки був заданий. Концепція еквівалентної рухомої маси для 3-D балкового елемента. Проблема була розв'язана за допомогою методу кінцевих елементів і методу прямої інтеграції Ньюмарка-бета. Відповіді вібрацій у осьовому та горизонтальному напрямках статичної рами були такими ж значними, як і звичайна вертикальна відповідь. При малих кутах та площинному коливанні вплив кута гойдання підвішеного об'єкта на вертикальні та осьові динамічні реакції структури був незначним, за винятком горизонтальних відповідей структури. Було встановлено, що вона дуже чутлива до кута гойдання підвішеного об'єкта. [26]

**8. Вежовий кран** Поворотна гнучка конструкція стріли, коли вона одночасно переміщується рухомою масою — кареткою, що піднімає вантаж, маятником. Конструкція стріли була змодельована як закріплена- вільна балка Ейлера-Бернуллі, прикріплена до обертового жорсткого центрального вузла або щогли. Два зв'язувальні стрижні вежового крана були змодельовані двома лінійними пружинами у напрямку «в площині» та «поза площиною». Вантаж

був змодельований як сферичний маятник, прикріплений через безмасовий нееластичний трос до каретки, що рухається по обертовій стрілі. Нелінійні зв'язані рівняння балки і маятника вантажу були отримані за допомогою принципу Гамільтона. За допомогою методу дискретизації Рітца були запропоновані рішення для рухів стріли в площині і поза площиною. Було зроблено кілька зауважень щодо рівнянь руху. [27]

**9. Козловий кран** Рухома каретка та піднятий об'єкт. Концепція методу кінцевих елементів для 2-D балкових елементів з рухомими масами. Динамічна відповідь була вирішена за допомогою методу Ньюмарка- $\beta$ . Максимальні осьові переміщення конструкції збільшуються зі збільшенням амплітуди кута коливання піднятого об'єкта, за винятком вертикальних відповідей. Максимальні осьові та вертикальні динамічні відповіді конструкції були тісно пов'язані з довжиною кабелю, де найбільше максимальне осьове або вертикальне переміщення спостерігалось, коли частота коливань піднятого об'єкта, що відповідає певній довжині кабелю, була близька до власної частоти конструкції в осьовому і вертикальному напрямках. [28]

**10. Козловий кран** Чотири змінні у часі рухомі еквівалентні зосереджені маси. Комбінований метод кінцевих елементів та аналітична техніка для 2-D балкових елементів. Динамічна відповідь оцінювалася за допомогою методу суперпозиції мод. Розширення роботи [28], де метод був перевірений експериментальними результатами. [29]

**11. Козловий кран** Техніка, використана в роботі [28], застосована до рухомого навантаження на нерухому конструкцію. Метод кінцевих елементів з використанням традиційного модального аналізу для лабораторної масштабної моделі та застосуванням техніки масштабування. Техніка масштабування може забезпечити реалістичну динамічну подібність між повнорозмірною конструкцією та масштабною моделлю. [30]

**12. Вежовий кран** Коментарі до роботи [26]. Коригування для моделі двох зв'язувальних стрижнів, запропоноване в [26], і пропозиція врахувати вплив жорсткості вежі та застосування неklasичних граничних умов. [31]

**13. Вантажний мостовий розвантажувач** Рухома маса. Метод кінцевих елементів. Метод для аналізу динамічної відповіді конструкційної системи зі змінною масою, демпфуванням і жорсткістю. Результати були перевірені за допомогою програмного забезпечення SAP. [32]

**14. Вежовий кран** Прискорення та уповільнення піднятого вантажу. Члени конструкції вежі та стріли були змодельовані як просторові ферми або елементи рами. Модальні властивості та динамічні відповіді були обчислені за допомогою методу Ньюмарка та методу підпросторів з алгоритмом QL. Кути стріли змінюють як інерцію, так і розподіл жорсткості всієї конструкції, тоді як додаткові підпори в основному сприяють глобальній жорсткості системи. Деякі режими були нечутливі до зміни кута стріли. Прискорення та уповільнення піднятого вантажу мали значний вплив на динамічну відповідь конструкції. [33]

**15. Вежовий кран** Рух маятника вантажу, як в чисто площинному, так і в чисто сферичному русі. Вежовий кран був змодельований за методом кінцевих елементів, тоді як рух маятника був представлений як кінематика жорсткого тіла. Підхід Лагранжа використовується для виведення зв'язаних рівнянь динаміки на основі простого схеми збурень і припущення малих кутів маятника. Динамічні відповіді вежового крана були обумовлені як першими кількома власними частотами конструкції крана, так і рухом маятника вантажу. DAF зазвичай збільшуються зі збільшенням початкового кута маятника, і зміни були лише незначно нелінійними для площинного руху маятника. [34]

**13. Мостовий вантажний розвантажувач** Рухома маса. Метод кінцевих елементів. Метод для аналізу динамічної відповіді структурної системи зі змінною масою, демпфуванням і жорсткістю. Результати були перевірені за допомогою програмного забезпечення SAP. [32]

**14. Вежовий кран** Прискорення та уповільнення піднятого вантажу. Члени конструкцій вежі та стріли були змодельовані як просторові ферми або елементи рами. Модальні властивості та динамічні відповіді були обчислені за допомогою методу Ньюмарка та методу підпросторів з алгоритмом QL. Кути стріли змінюють як інерцію, так і розподіл жорсткості всієї конструкції, в той

час як додаткові підпори в основному сприяють глобальній жорсткості системи. Деякі режими були нечутливі до зміни кута стріли. Прискорення та уповільнення піднятого вантажу мали значний вплив на динамічну відповідь конструкції. [33]

**15. Вежовий кран** Рух маятника вантажу, як у чисто площинному, так і в чисто сферичному русі. Вежовий кран був змодельований за методом кінцевих елементів, тоді як рух маятника був представлений як кінематика жорсткого тіла. Підхід Лагранжа використовується для виведення зв'язаних рівнянь динаміки на основі простої схеми збурень і припущення малих кутів маятника. Динамічні відповіді вежового крана були обумовлені як першими кількома власними частотами конструкції крана, так і рухом маятника вантажу. DAF зазвичай збільшуються зі збільшенням початкового кута маятника, і зміни були лише незначно нелінійними для площинного руху маятника. [34]

**16. Картка з рейковим керуванням з піднятим вантажем** Електричний двигун як рушійна сила. Лінійно рухома картка, що приводиться в рух механізмом переміщення, була змодельована як дискретна система з шістьма ступенями свободи. Привід підйому був змодельований як система з одним ступенем свободи. Рівняння руху елементів картки були отримані за допомогою динаміки Лагранжа і вирішені за допомогою методу Рунге-Кутти четвертого порядку. Запропонована модель була перевірена з класичною лінійаризованою моделлю з двома ступенями свободи для маятника з рухомим pivot. [35]

**17. Надземний кран** Рух підйому. Балка надземного крана була змодельована з використанням елемента балки 1D та отримана за допомогою рівнянь Лагранжа другого порядку. Вони включали динамічну модель механізму підйому в динамічну модель надземного крана при підйомі. Дослідження динаміки процесу підйому надземного крана у вертикальній площині. Вони показали, що нестационарні режими роботи вводять змінні навантаження. [36]

**18. Поворотний кран** Розширена робота [19]. Горизонтальні інерційні сили в радіальному напрямку не менш важливі, ніж сили в тангенціальному напрямку. На основі цього був введений новий коефіцієнт радіальної горизонтальної інерційної сили, і була розрахована діаграма для швидкого визначення цього коефіцієнта. [37]

**19. Стріловий кран** Гнучкий ґрунтовий фундамент стріли крана. Динамічні моделі були отримані за допомогою рівнянь Лагранжа другого порядку і вирішені чисельно. Амплітуди вібрацій усієї конструкції крана під час обертання стріли зменшуються зі збільшенням її обертальної швидкості. Іншим висновком було те, що правильний вибір кінематичних параметрів, зокрема обертання, дозволяє мінімізувати прогин і збільшити точність позиціонування. Чим більша обертальна швидкість стріли, тим більший прогин канатної лінії. [38]

**20. Мобільний кран** Гідравлічний рух як рушійна сила Гнучка стріла мобільного крана була змодельована за методом кінцевих елементів, і модальні змінні використовувалися як еластичні змінні за допомогою модальної трансформації. Час руху стріли впливав на динаміку крана. Для низької швидкості ефект гнучкості був дуже малим. Коли швидкість збільшувалась, ефект гнучкості ставав домінуючим. [39]

**21. Надземний кран** Динаміка підйому надземного крана з двома візками Основну балку змодельовали як гнучку коробкову балку, візок як масу сфери, підйомний об'єкт як жорстке тіло, а канатну лінію як гнучке тіло. Результати моделювання, отримані з ADAMS на конкретному прикладі, показали хорошу відповідність фізичним умовам. [40]

**22. Автокран** Кінематичне зусилля, таке як зміна довжини телескопічної стріли, обертання стріли та зміна довжини каната. Гнучкість системи підтримки була змодельована як еластичне підвішування, а навантаження було вважалось частинкою. Рівняння руху були вирішені за допомогою методу Рунге-Кутти четвертого порядку. Вплив гнучкості системи підтримки на рух вантажу. [41]

**23. Гідравлічний мобільний кран** Відповідь структури та параметри стану системи приводу з кінематичним зусиллям, таким як бажані обертальні швидкості. Концепція гнучкого багатотілового методу та методу кінцевих елементів. Результати симуляцій показали, що, крім прискорень і уповільнень руху крана, обертальна швидкість також мала значний вплив на динамічні відповіді крана. [42]

**24. Мобільний кран з решітчастою стрілою** Швидкість підйому, прискорення та уповільнення. Система канатної лінії була змодельована за допомогою нелінійного методу кінцевих елементів, а стріла — за допомогою елемента балки Тимошенка. Запропонований метод був дуже зручним для симуляції руху підйому крана та системи керування. [43]

Розділ 1.4.1. інформує, що існує три види динамічних джерел у динаміці кранівних систем, що несуть рухомий вантаж. Перше джерело динамічного навантаження походить від рухомої підсистеми самої кранівної системи, як це обговорюється в [18], [21], [22], [25]-[28] та інших статтях, наведених у **розділі 1.4.1.** Друге джерело — це рушійна сила від передачі енергії, як показано у роботі Джермана та ін. [20]. Третє джерело використовує Рен та ін. [24], яке походить від морських хвиль і сил швартування. Крім згаданих посилянь, експериментальне моделювання для визначення природної частоти мобільного козлового крана було проведено в [44], в той час як вимушені коливання через вітер і землетруси на контейнерному крані вивчали Ву та ін. [45].

Далі, серед тих посилянь, роботи [26] та [34] досліджували динамічні відповіді 3D-структури крана, і вони тісно пов'язані з цією дисертацією. У порівнянні з роботою Ву [26], динаміка вантажу не була введена, обмежуючись лише планарним коливанням і без урахування детальної двосторонньої взаємодії між козловим краном і гнучкою каркасною структурою крана. Крім того, Джу та ін. [34] вивчали лише коливальний рух вантажу в баштовому крані зі стаціонарним візком. Вони ввели невеликі збурення при розв'язуванні динаміки вантажу для малих кутів коливання, жорсткий підйомний канат і рух

вантажу, обмежений чисто планарним і чисто сферичним рухом. Вони також зосереджувались лише на динамічних відповідях каркасної структури крана.

#### **1.4.2. Дослідження структурних систем, що несуть рухомий вантаж**

Дослідження еластичних конструкцій, підданих рухомим навантаженням, є численними. Багато важливих посилань, пов'язаних з рухомими навантаженнями, наведено в розділі 1.4.2.

Огляд літератури по рухомих навантаженнях:

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Рішення для односпанної балки, що несе рухому масу, було отримано шляхом апроксимації загальної похідної переміщення маси через часткову похідну і використання рішення без урахування маси як першої апроксимації. Це рішення було повністю оцінене. [46]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Еластична односпанна балка з простим опором під випадковими навантаженнями, що рухаються з змінними швидкостями. Підхід був побудований на теорії балки Ейлера-Бернуллі. Результати показали, що прискорення спричиняє більші прогини, в той час як сповільнення призводить до менших. Вплив змінної швидкості був значущим для прогину балки. [47]

**Балка з рухомими транспортними засобами Аналіз** Симуляції показали, що вплив центрипетальних та коріолісових сил разом з масою транспортного засобу, що обертається, на просту опору легкого мосту під час руху транспортного засобу сталою швидкістю та величиною був значущим і його необхідно враховувати в динамічному аналізі. [48]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Виникнення розділення між рухомою масою та балкою було проаналізовано з використанням інтегро-диференціального рівняння руху та методу модального аналізу. Чисельні тести показали, що розділення може відбутися легко і має значний вплив на динамічні відповіді балки, особливо при високій швидкості рухомої маси. [49], [50]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Можливість розділення маси від балки шляхом моніторингу контактних сил між масою та балкою під час руху. Рівняння руху для балки Ейлера, підданої концентрованої масі, що рухається з сталою швидкістю, було сформульовано за допомогою підходу Лагранжа та методу припущеного режиму. Було встановлено, що розділення маси від балки може статися при відносно низькій швидкості та малій масі, коли балка закріплена з обох кінців. [51]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Рівняння руху для балки Тимошенка, підданої концентрованої масі, що рухається з різними заданими сталими швидкостями, було сформульовано за допомогою підходу Лагранжа та методу припущеного режиму. Було встановлено, що розділення маси від балки може статися при високих осьових швидкостях маси, і таке розділення можна придушити за допомогою основи Вінклера з великою жорсткістю. [52]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** При прискореній масі було встановлено, що розділення маси від балки може відбутися для балки Тимошенка, коли швидкість руху маси велика через велику початкову швидкість руху або велику задану прискорення. [53]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Було підтверджено, що прогин під рухомим навантаженням, обчислений за допомогою "формулювання рухомої сили", не завжди є верхньою межею рішення для відповідного "формулювання рухомої сили і рухомої маси" для як балки Ейлера, так і для балок Тимошенка. [54]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Була досліджена балка Тимошенка, яку перетинають рівномірно частково розподілені рухомі маси. Рівняння руху були розв'язані за допомогою алгоритму на основі кінцевих різниць. Було помічено, що збільшення довжини розподілу навантаження призводить до зменшення максимального динамічного прогину балки, що в основному є результатом скорочення часу, протягом якого загальне навантаження діє на

балку.

[55]

**Балка з рухомим масивом Аналіз** Була досліджена багатоспанова безперервна балка, яку перетинає рухома маса з сталою швидкістю, з використанням теорії балки Ейлера-Бернуллі. Для вирішення задачі використовували розклад власних функцій разом з методом прямої інтеграції. Коли параметр швидкості перевищував значення близько 0,5, всі прогони безперервних балок змінювали свою поведінку, і їхні локальні піки показували тенденцію до збільшення зі збільшенням швидкості. У розрахунковому діапазоні параметра швидкості інерція рухомої маси незначно впливає на DAF, коли значення коефіцієнта маси менше 0,1.[56]

**Балка з рухомим масивом Метод кінцевих різниць та метод збурень** Дослідження поздовжніх та поперечних рухів кінцевої еластичної балки, яку перетинає рухома маса. Результати показали, що ефект сили тертя між масою і балкою на поздовжній рух був значним. [57]

**Балка з рухомою силою Комбінований аналітичний та числовий метод** Визначення унікальних функцій залежності амплітуди від швидкості для балок з простим опором (SS) та закріплених на обох кінцях (CC) для балок Ейлера-Бернуллі. Існувала унікальна функція, що описує залежність максимального відгуку довільної балки з заданими умовами на кінцях від швидкості рухомої сили. [58]

**Балка з рухомим масивом Комбінований аналітичний та числовий метод** Вивчено вплив різних параметрів, таких як сила вперед, сила сповільнення, тертя та конвективне прискорення на інтерфейсі між рухомою масою та балкою Ейлера-Бернуллі з простим опором. Прикладена сила вперед збільшує швидкість маси та переміщення балки. Можливість зупинити масу в бажаній точці на балці була досягнута за допомогою застосування постійної зворотної сили до маси та/або збільшення тертя між масою та балкою після досягнення масою заданих умов. [59]

**Балка з рухомим масивом** **Метод кінцевих елементів** Дискретизація неперервного середовища для моделей кінцевих елементів, що аналізують рухоме навантаження на еластичну балку. Результати вказують, що точність моделі може бути підтримана на прийнятному рівні, якщо в загальному чисельність елементів, що використовуються для дискретизації опорної структури, буде вдвічі-восьмикратно більшою, ніж та, що використовується для статичного аналізу. [60]

**Стрічка та Балка з рухомою масою та рухомою силою** **Метод кінцевих елементів** Було запропоновано метод кінцевих елементів у просторі-часі для дискретного елемента стрічки та балки Бернуллі-Ейлера. Повне співпадіння з напіваналітичними рішеннями доводить ефективність просторово-часового підходу. Цей метод вирішення може бути легко реалізований у класичному коді кінцевих елементів. [61]

**Планарна структура з рухомою силою** **Силовий метод кінцевих елементів** Розроблено використання силових кінцевих елементів для аналізу рухомої сили в планарних структурах. Запропоновано новий підхід до числового інтегрування, званий інтеграцією Гаусса-Лобатто. Отримано точні результати для історії моменту та силового навантаження в заданих точках структури. [62]

**Балка з рухомою масою** **Класичний модальний аналіз** Запропоновано нову процедуру корекції для динамічного аналізу балки Ейлера-Бернуллі під рухомими навантаженнями. Рішення були отримані за допомогою класичного модального аналізу. Числові результати показали, що запропоноване кориговане рішення покращує розв'язок стресових відгуків. Однак для гарантування надійності цього методу необхідно знати частотний вміст функції навантаження. [63]

**Балка з рухомою силою** **Аналіз** Вивчено нелінійну динаміку балки Ейлера-Бернуллі під рухомими навантаженнями. Результати показали, що інерція навантаження рухомого вантажу може бути знехтувана тільки за умови, коли швидкість навантаження вища за ту, що призводить до резонансу в балці,

або коли рухома маса значно менша за масу балки. Коли нелінійність ставала важливою, прогин балки та резонансна швидкість рухомого навантаження зростали. [64]

**Балка з рухомою силою Аналіз** Представлено динамічну відповідь багатоспанових балок з пам'яттю форми (SMA), які піддаються рухомій силі. Важливі результати включають висновок, що на відміну від ізотропної балки з в'язким демпфуванням, балка SMA значно нелінійна, її поведінка змінюється залежно від рухомого навантаження, і більш високі значення рухомого навантаження спричиняють більший демпфувальний ефект і знижений модуль Юнга для SMA. [65]

**Балка з рухомою масою Комбінований аналітичний та числовий метод** Досліджено динамічну поведінку гнучкої консольної балки, що несе рухому масу-пружину. Рівняння руху були отримані за допомогою принципу Гамільтона, вирішені чисельно за допомогою методу Гальоркіна та автоматичного розв'язувача ОДУ. Числові результати були порівняні з аналітичним рішенням, отриманим за допомогою методу збурень. Числові рішення показали, що коли рух здебільшого бі-періодичний, результати добре співпадають. Також були визначені області сильної нелінійної взаємодії між балкою та рухомою масою. [66]

**Балка з рухомою масою Аналіз** Моделювання гнучкої балки з фіксованим і вільним кінцями, що обертається в горизонтальній площині і несе рухому масу за допомогою теорії балки Ейлера-Бернуллі. Рівняння руху були отримані за допомогою принципу Гамільтона. Для вирішення використовувався метод числового бісекційного поділу для обчислення частот вібрацій. Модальні частоти як функція кута швидкості балки і позиції маси для різних значень рухомої маси. Коли кута швидкості балки дорівнювала нулю, модальні частоти знижувалися або залишалися майже сталими при збільшенні значення рухомої маси. Зі збільшенням кута швидкості балки модальна частота знижувалася при збільшенні значення рухомої маси. [67]

**Балка з рухомою масою Аналіз** Розширена робота [67], де рівняння були розв'язані чисельно за допомогою методу Рунге-Кутти четвертого порядку. Пікові прогини збільшувалися зі збільшенням маси та зменшувалися зі збільшенням часу руху маси. Зменшення часу руху маси призводило до збільшення амплітуди вібрацій у сталому стані за всіх умов. [68]

**Балка з рухомою масою Аналіз** Була розроблена проста та практична апроксимативна техніка для визначення часової відповіді балки з внутрішніми шарнірами та різними граничними умовами. Теорії та результати були засновані на теорії балки Бернуллі-Ейлера, а рівняння керування були виведені за допомогою рівняння Лагранжа. Результати були порівняні з програмою для загального призначення для нелінійного динамічного аналізу методом кінцевих елементів. [69]

**Балка з рухомою масою Аналіз** Розробка методу ідентифікації рухомих навантажень на мостах була проведена для балки Ейлера-Бернуллі. Для оцінки запропонованих методів ідентифікації була проведена серія експериментів. [70]

**Стискаюча сила на балці Аналіз** Запропоновано новий метод для стаціонарної відповіді нескінченної балки, що лежить на фундаменті Вінклера під постійними рухомими навантаженнями. Балка була дискретизована методом Гальоркіна і вирішена за допомогою напіваналітичного та методу кінцевих елементів. Порівняння з числовими розв'язками та аналітичними показало, що запропонований метод є дієвим для всіх значень швидкості навантаження. [71]

**Балка з рухомих гармонійним навантаженням Аналіз** Схоже на роботу [70], запропоновано числовий підхід до стаціонарного рішення для нескінченних балок Ейлера-Бернуллі, що лежать на фундаментах Вінклера під рухомими гармонійними навантаженнями. [71]

Розділ 1.4.2. показує розвиток концепції рухомого навантаження з 1996 по 2008 рік. Більшість дослідників використовують аналітичні методи для вирішення задачі рухомого навантаження, обмежуючись балковими структурами типу Ейлера-Бернуллі або Тимошенка. Методи для розрахунку

динамічних відповідей продовжують динамічно розвиватися, не лише для знаходження динамічної відповіді, але й для цілей ідентифікації систем, як показано в роботі [70]. Зазвичай аналізуються балкові структури за умови, що балка перебуває в нерухомому положенні, але в роботах [66]-[68] також досліджуються динаміка балки з кутовою швидкістю (великі деформації) під рухомим навантаженням.

## РОЗДІЛ II. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КОЗЛОВОГО КРАНА

На базі проведених літературних досліджень існуючих конструкцій козлових кранів та їхніх механізмів в магістерській роботі розроблена конструкція козлового крана для переміщення довгомірних деревних матеріалів. Козловий кран складається з опорної металоконструкції (мостової балки), до якої входять жорстка та шарнірна опори. Опори з'єднуються між собою мостовою балкою, по якій переміщується вантажний візок з приводним механізмом переміщення візка. На вантажному візку розміщено механізм підйому вантажу, який складається з приводного електродвигуна, пружної муфти, гальма, редуктора та приводного барабана, на який намотується канат поліспасти. Візок переміщується за допомогою приводу, який складається з електродвигуна пружної муфти, гальма, редуктора та приводних і не приводних коліс з ребордами. Козловий кран переміщується по укладених на спеціальній основі рейках за допомогою приводних механізмів, які монтуються на кожній з опор крана. Приводні механізми складаються з електродвигуна муфти, гальма, редуктора та приводних і не приводних коліс з ребордами.

В магістерській роботі проводяться розрахунки механізмів козлового крана, які розміщені на вантажному візку.

### 2.1. Розрахунок механізму підйому вантажу

Вихідні дані, які необхідні для розрахунку кранового візка козлового крана:

Козловий кран для переміщення довгомірних деревних матеріалів;

Вантажопідйомність козлового крана ( $Q$ ) = 40 тон;

Швидкість підйому вантажу ( $v_n$ ) = 0,6 м/с;

Висота підйому вантажу ( $H$ ) = 10,5 м;

Група режиму роботи (режим) механізму підйому — 7М важкий, згідно ДСТУ.

#### 2.1.1. Визначення тягового зусилля в канаті механізму підйому

Розрахункове зусилля в канаті ( $S$ ) при двох здвоєних поліспастих, в кН, визначається так:

$$S = 1,15 \cdot \frac{Q}{2 \cdot i \cdot \eta_n \cdot \eta_{н.б}} \quad (2.1)$$

де 1,15 – коефіцієнт, що враховує збільшення навантаження через можливе зміщення центру мас завантаженого довгомірного деревного матеріалу;

$Q$ — вантажопідйомність козлового крана, кН;

$i$  - кратність поліспаста,  $i = 6$  ;

$\eta_n$  – ККД поліспаста,

$\eta_n = 0,95$  визначається за рекомендаціями [5]

$\eta_{н.б}$  – ККД напрямних блоків  $\eta_{н.б} = 0,98$ , визначається за рекомендаціями [5].

В результаті проведених розрахунків розрахункове зусилля в канаті приймає таке значення:

$$S = 1,15 \frac{400000}{2 \cdot 6 \cdot 0,95 \cdot 0,98} = 35,8 \quad \text{кН}$$

### 2.1.2. Вибір канату механізму підйому вантажу

Діаметр сталюого канату визначається за розривним зусиллям ( $S_{раз}$ ) ,в кН, за формулою:

$$S_{раз} = S \cdot K_{з.п.} \quad (2.2)$$

де:

$K_{з.п.}$  – коефіцієнт запасу міцності, який залежить від призначення канату і режиму роботи механізму підйому вантажу козлового крана.

$K_{з.п.} = 3,15 \dots 9,00$  - коефіцієнт, який залежить від режиму роботи козлового крана .

Група класифікації режиму роботи механізму підйому вантажу козлового крану за стандартами ІСО 4301/1 – приймаємо М7 згідно рекомендацій [5]

$$K_{з.п.} = 7,1$$

Розривне зусилля у вантажному канаті поліспасту дорівнює:

$$S_{\text{раз}} = S \cdot 7,1 = 35,8 \cdot 7,1 = 248,2 \text{ кН}$$

Для розривного зусилля канату  $S_{\text{раз}} = 248,2 \text{ кН}$  приймаємо канат ЛК-Р 6 \* 19 Іо.с. згідно рекомендацій ДСТУ,

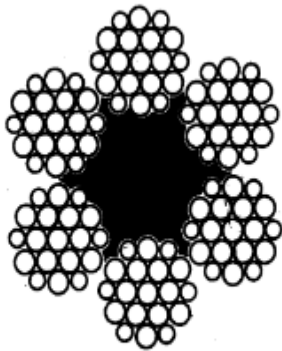
у якого  $d_{\text{к}} = 22,5 \text{ мм}$ , а  $S_{\text{раз}}^{\text{к}} = 251 > S_{\text{раз}}$  за рекомендаціями [5].

Для прийнятого канату вибираємо праве хрестове звивання зі світлого дроту марки І, що не розкручуються з тимчасовим опором розриву дротів  $\sigma_{\text{в}} = 1568 \text{ МПа}$ . Повне маркування вибраного канату для механізму підйому вантажу описується наступним чином

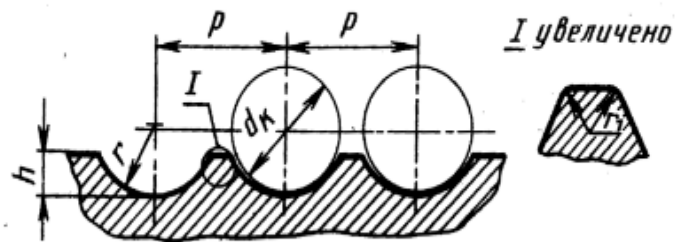
*Канат 25 О-Г-І-Н-1568 (160)*

Крім того, наведено його ескіз та профіль канавок для канатів з необхідними параметрами (рис. 2.1)

Ескіз



Профіль канавок для канатів.



$r = 12,5 \text{ мм}$ ,  $h = 7 \text{ мм}$ ,  $P = 26 \text{ мм}$  [5] С.262, табл.V.2.13.

Рис. 2.1.- Параметри каната

### 2.1.3. Визначення діаметрів блока та барабана

Діаметри блоків і барабана визначаються в залежності від діаметра канату, типу вантажопідйомного крану та режиму його роботи.

Діаметр барабана ( $D_{\text{б}}$ ) в мм по дну канавки визначається за таким чином [5]

$$D_{\delta} > d_k (h_1 - 1). \quad (2.3)$$

де:

$h_1$  - коефіцієнт, який залежить від типу вантажопідйомного крану і режиму його роботи вибирається в таких межах і для козлового крана приймає значення

$$h_1 = 11,2 \dots 25$$

$h_1 = 22,4$  приймається за рекомендаціями [5]. Тоді діаметр барабана приймає таке значення у відповідності з формулою (2.3)

$$D_{\delta} = 22,5 \cdot (22,4 - 1) = 481,5 \text{ мм}$$

Діаметр блока визначається за такою умовою:

$$D_{\text{бл}} \geq d_k (h_2 - 1). \quad (2.4)$$

$$h_2 = 12,5 \dots 28$$

$h_2 = 25$ . вибирається за рекомендаціями [5]. В результаті проведених розрахунків діаметр блока приймає наступне значення

$$D_{\text{бл}} = 22,5 \cdot (25 - 1) = 540 \text{ мм}$$

Діаметри барабана і блоків округлюємо до більшого десятка.

Приймаємо наступні значення діаметрів барабана та блока:

Діаметр барабана:  $D_{\delta} = 490 \text{ мм}$

Діаметр блока:  $D_{\text{бл}} = 540 \text{ мм}$

#### 2.1.4. Визначення довжини барабана

В механізмі підйому вантажу використаємо барабани з гвинтовою канавкою і одношаровою навивкою, робоче число витків визначається в залежності від висоти підйому вантажу, кратності поліспасти, діаметрів барабану і канату.

Крок нарізки каната на барабані визначається в залежності від діаметра канату.

Довжина барабану при подвійній нарізці ( $L$ ) визначається таким чином:

$$L = 2L_H + 2a + b. \quad (2.5)$$

де:

$b$  - відстань між нарізками на барабані;

$b = 50 \dots 100$  мм – приймається в межах;

$a = (1,5 \dots 2,0) \cdot P = 2 \cdot 26 = 52$  мм – тут довжина ненарізної ділянки барабана.

Довжина нарізної частини ( $L_H$ ) в мм визначається таким чином:

$$L_H = (Z_P + Z_3 + Z_K) \cdot P \quad (2.6)$$

де:

$z_p$  - робоче число витків на барабані;

$z_3$  - число запасних витків:  $z_3 = 1,5 \dots 2,0$  ;

$z_k$  - число витків для закріплення канату на барабані:  $z_k = 1,3$ .

Робоче число витків визначається за такою формулою:

$$Z_P = \frac{H \cdot i}{\pi(D_b + d_k)}. \quad (2.7)$$

де:

$H$  - висота підйому вантажу козловим краном, м;

$D_b$  і  $d_k$  - діаметри відповідно барабана та канату, м;

$i$  - кратність поліспасти механізму підйому вантажу козлового крана.

За розрахунку отримуємо робоче число витків, яке становить

$$Z_P = \frac{10,5 \cdot 6}{3,14(0,49 + 0,0225)} = 34$$

За розрахунку довжина нарізної частини барабана приймає значення

$$L_H = (34 + 2 + 1) \cdot 26 = 925 \text{ мм} \quad (2.8)$$

$L_H = 925$  мм

Повна довжина барабана механізму підйому вантажу становить

$$L = 2 \cdot 925 + 2 \cdot 52 + 70 = 2000 \text{ мм}$$

### 2.1.5. Розрахунок стінки барабану на міцність

Напруження стиску ( $\sigma_{сж}$ ) в МПа, визначається за формулою

$$\sigma_{сж} = \frac{S}{\delta \cdot P} \leq [\sigma_{сж}] \quad (2.9),$$

де:

S - розрахункове зусилля в канаті механізму підйому вантажу козлового крана, Н;

$\delta, P$  - товщина стінки і крок нарізки барабана механізму підйому вантажу, мм

$$\delta = 0,01D_{\delta} + 0,3 \text{ см}$$

$$\delta = 0,01 \cdot 49 + 0,3 = 0,79 \text{ см} = 8 \text{ мм}$$

Допустимі напруження визначаються так:

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_T}{2} \quad (2.10)$$

$\sigma_T$  межа текучості,

Вибираємо матеріал барабану механізму підйому вантажу - Сталь 35ЛІІІ за рекомендаціями [4] з межею текучості

$$\sigma_T = 350 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{сж}] = \frac{350}{2} = 175 \text{ МПа}$$

Приймаємо допустиме напруження на стиск

$$\sigma_{сж} = \frac{35800}{0,008 \cdot 0,026} = 172 \text{ МПа} \leq [\sigma_{сж}] = 175 \text{ МПа}$$

Напруження від згину барабана визначається за формулою:

$$\sigma_u = \frac{M_{uz}^{\max}}{W_x}, \quad (2.11)$$

де:

$M_{uz}^{\max}$  – найбільший згинальний момент в барабані механізму підйому вантажу, Нм, який визначається за формулою:

$$M_{uz}^{\max} = \frac{S_x (a + L_n)}{1000}; \quad (2.12)$$

Після проведених розрахунків отримаємо таке максимальне значення згинального моменту

$$M_{uz}^{\max} = \frac{35,8 \cdot (44,2 + 925,6)}{1000} = 34,7 \text{ Нм};$$

Момент опору поперечного перерізу барабана визначається за формулою і набуває таке числове значення:

$$W_x = \frac{\pi(D_{\text{б}}^4 - D_{\text{вн}}^4)}{32D_{\text{б}}} = \frac{3,14(490^4 - 474^4)}{32 \cdot 490} = 1,436 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$W_x$  - момент опору поперечного перетину барабану мм<sup>3</sup>;

$D_{\text{вн}}$  - внутрішній діаметр барабана визначається за такою формулою

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{б}} - 2\delta = 490 - 16 = 474 \text{ мм}$$

В результаті проведених розрахунків напруження згину барабана дорівнює, МПа:

$$\sigma_u = \frac{34,7}{1,436 \cdot 10^6} \cdot 10^6 = 24,2 \text{ МПа}$$

Напруження від кручення барабана визначається так, мПа:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_n}, \quad (2.13)$$

Полярний момент опору барабана, визначається за формулою , м<sup>3</sup>:

$$W_x = \frac{\pi(D_{\delta}^4 - D_{вн}^4)}{16D_{\delta}} = \frac{3,14(490^4 - 474^4)}{16 \cdot 540} = 2,872 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

Крутний момент визначається за виразом, Нм:

$$M_{кр} = \frac{S_k \cdot D_{\delta}}{1000}; \quad (2.14)$$

В результаті проведених розрахунків маємо

$$M_{кр} = \frac{35,8 \cdot 490}{1000} = 17,5$$

Нм;

В результаті проведених розрахунків напруження від кручення дорівнює:

$$\tau_{кр} = \frac{17,5}{2,872 \cdot 10^6} \cdot 10^6 = 6,1 \text{ МПа}$$

Сумарне напруження для сталених барабанів має вигляд:

$$\sigma_{сум} = \sqrt{(\sigma_{сжс} + \sigma_u)^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2}, \quad (2.15)$$

де:

$\sigma_u$  - напруження від згину, мПа;

- напруження від кручення, мПа.
- Після розрахунків отримуємо

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{(172 + 24,2)^2 + 3 \cdot 6,1^2} = 196,5 \text{ МПа}$$

### 2.1.6. Визначення частоти обертання барабану

Частота обертання тягового барабану визначається так

$$n_{\text{бар}} = \frac{v_n \cdot i}{\pi(D_{\text{б}} + d_{\text{к}})},$$

$$n_{\text{бар}} = \frac{0,6 \cdot 6}{3,14(0,49 + 0,0225)} = 2,24 \text{ об / сек}$$

(2.16)

### 2.1.7. Визначення кутової швидкості барабану

Кутова швидкість барабану визначається наступним чином

$$\omega_{\text{б}} = 2\pi \cdot n_{\text{б}},$$

$$\omega_{\text{б}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 2,24 = 14,07 \text{ с}^{-1}$$

(2.17)

### 2.1.8. Визначення крутного моменту на барабані

Крутний момент на барабані визначається за формулами:

$$M_{\text{кр}} = F_{\text{кр}} \cdot \frac{1}{2}(D_{\text{б}} + d_{\text{к}})$$

$$F_{\text{кр}} = \frac{1}{i} \cdot Q \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пл}}} = \frac{1}{6} \cdot 400000 \cdot \frac{1}{0,95} = 70175,4 \text{ Н.}$$

$$M_{\text{кр}} = 70175,4 \cdot \frac{1}{2} \cdot (0,49 + 0,0225) = 17982 \text{ ,Нм.}$$

(2.18)

Перевірка діаметру барабана  $D_{\text{б}}$  визначається залежністю:

$$D_{\text{б}} = \frac{i \cdot v_n}{\pi \cdot n_{\text{бар}}} - d_{\text{к}} = \frac{6 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 2,24} - 0,0225 = 0,49 \text{ м.}$$

### 2.1.9. Визначення потужності приводу механізму підйому вантажу

Статична потужність приводу механізму підйому вантажу визначається за формулою:

$$N_{ст} = \frac{Q \cdot v_n}{2 \cdot \eta_{общ}} \quad (2.19)$$

де:

$Q$  — вантажопідйомність козлового крана, кН;

$v_n$  - швидкість підйому вантажу, м/с;

$\eta_{общ} = \eta_n * \eta_{н.б} * \eta_{б.л} = 0,95 * 0,98 * 0,985 = 0,88$  - Спільний ККД

приводу.

Після проведених розрахунків маємо

$$N_{ст} = \frac{400 \cdot 0,6}{2 \cdot 0,88} = 136 \text{ кВт.}$$

Параметри приводу механізму підйому вантажу зведемо в табл.2.1.

Таблиця 2,1.

**Параметри приводу механізму підйому вантажу**

Параметр	Значення
Статична потужність приводу, кВт	136
Розрахункове зусилля в канаті, кН	35,8
Діаметр канату, мм	22,5
Діаметр барабану лебідки, мм	490
Довжина барабану, мм	2000
Частота обертання барабану, об/с	2,24
Кутова швидкість барабану, с	14,07
Крутний момент на барабані, Нм	17982

## 2.2. Розрахунок механізму пересування козлового крана

Вихідні дані для розрахунку візка козлового крана:

Вантажопідйомність ( $Q$ ) = 40 тон;

Швидкість пересування візка  $v_{\text{пер}} = 1 \text{ м/с}$ .

### 2.2.1. Визначення опору переміщенню крана

Опір тертя ковзання в цапфах коліс і тертя кочення коліс об рейку визначається за формулою , Н.

$$W_T = 9,81 \cdot (m_{\text{кр}} + Q) \cdot f_o \quad (2.20)$$

де:

$W_T$  – опір тертя ковзання в цапфах коліс і тертя кочення коліс об рейку, Н.

$m_{\text{кр}}$  – маса крана, приймається за довідковими даними крана – аналога, кг.

$m_{\text{кр}} = 152000$  кг, визначається за рекомендаціями [2].

$Q$  - маса вантажу та вантажозахватного пристрою відповідає номінальній вантажопідйомності крана, кг.

9,81 - прискорення вільного падіння, м/с;

$f_o$  – коефіцієнт опору переміщенню визначається за формулою:

$$f_o = \left( \mu \frac{d}{D_k} + \frac{2K}{D_k} \right) \cdot C$$

де:

$\mu$  - коефіцієнт тертя кочення в цапфах коліс. Вибирається за рекомендаціями [3].

$D_k$  і  $d$  діаметри колеса та його цапфи, мм

В залежності від навантаження в кранах –  $D_k = 500 - 1000$  мм і відношення

$$\frac{d}{D_k} = \frac{1}{6} \div \frac{1}{8};$$

приймає значення

Приймаємо  $D_k = 710$ мм  $\rightarrow k = 0,5$  мм, за рекомендаціями [5] С. 319, табл. V.2.47.

Вибираємо кранове дворебордне колесо діаметром  $D_k = 710$ мм та шириною катання  $B = 150$ мм: К2Р – 710×150;

$$\frac{d}{710} = \frac{1}{6} \div \frac{1}{8}$$

Приймаємо таке відношення

$$\frac{d}{710} = \frac{1}{7},$$

Діаметр цапфи дорівнює  $d = 101$ мм.

$C$  - коефіцієнт, який враховує опір в ребордах і маточинах коліс при перекосах;

Якщо колеса на підшипниках кочення, то приймаємо –  $C = 2,3 - 2,5$ , згідно рекомендацій [3] і коефіцієнт тертя та опір приймають значення

$$f_o = \left( 0,01 \cdot \frac{101}{710} + \frac{2 \cdot 0,5}{710} \right) \cdot 2,3 = 0,0065$$

$$W_T = 9,81 \cdot (152000 + 40000) \cdot 0,0065 = 12242,88 \text{ Н}$$

### 2.2.2. Визначення вітрового навантаження на кран

Вітрове навантаження на козловий кран визначається за формулою

$$P_g = qkcpA, \quad (2.21)$$

де:

$q$  - динамічний тиск вітру;

$q = 150$ Па, вибирається за рекомендаціями [6];

$k$  - коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску по висоті крана;

$k = 1$ , вибирається за рекомендаціями [4];

$c$  - коефіцієнт аеродинамічної сили;

$$c = 1,2, \text{ приймається за рекомендаціями [4] ;}$$

$n$  - коефіцієнт перевантаження;

$$n = 1, \text{ приймається за рекомендаціями [4] ;}$$

$A$  - розрахункова площа елемента конструкції;

$$A = 80\text{м}^2, \text{ приймається за рекомендаціями [4] .}$$

В результаті проведених розрахунків маємо

$$P_B = 150 * 1 * 1,2 * 1 * 80 = 12600\text{Н.}$$

### 2.2.3. Визначення опору від ухилу шляху

Опір від ухилу підкранового шляху визначається за формулою ( плюс – рух на підйом, мінус – рух під ухилом)

$$W_{ук} = \pm V \cdot \sin \alpha, \quad (2.22)$$

де:

$V$  - сили тяжіння крана з урахуванням його підйомної сили, яка визначається за формулою:

$$V = 9,81 \cdot (m_{кр} + Q);$$

$\alpha$  - ухил шляху, град;

$$\sin \alpha \approx 0,002 \div 0,003, \text{ приймається за рекомендаціями [3] .}$$

Сила тяжіння крана з урахуванням його підйомної сили дорівнює

$$V = 9,81 \cdot (152000 + 40000) = 1885482 \text{ Н.}$$

Після проведених розрахунків отримуємо числове значення опору, від ухилу підкранового шляху:

$$W_{ук} = 1885482 \cdot 0,0025 = 4713,7 \text{ Н.}$$

**2.2.4. Визначення опору пересування крану на прямолінійному рейковому шляху**

Опір пересування крана на прямолінійному рейковому шляху визначається за формулою:

$$W_n = W_T + P_{\epsilon} + W_{ук} \quad (2.23)$$

де:

$W_T$  опір тертя ковзання в цапфах коліс і тертя качення коліс об рейку, Н;

$W_{ук}$  опір від ухилу шляху, Н;

$P_{\epsilon}$  вітрове навантаження на кран, Н.

Після проведених розрахунків отримуємо числове значення опору

$$W_n = 12242,88 + 12600 + 4713,7 = 29556 \text{ Н.}$$

### 2.2.5. Визначення числа ходових коліс

Розрахунок необхідного числа ходових коліс в крані визначається так

$$n \geq \frac{P_{\max}}{[P]} \quad (2.24)$$

де:

$P_{\max}$  – максимальне навантаження на опору, яке визначається за формулою:  $[P] = 200 - 340 \text{ кН}$ .

$$P_{\max} = \frac{9,81(m_{кр} + Q)K_{оп}}{n_{оп}}, \quad (2.25)$$

де:

$Q$  - вантажопідйомність крана, кг;

$K_{оп} = 1,4 \dots 1,6$  – коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження на опори крана.

$n_{оп}$  – число опор,  $n_{оп} = 4$ .

Після проведених розрахунків отримуємо числове значення максимального навантаження і необхідне число коліс

$$P_{\max} = \frac{9,81(152000 + 40000) \cdot 1,4}{4} = 639232 \text{ Н};$$

$$n \geq \frac{639,23}{320} = 2.$$

### 2.2.6. Перевірка ходових коліс на відсутність буксування

Для відсутності буксування необхідно, щоб сила зчеплення приводних коліс з рейкою  $F_{\text{сц}}$  була більшою тягового зусилля на їхньому ободі  $U$ , яка визначається за формулою:

$$F_{\text{сц}} = \mu_{\text{сц}} \cdot P_{\text{пр}} > U. \quad (2.26)$$

де:

$\mu_{\text{сц}}$  – коефіцієнт зчеплення приводних коліс з рейкою;

$P_{\text{пр}}$  – сумарне навантаження на приводні колеса, яке визначається за формулою:

$$P_{\text{пр}} = \frac{9,81 \cdot (m_{\text{кр}} + Q) \cdot m_{\text{нк}}}{m_{\text{к}}}. \quad (2.27)$$

де:

$m_{\text{нк}}$  – число приводних коліс,  $m_{\text{нк}} = 4$ ,

$m_{\text{к}}$  – число ходових коліс,  $m_{\text{к}} = 8$ ,

Після числових розрахунків знаходимо сумарне навантаження на приводні колеса та силу зчеплення з рейками:

$$P_{\text{пр}} = \frac{9,81 \cdot (152000 + 40000) \cdot 4}{8} = 941760 \text{ Н};$$

$$F_{\text{сц}} = 0,13 \cdot 941760 = 122428,8 \text{ Н}.$$

Тягове зусилля на ободі приводних коліс визначається за формулою

$$U = W_m^{HK} + W_{ук} + P_u \quad (2.28)$$

де:

$W_m^{HK}$  – опір тертя в приводних і холостих колесах

$P_u$  – сила інерції поступального руху мас визначається так

$$W_m^{HK} = W_m - P_{np} f_o^{\min} \quad (2.29)$$

Після проведених розрахунків опір тертя в приводних або холостих колесах дорівнює

$$W_m^{HK} = 12242,88 - 941760 \cdot 4,6 \cdot 10^{-3} = 7910,8 \text{ Н},$$

де:

$f_o^{\min}$  – коефіцієнт опору руху без урахування опору від перекосу візка з приводними колесами, який має вигляд

$$f_o^{\min} = \frac{f_o}{c}, \quad (2.30)$$

де  $c = 1,3 \dots 1,5$ , визначається з рекомендацій [3].

Коефіцієнт опору дорівнює

$$f_o^{\min} = \frac{0,0065}{1,4} = 4,6 \cdot 10^{-3}.$$

Сила інерції при переміщенні крана визначається за формулою

$$P_u = (m_{кр} + Q) \cdot \frac{v_{np}}{t_p}. \quad (2.31)$$

де:

$v_{\text{пр}}$  – швидкість пересування крана, м/с;

$t_p$  – час розгону крана:  $t_p = 3 - 5$  с.

Після числових розрахунків маємо

$$P_u = (152000 + 40000) \cdot \frac{1}{4} = 48000 \text{ Н.}$$

Тягове зусилля на ободі приводних коліс дорівнює

$$U = 7910,8 + 4713,7 + 48000 = 60624,5 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт запасу зчеплення визначається за формулою:

$$n = \frac{F_{\text{сц}}}{U} \geq 1,1.$$

Після проведених розрахунків отримуємо коефіцієнт запасу зчеплення

$$n = \frac{122428,8}{60624,5} = 2,02.$$

З отриманих розрахунків маємо, що зчеплення коліс з рейкою є задовільним, бо виконана умова

$$n = 2,02 \geq 1,1.$$

### 2.2.7. Визначення потужності електродвигуна

Потужність електродвигуна приводу визначається за формулою

$$N_{\text{СТ}} = \frac{\sum N_{\text{СТ}}}{Z}, \quad (2.32)$$

$z$  - число двигунів, для кранів вантажопідйомністю більше 5т,  $z = 4$ .

Сумарна потужність визначається за формулою:

$$\sum N_{CT} = \frac{W_{II} \cdot v_{np}}{\eta}, \quad (2.33)$$

Після підстановки числових значень отримуємо:

$$\eta = 0,85 \div 0,95 ;$$

$$\sum N_{CT} = \frac{29556 \cdot 1}{0,94} = 31,4 \text{ кВт};$$

$$N_{CT} = \frac{31,4}{4} = 7,9 \text{ кВт}.$$

#### 2.2.8. Визначення частоти обертання колеса

Механізм пересування козлового крана виконаний без редукторів з високооборотними двигунами, для яких частота обертання визначається за формулою і приймає значення:

$$n = \frac{v_{np}}{\pi \cdot D_K};$$

$$n = \frac{1}{3,14 \cdot 0,71} = 0,45 \text{ об/с}. \quad (2.34),$$

Крутний момент на валу електродвигуна визначається за формулою

$$M_{кр} = \frac{N_{CT}}{\omega_k} \quad (2.35)$$

$$\omega_{\kappa} = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,45 = 2,83 \text{ c}^{-1}$$

Після проведення числових розрахунків крутний момент на валу електродвигуна дорівнює

$$M_{\kappa p} = \frac{7,9}{2,83} = 2,79 \text{ кНм}$$

Характеристика приводу механізму пересування крана наведена в табл.

2.2

Таблиця 2.2.

### Характеристика приводу механізму пересування

Параметр	Значення
Потужність електродвигуна, кВт	7,9
Момент на валу електродвигуна, Нм	2790
Частота обертання валу електродвигуна, об/с	0,45
Кутова швидкість валу електродвигуна, рад./	2,83

## РОЗДІЛ III. Динамічний аналіз механізму переміщення кранового візка

### 3.1. Побудова динамічної моделі кранового візка

Для проведення динамічного аналізу кранового візка з вантажем вибрано двомасову динамічну модель (рис.3.1). В цій моделі перша маса  $m_{п1}$  включає в себе масу візка, до якої приєднана інерційна маса приводу переміщення візка, а другою масою  $m_{п2}$  виступає маса вантажу разом з захватним пристроєм. Маса  $m_{п1}$  і  $m_{п2}$  з'єднані між собою гнучким підвісом вантажу (поліспастром) довжиною  $l$ . На масу  $m_{п1}$  діє рушійна сила від приводного механізму  $F_{п1}$ , а також сила опору переміщенню візка  $F_{п2}$ . Параметри  $m_{п1}$ ,  $m_{п2}$ ,  $F_{п1}$ ,  $F_{п2}$  і  $l$  називаються параметрами динамічної моделі кранового візка з вантажем.

В такій динамічній моделі кранового візка з вантажем (рис.3.1) за узагальнені координати прийняті координати центрів мас візка та вантажу відповідно  $x_1$  та  $x_2$ .

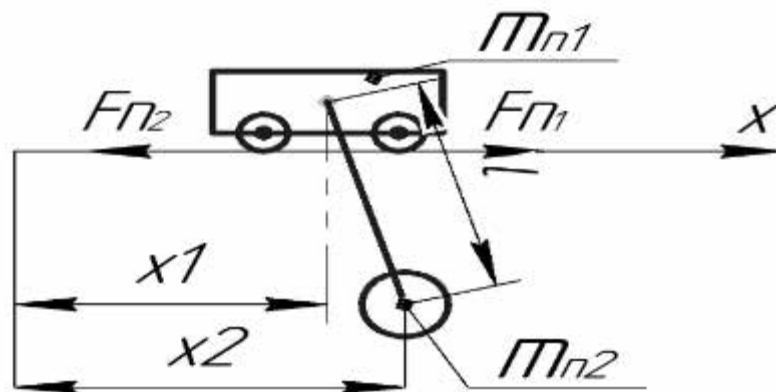


Рисунок 3.1. Двомасова динамічна модель кранового візка з вантажем

В динамічній моделі кранового візка треба визначити її параметри. Для цього представимо кінематичну схему приводу переміщення вантажного візка козлового крана (рис.3.2). На цій схемі прийняті такі позначення: 1 – приводний електродвигун; 2 – пружна муфта з гальмівним шківом; 3 – колодкове гальмо; 4 – редуктор; 5 – пари ходових коліс, ті, що з'єднані з вихідним валом редуктора, є приводними; 6 – рамна конструкція візка.

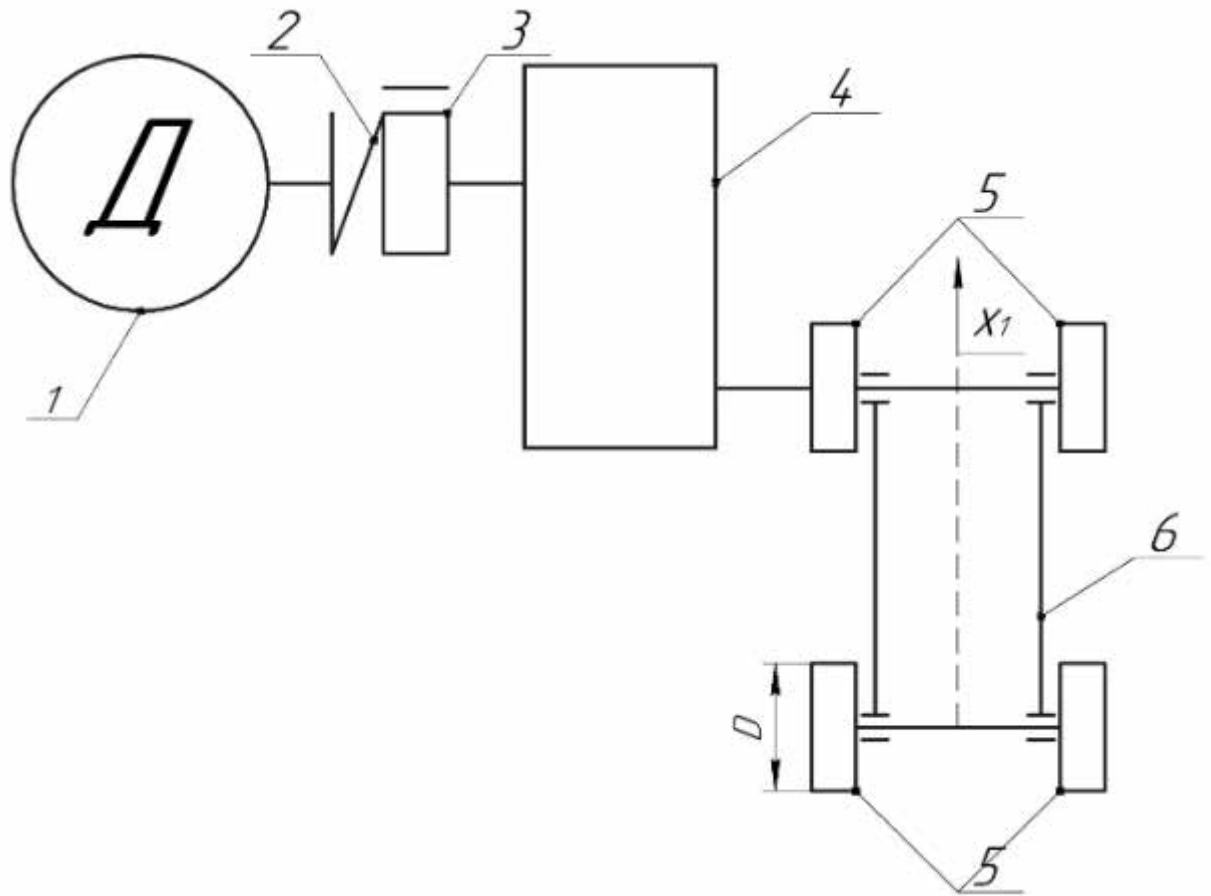


Рисунок 3.2.- Кінематична схема приводу механізму переміщення візка:  
 1 – електродвигун, 2 – муфта з гальмівним шківом, 3 – гальмо, 4 – редуктор,  
 5 – пари ходових коліс, 6 – візок,  $D$  – діаметр ходового колеса.

Зведена маса  $m_{п1}$  визначається з умови рівності кінетичних енергій реальної системи візка (рис.3.2) і його динамічної моделі (рис.3.1).

$$T_p = T_m, \quad (3.1)$$

де  $T_p$  – кінетична енергія кранового візка без вантажу;

$T_m$  - кінетична енергія першої приведеної маси динамічної моделі ;

Кінетична енергія першої зведеної маси визначається так:

$$T_m = \frac{1}{2} m_{п1} * \dot{x}_1^2. \quad (3.2)$$

Кутова швидкість приводного колеса візка визначається за формулою

$$\omega_K = \frac{2\dot{x}_1}{D}.$$

Швидкість ротора електродвигуна визначається так:

$$\omega_{дв} = \omega_K * u = \frac{2\dot{x}_1}{D} u.$$

Кінетична енергія реальної системи кранового візка визначається так:

$$T_p = \frac{1}{2} (J_p + J_{M-\Gamma}) \omega_{дв}^2 \delta + \frac{1}{2} J_K \omega_K^2 + \frac{1}{2} m_B \dot{x}_1^2 = \frac{1}{2} \delta (J_p + J_{M-\Gamma}) \frac{4\dot{x}_1^2}{D^2} u^2 + J_K \frac{4\dot{x}_1^2}{D^2} + \frac{1}{2} m_B \dot{x}_1^2;$$

$$T_p = \frac{\dot{x}_1^2}{2} \left[ \delta (J_p + J_{M-\Gamma}) \frac{4u^2}{D^2} + \frac{8J_K}{D^2} + m_B \right]. \quad (3.3)$$

Прирівняємо вирази (3.2) і (3.3) для визначення зведеної маси  $m_{П1}$ :

$$\frac{1}{2} m_{П1} \dot{x}_1^2 = \frac{\dot{x}_1^2}{2} \left[ 4\delta (J_p + J_{M-\Gamma}) \frac{u^2}{D^2} + \frac{8J_K}{D^2} + m_B \right].$$

З отриманого рівняння маємо:

$$m_{П1} = \left[ 4\delta (J_p + J_{M-\Gamma}) \frac{u^2}{D^2} + \frac{8J_K}{D^2} + m_B \right], \quad (3.4)$$

де  $\delta = 1,1$  – коефіцієнт який враховує інерційність елементів редуктора;

$J_p$  – момент інерції ротора електродвигуна приводного механізму, який дорівнює:

$$J_p = 1,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$J_{M-\Gamma}$  – момент інерції муфти з гальмом дорівнює:

$$J_{M-\Gamma} = 0,79 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$J_K$  – момент інерції колісної пари візка визначається за формулою:

$$J_K = \frac{m_B}{2} * \frac{D^2}{4} = \frac{m_B}{8} D^2$$

і дорівнює

$$J_K = \frac{m_B}{8} D^2 = \frac{2100}{8} 0,25^2 = 16,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де  $m_B$  – маса візка;

$D$  – діаметр колеса;

$x_1, x_2$  – координати центрів мас візка і вантажу;

$l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу;

$m$  – маса вантажу;

$m_{з.п.}$  – маса захватного пристрою;

$F_{П1}$  – рушійна сила приводного електродвигуна, зведена до приводного колеса.

Рушійна сила визначається з умови рівності потужностей сил реального механізму і сил динамічної моделі.

$$P_M = P_p. \quad (3.5)$$

Потужність сили динамічної моделі має вигляд:

$$P_M = F_{п1} * \dot{x}_1. \quad (3.6)$$

Потужність сил реального моделі визначається так:

$$P_p = M_{дв} * \omega_{дв} = M_{дв} * \frac{2\dot{x}_1}{D} u. \quad (3.7)$$

Прирівнюючи вирази (3.6) і (3.7), маємо:

$$F_{п1} \dot{x}_1 = M_{дв} \frac{2\dot{x}_1}{D} u.$$

З отриманого рівняння знаходимо зведену рушійну силу приводу механізму переміщення:

$$F_{п1} = \frac{2M_{дв}u}{D} \eta, \quad (3.8)$$

де  $\eta$  – ККД від електродвигуна приводу до приводних коліс візка, який приймає значення:

$$\eta = 0,93.$$

Зведена сила опору визначається так:

$$F_{п2} = (m_b + m + m_{з.п.}) g * f * K_p, \quad (3.9)$$

де  $f$  і  $K_p$  - коефіцієнти, які дорівнюють:

$$f = 0,01; \quad K_p = 2,5.$$

Момент на валу електродвигуна визначається за формулою Клосса:

$$M_{дв} = \frac{2M_{кр}}{\frac{S}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{S}}. \quad (3.10)$$

Номінальний момент на валу електродвигуна визначається за формулою:

$$M_H = \frac{P_H}{\omega_H}.$$

Кутова швидкість електродвигуна має вигляд:

$$\omega_H = \frac{\pi n_H}{30}.$$

Критичний момент електродвигуна визначається так:

$$M_{кр} = M_H \lambda ,$$

$\lambda$  – коефіцієнт перенавантаження електродвигуна дорівнює:

$$\lambda = 2,5.$$

$S = 1 - \frac{\omega_{дв}}{\omega_H}$  – біжуче ковзання двигуна;

$S_H$  – номінальне ковзання двигуна, яке визначається так:

$$S_H = 1 - \frac{\omega_{дв}}{\omega_0} ;$$

$S_{кр}$  – критичне ковзання електродвигуна, визначається так:

$$S_{кр} = S_H \left( \lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right).$$

### 3.2. Побудова математичної моделі кранового візка

На основі динамічної моделі за допомогою принципу Даламбера розроблено математичну модель руху візка. Для цього розглянуто динамічну рівновагу сил, включаючи сили, інерції, що діють на маси  $m_{п1}$  і  $m_{п2}$ . Після чого отримали систему диференціальних рівнянь другого порядку

$$\begin{cases} m_{п1} * \ddot{x}_1 = F_{п1} - \frac{m_{п2}g}{l} (x_1 - x_2) - F_{п2} \\ m_{п2} * \ddot{x}_2 = \frac{m_{п2}g}{l} (x_1 - x_2) \end{cases}, (3.11)$$

де  $g = 9,81 \frac{м}{с^2}$  – прискорення вільного падіння.

З залежності (3.8) і (3.10), знайдемо рушійну силу приводного електродвигуна, зведену до маси  $m_{п1}$  динамічної моделі візка з вантажем:

$$F_{п1} = \frac{2M_{дв} u}{D} \eta = \frac{4M_{кр} u}{D \left[ \frac{S}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{S} \right]} = \frac{4\lambda M_H u \eta}{D \left[ \frac{1 - \frac{2x_1 u}{D\omega_0}}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{1 - \frac{2x_1 u}{D\omega_0}} \right]}$$

В результаті підстановки отриманої залежності рушійної сили в систему (3.11) отримаємо кінцевий вигляд системи диференціальних рівнянь руху кранового візка:

$$\begin{cases} m_{п1} * \ddot{x}_1 = \frac{4\lambda M_H u \eta}{D \left[ \frac{1 - \frac{2x_1 u}{D\omega_0}}{S_{кр}} + \frac{S_{кр}}{1 - \frac{2x_1 u}{D\omega_0}} \right]} - \frac{m_{п2}g}{l} (x_1 - x_2) - F_{п2} \\ \ddot{x}_2 = \frac{g}{l} (x_1 - x_2) \end{cases} (3.12)$$

Система диференціальних рівнянь руху є нелінійною системою руху візка з вантажем, в якій нелінійність визначається нелінійністю рушійної сили приводного електродвигуна. Цю систему рівнянь не можна проінтегрувати аналітичними методами, тому використаємо чисельний метод з використанням комп'ютерної програми. Для розв'язування системи рівнянь (3.12) та побудови відповідних графічних залежностей, що описують рух механізму переміщення візка з вантажем, використаємо комп'ютерну програму у програмному середовищі Wolfram Mathematica.

### 3.3. Результати динамічного аналізу руху візка з вантажем

Після проведених розрахунків математичної моделі кранового візка з вантажем отримано графічні залежності кінематичних (рис.3.3 – 3.5), динамічних (рис.3.6) та енергетичних (рис.3.7) характеристик

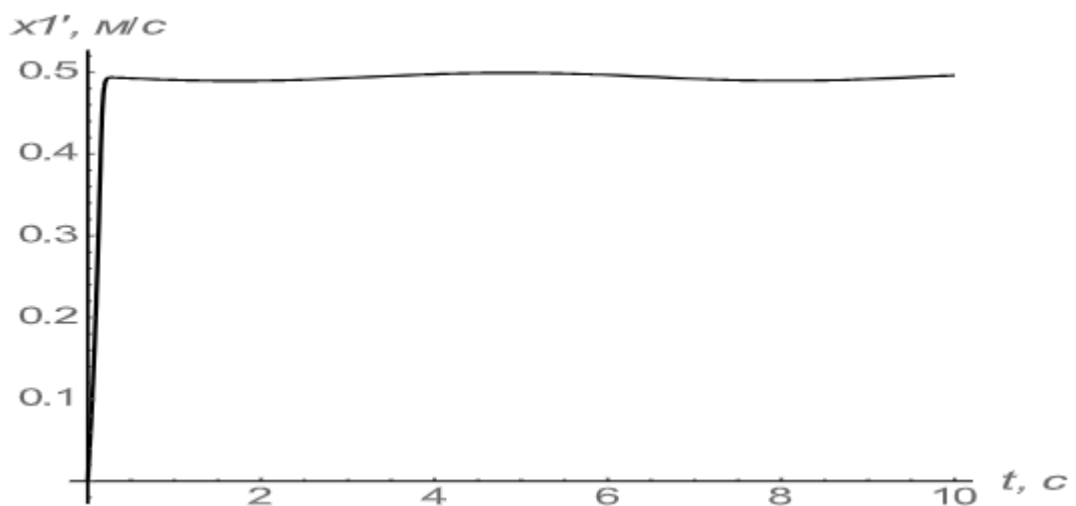
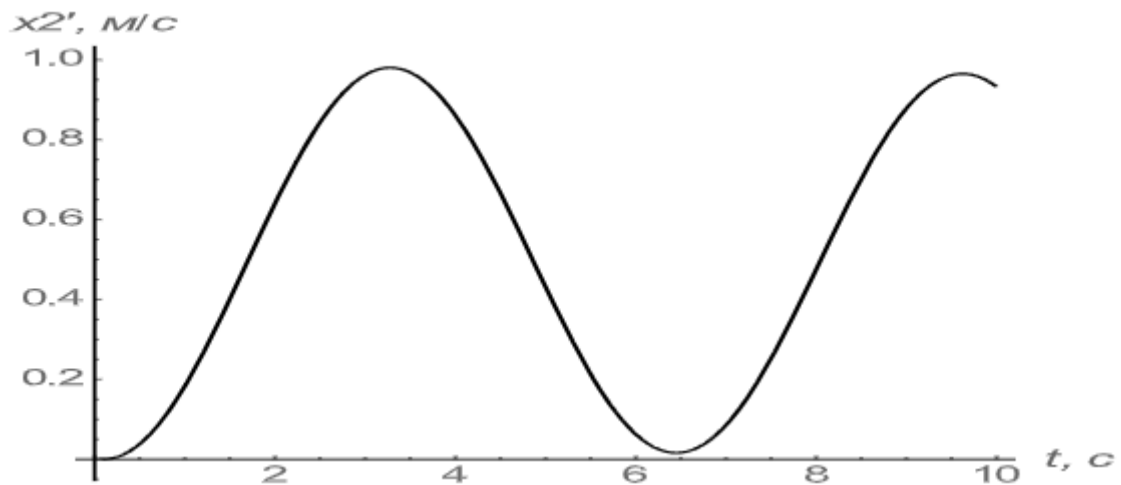


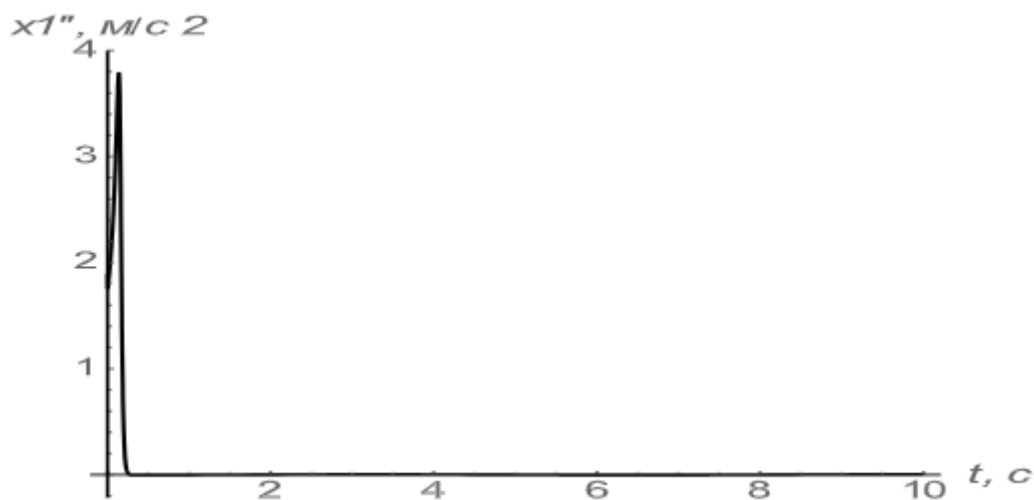
Рисунок 3.3. Графік швидкості візка

Швидкість візка (рис.3.3) різко зростає до усталеного значення, де мають місце гармонічні коливання.



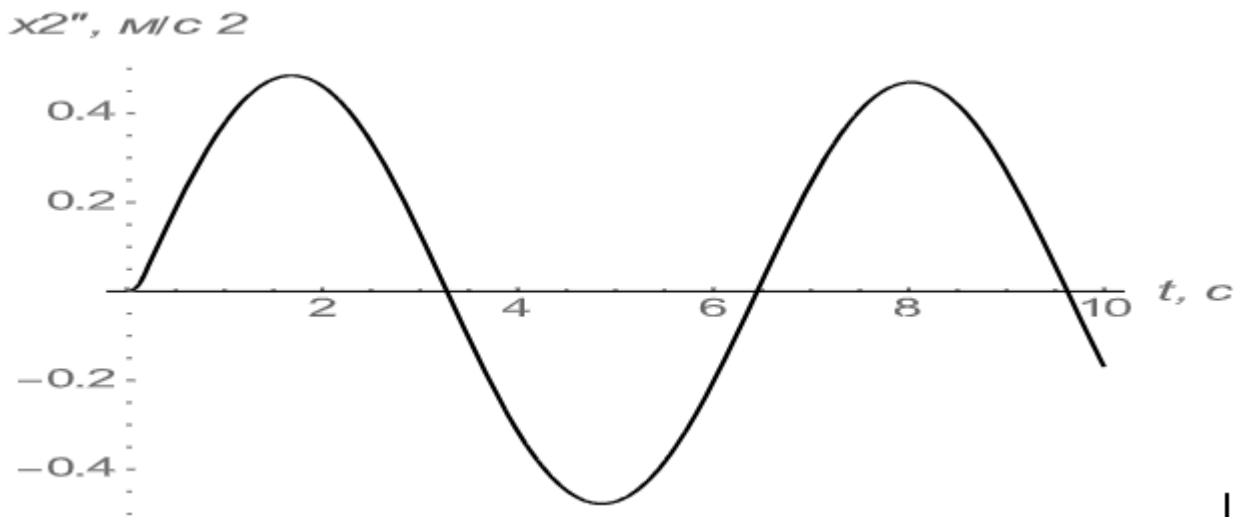
*Рисунок 3.4. Графік швидкості руху вантажу*

З графіку швидкості вантажу на рис.3.4 видно, що відбувається значні коливання швидкості вантажу, амплітуда коливань яких близька з усталеної швидкості візка. Спочатку починає рухатися візок, а потім рухається вантаж. Спочатку вантаж відстає від візка, а з часом його випереджає, тобто має місце коливальний процес.



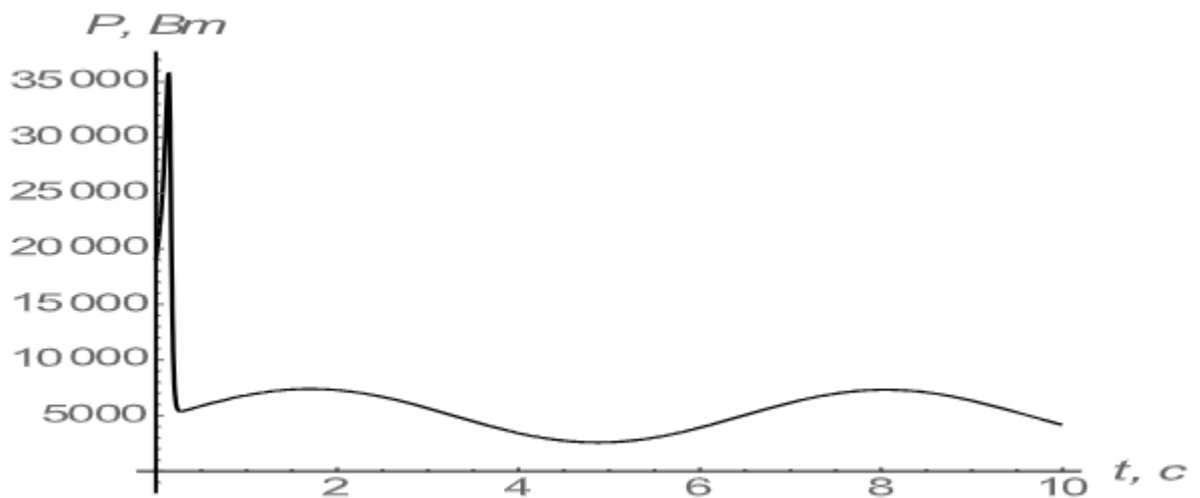
*Рисунок 3.5. Графік пришвидження візка*

З графіку пришвидження візка (рис.3.5.) видно, що воно різко зростає до максимальної величини  $3,8 \text{ м/с}^2$ , а потім різко спадає до нульового значення. При усталеному русі спостерігаються майже непомітні коливання.



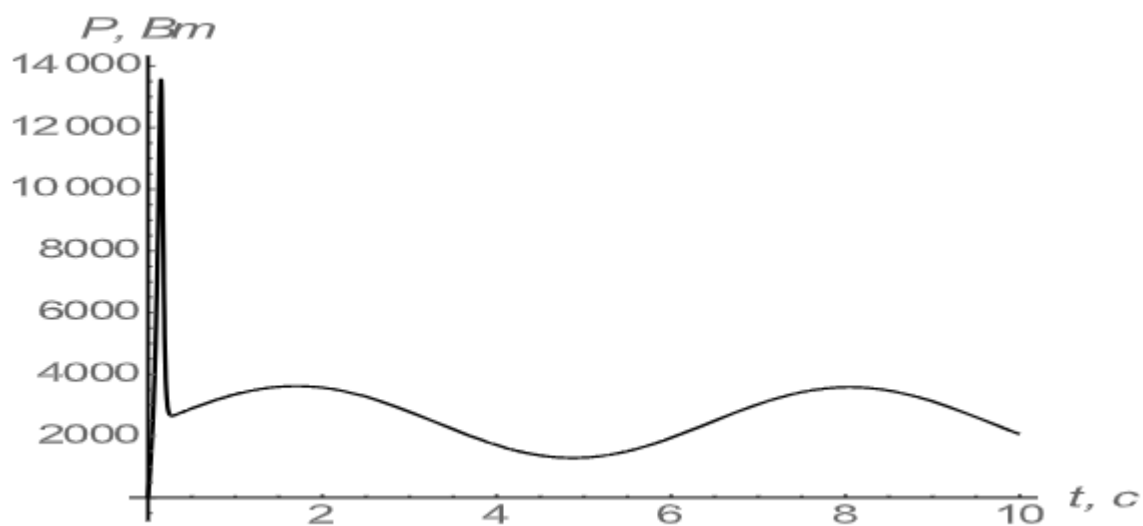
*Рисунок 3.6. Графік пришвидшення вантажу*

З рис.3.6 видно, що пришвидшення вантажу здійснює синусоїдальні практично незатухаючі коливання. При цьому максимальне значення пришвидшення вантажу досягає  $0,45 \text{ м/с}^2$ .



*Рисунок 3.7. Графік потужності приводу візка*

Потужність приводу візка (рис.3.7) різко зростає в процесі пуску до максимальної величини 35 кВт, а потім спадає до усталеного значення 5 кВт, де спостерігаються коливання потужності за рахунок коливань вантажу.



*Рисунок 3.8. Графік зміни рушійної сили приводу*

Рушійне зусилля (рис.3.8) різко зростає в процесі пуску до максимальної величини 13,5 кН, а потім спадає до усталеного значення зі значними синусоїдальними коливаннями.

## РОЗДІЛ IV. Оптимізація режиму руху кранового візка

### 4.1. Вибір критерію оптимізації режиму руху

В процесі оптимального керування крановими візками параметром керування обирають один із трьох параметрів: швидкість руху візка, його прискорення або рушійне зусилля приводу.

Проведемо аналіз вибору кожного з цих параметрів для кранового візка. При виборі параметром керування швидкості руху візка режимом керування є кусково-стала функція і її досить важко реалізувати на крані з асинхронним електродвигуном. Виходячи з цього, обрати швидкість руху візка, як параметр керування для кранового візка козлового крана є недоцільним і практично важко здійснити на практиці.

Для козлового крану з жорстким підвісом вантажу не важливо, який з параметрів обирати для процесу керування, оскільки пришвидшення візка та рушійне зусилля приводу лінійно залежать між собою. Для козлового крану з гнучким підвісом вантажу пришвидшення візка залежить не тільки від рушійного зусилля приводу, а і від взаємодії з вантажем, положення якого залежить від положення вантажу та співвідношення між масами вантажу та візка.

При виборі параметром керування пришвидшення візка, то для його максимальної швидкодії пришвидшення візка повинно бути сталою величиною та максимально допустимим на кожному етапі незалежно від положення вантажу. При такому підході вплив вантажу на швидкість візка не береться до уваги, що приводить до суттєвих похибок руху візка в порівнянні з його реальним рухом. Оскільки дія вантажу приводить до гальмування або до пришвидшення руху візка. В зв'язку з чим є проблема вибору значення максимально допустимого пришвидшення візка, оскільки в першому випадку необхідно збільшувати максимальне пришвидшення, а в другому – зменшувати його максимальне значення.

В цих випадках виникає проблема нераціонального використання приводного механізму або його значного перевантаження. Такий режим керування рухом не приводить до максимального скорочення тривалості циклу руху. Крім того, щоб реалізувати стале пришвидшення на крановий візок необхідно обладнати спеціальним регулювальним пристроєм.

Вирішення задачі оптимального керування рухом кранового візка найбільш доцільно шляхом вибору за параметр керування рушійного зусилля приводу. При такому керуванні рушійне зусилля обмежується, однак воно має природний характер в порівнянні з обмеженням пришвидшення візка. Таке пришвидшення визначається потужністю приводного механізму, умовами зчеплення ходових коліс з рейками та вимогами міцності приводу та конструкції візка. Звідси видно, що швидкість та пришвидшення візка змінюються залежно від характеру зміни рушійного зусилля та взаємодії руху вантажу та візка. Таке керування приводить до ускладнення розв'язання задачі, але отриманий режим керування рухом можна вважати оптимальним з позицій швидкодії.

Виходячи з вище наведеного аналізу критеріїв оптимізації приходимо до висновку, що найбільш доцільно обрати за критерій оптимізації режиму руху кранового візка з вантажем середньоквадратичне значення рушійного зусилля приводу за час процесу пуску. Такий критерій оптимізації можна представити в наступному вигляді:

$$F_{\text{пуск}} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} F_{n1}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (4.1)$$

де  $t$  - час;  $t_1$  - тривалість перехідного процесу (пуску, гальмування) руху візка з вантажем.

При розв'язуванні задачі оптимального керування рухом візка з вантажем застосуємо двомасову динамічну модель, яка була більш детально розглянута в другому розділі магістерської роботи. Вибрану динамічну модель

представимо математичною моделлю, що описується системою звичайних диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} m_{п1} x''_1 = F_{п1} - \frac{mg}{l} (x_1 - x)_{Fп2} \\ mx''_2 = \frac{mg}{l} (x_1 - x) \end{cases} .$$

Перетворимо наведену вище систему рівнянь і запишемо їх в такому виді:

$$\begin{cases} m_{п1} x_1'' = F_{п1} - \frac{mg}{l} (x_1 - x)_{Fп2} \\ x_2'' = \frac{g}{l} (x_1 - x) \end{cases} . (4.2)$$

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (4.2) виразимо лінійну координату візка через координату вантажу, після чого будемо мати:

$$\begin{aligned} x_1 &= x + \frac{ml}{mg} x'' ; \\ x_1 &= x + \frac{l}{g} x'' . (4.3) \end{aligned}$$

Продиференціювавши двічі за часом вираз (4.3), отримаємо швидкість та пришвидшення візка, які мають такий вигляд:

$$x_1' = x' + \frac{l}{g} x''' ; (4.4)$$

$$x_1'' = x'' + \frac{l}{g} x'''' . (4.5)$$

В результаті підстановки виразів (4.2)...(4.5) в перше рівняння системи (4.2) отримаємо одне диференціальне рівняння четвертого порядку замість двох рівнянь другого порядку:

$$m_{п1} \left( x'' + \frac{l}{g} x'''' \right) = F_{п1} - mx'' - F_{п2} .$$

З останнього рівняння виразимо рушійне зусилля приводу переміщення візка, яке має вигляд:

$$F_{п1} = (m_{п1} + m) x'' + m_{п1} \frac{l}{g} x'''' + F_{п2} . (4.6)$$

Після чого виразимо підінтегральний вираз для інтегрального функціоналу (4.1), який є критерієм оптимізації:

$$f = F_{п1}^2 = \left[ (m_{п1} + m) x'' + m_{п1} \frac{l}{g} x'''' + F_{п2} \right]^2 . (4.7)$$

Таким чином, побудовано інтегральний динамічний критерій, за допомогою якого можна визначити оптимальний режим пуску кранового візка з вантажем. Цей критерій оптимізації відображає небажані властивості кранового візка з вантажем ( навантаження на привод і конструкцію крана), тому його треба мінімізувати.

#### 4.2. Оптимізація режиму пуску кранового візка з вантажем

Умовою мінімуму критерію (4.1) є рівняння Пуассона, які представляються наступним чином:

$$\frac{\delta f}{\delta x} - \frac{d}{dt} \frac{\delta f}{\delta x^I} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\delta f}{\delta x^{II}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\delta f}{\delta x^{III}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\delta f}{\delta x^{IV}} = 0; \quad (4.8)$$

Візьмемо необхідні для рівняння (4.8) похідні від виразу (4.7), після чого отримаємо:

$$\frac{\delta f}{\delta x} = 0; \quad \frac{\delta f}{\delta x^I} = 0; \quad \frac{\delta f}{\delta x^{III}} = 0;$$

Тоді:

$$\begin{aligned} \frac{\delta f}{\delta x^{II}} &= 2 \left[ (m_{п1} + m) x^{II} + m_{п1} \frac{l}{g} x^{IV} + F_{п2} \right] (m_{п1} + m); \\ \frac{\delta f}{\delta x^{IV}} &= 2 \left[ (m_{п1} + m) x^{II} + m_{п1} \frac{l}{g} x^{IV} + F_{п2} \right] m_{п1} \frac{l}{g}; \\ \frac{d^2}{dt^2} \frac{\delta f}{\delta x^{II}} &= 2 \left[ (m_{п1} + m) x^{IV} + m_{п1} \frac{l}{g} x^{IV} + 0 \right] (m_{п1} + m); \\ \frac{d^4}{dt^4} \frac{\delta f}{\delta x^{IV}} &= 2 \left[ (m_{п1} + m) x^{IV} + m_{п1} \frac{l}{g} x^{VIII} + 0 \right] m_{п1} \frac{l}{g}. \end{aligned}$$

В результаті підстановки цих виразів у рівняння (4.8) будемо мати диференціальне рівняння восьмого порядку:

$$\begin{aligned} (m_{п1} + m)^2 x^{IV} + 2 (m_{п1} + m) \left( m_{п1} \frac{l}{g} x^{IV} \right) + \left( m_{п1} \frac{l}{g} \right)^2 x^{VIII} &= 0; \\ \frac{\left( m_{п1} \frac{l}{g} \right)^2}{\left( m_{п1} \frac{l}{g} \right)^2} x^{VIII} + 2 \frac{(m_{п1} + m) \left( m_{п1} \frac{l}{g} \right)}{\left( m_{п1} \frac{l}{g} \right)^2} x^{IV} + \frac{(m_{п1} + m)^2}{\left( m_{п1} \frac{l}{g} \right)^2} x^{IV} &= 0. \end{aligned}$$

Розділимо в останньому рівнянні всі член на коефіцієнт біля найстаршої похідної, в результаті чого отримаємо таке рівняння:

$$x^{\text{VIII}} + 2 \frac{(m_{\text{п1}}+m)}{(m_{\text{п1}}l)^2} x^{\text{VI}} + \frac{(m_{\text{п1}}+m)^2}{(m_{\text{п1}}l)^2} x^{\text{IV}} = 0.$$

В отриманому рівнянні зробимо таку заміну:

$$k = \sqrt{\frac{m_{\text{п1}}+m}{m_{\text{п1}}l}} g, \quad (4.9)$$

після чого будемо мати лінійне однорідне диференціальне рівняння восьмого порядку з постійними коефіцієнтами, яке розв'язується аналітично:

$$x^{\text{VIII}} + 2k^2 x^{\text{VI}} + k^4 x^{\text{IV}} = 0, \quad (4.10)$$

де  $k$  – частота власних коливань системи «візок – вантаж».

Щоб розв'язати рівняння (4.10) побудуємо характеристичне рівняння і знайдемо його корені:

$$\begin{aligned} r^4 (r^4 + 2k^2 r^2 + k^4) &= 0; \\ r^4 = 0 &\rightarrow r^1 = r^2 = r^3 = r^4 = 0; \\ r^4 + 2k^2 r^2 + k^4 &= 0. \end{aligned}$$

В останньому рівнянні зробимо заміну  $r^2 = p$ , після чого отримаємо:

$$p^2 + 2k^2 p + k^4 = 0.$$

Корені останнього рівняння мають вигляд:

$$\begin{aligned} p_{1,2} &= -k^2 \pm \sqrt{k^2 - k^2} = -k^2 \pm 0 \rightarrow p_1 = -k^2; \quad p_2 = -k^2 \\ r_{5,6} &= \sqrt{p_1} = \sqrt{-k^2} = \pm ki; \\ r_{7,8} &= \pm ki. \end{aligned}$$

Знайдемо кореням характеристичного рівняння відповідає наступний розв'язок рівняння (4.10):

$$x = c_1 + c_2 t + c_3 t^2 + c_4 t^3 + (c_5 + c_6 t) \sin kt + (c_7 + c_8 t) \cos kt, \quad (4.11)$$

де  $c_1, c_2, \dots, c_8$  постійні інтегрування, які вираховуються з крайових умов руху системи візок-вантаж:

$$\begin{cases} t = 0: x = 0, x_1 = 0, x^I = 0, x_1^I = 0; \\ t = t_1: x^I = v, x_1^I = v, x^{II} = 0, x_1^{II} = 0 \end{cases} \quad (4.12)$$

Представимо умови (4.12) залежними лише до координати вантажу та її похідних:

$$\begin{cases} t = 0: x = 0, x^I = 0, x^{II} = 0, x^{III} = 0; \\ t = t_1: x^I = v, x^{II} = v, x^{III} = 0, x^{IV} = 0 \end{cases} \quad (4.13)$$

Візьмемо похідні за часом від виразу (4.11) до найвищої похідної, яка є в умовах (4.13), після чого отримаємо такі вирази:

$$\begin{aligned} x^I &= 0 + c_2 + 2c_3t + 3c_4t^2 + c_6 \sin kt + (c_5 + c_6t)k \cos kt + c_8 \cos kt - \\ &\quad (c_7 + c_8t)k \sin kt; \\ x^I &= c_2 + 2c_3t + 3c_4t^2 + (c_6 - c_7k - c_8kt) \sin kt + (c_8 + c_5k + c_6kt) \cos kt; \\ x^{II} &= 0 + 2c_2 + 2 * 3c_4t^{(2-1)} - c_8k \sin kt + (c_6 - c_7k - c_8kt)k \cos kt + \\ &\quad c_6k \cos kt - (c_8 + c_5k + c_6kt)k \sin kt; \\ x^{II} &= 2c_3 + 6c_4t - (2c_8 + c_5k + c_6kt)k \sin kt + (2c_6 - c_7k - c_8kt)k \cos kt; \\ x^{III} &= 0 + 6c_4 - c_6k^2 \sin kt - (2c_8 + c_5k + c_6kt)k^2 \cos kt - c_8k^2 \cos kt - \\ &\quad (2c_6 - c_7k - c_8kt)k^2 \sin kt; \\ x^{III} &= 6c_4 - (3c_6 - c_7k - c_8kt)k^2 \sin kt - (3c_8 + c_5k + c_6kt)k^2 \cos kt; \\ x^{IV} &= 0 + c_8k^3 \sin kt - (3c_6 - c_7k - c_8kt)k^3 \cos kt - c_6k^3 \cos kt + \\ &\quad (3c_8 + c_5k + c_6kt)k^3 \sin kt; \\ x^{IV} &= (4c_8 + c_5k + c_6kt)k^3 \sin kt - (4c_6 - c_7k - c_8kt)k^3 \cos kt. \end{aligned} \quad (4.13)$$

В результаті підстановки в залежності (4.14) крайових умов (4.13), отримаємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь для знаходження постійних  $c_1, c_2, \dots, c_8$ ,

коли  $t = 0$ :

$$0 = c_1 + c_7;$$

$$0 = c_2 + c_5k + c_8;$$

$$0 = 2c_3 + (2c_6 - c_7k)k;$$

$$0 = 6c_4 - (3c_8 + c_5k)k^2;$$

при  $t = t_1$ :

$$\begin{aligned}
V &= c_2 + 2c_3t_1 + 3c_4t_1^2 \\
&+ (c_6 - c_6k - c_8kt_1) \sin kt_1 + (c_8 + c_5k + c_6kt_1) \cos kt_1; \\
0 &= 2c_3 + 6c_4t_1 \\
&- (2c_8 + c_5k + c_6kt_1)k \sin kt_1 + (2c_6 - c_7k - c_8kt_1)k \cos kt_1; \\
0 &= 6c_4 - (3c_6 - c_7k - c_8kt_1)k^2 \sin kt_1 - (3c_8 + c_5k + c_6kt_1)k^2 \cos kt_1; \\
0 &= (4c_8 + c_5k - c_6kt_1)k^3 \sin kt_1 - (4c_6 + c_7k + c_8kt_1)k^3 \cos kt_1. (4.15)
\end{aligned}$$

В результаті розв'язування рівнянь (4.15) знайдемо постійні інтегрування. Підставимо знайдені постійні в залежності (4.14) для знаходження кінематичних характеристик руху візка з вантажем. Після проведених розрахунків у програмному середовищі Wolfram Mathematica побудуємо графіки оптимальних кінематичних характеристик руху візка з вантажем.

#### 4.3. Результати оптимізації режиму пуску кранового візка з вантажем.

На основі проведених розрахунків побудовані графіки кінематичних (рис.4.1 – 4.2), силових (рис.4.3) та енергетичних (рис.4.4) характеристик кранового візка з вантажем при оптимальному режимі пуску. На цих рисунках криві сірого кольору відповідають характеристикам візка, а чорного – вантажу.

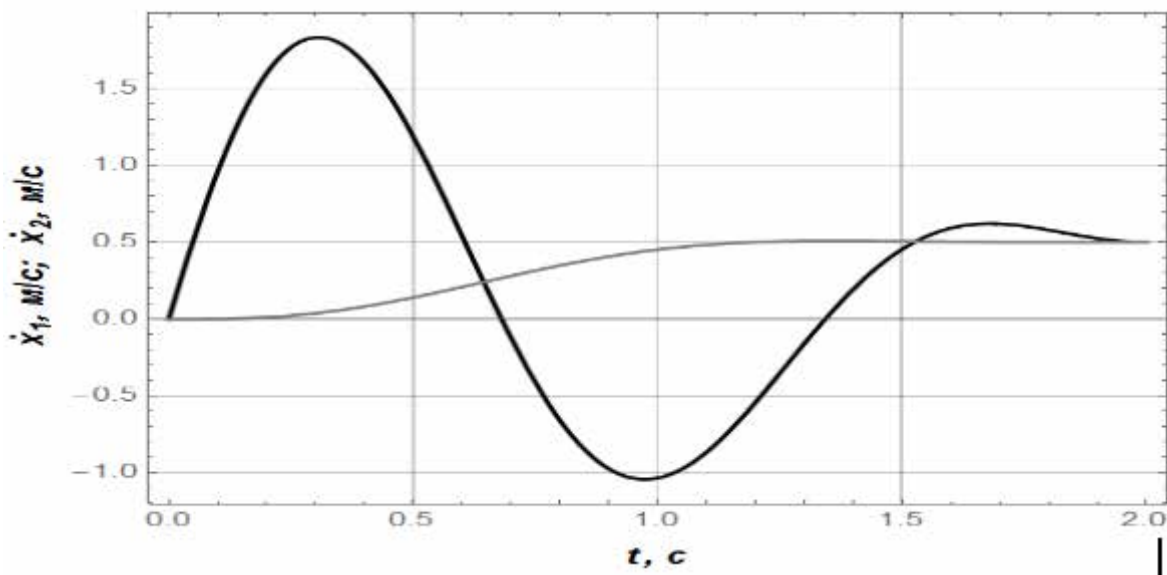


Рисунок 4.1. Графічні залежності швидкості візка та вантажу

Оптимальний режим зміни швидкості візка (рис. 4.1) показує, що вона змінюється плавно. В той же час, швидкість вантажу має значну амплітуду коливань, яка затухає до закінчення процесу пуску. При виході на приусталений рух коливання зникають.

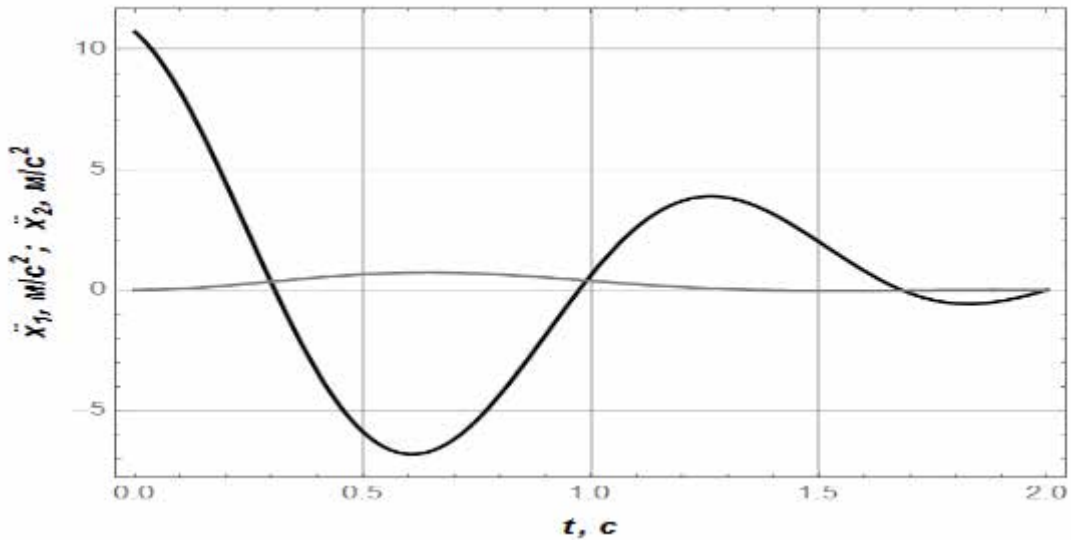


Рисунок 4.2.- Графічні залежності прискорень візка та вантажу

З рис. 4.2 видно, що прискорення візка змінюється плавно і має мале максимальне значення в порівнянні з вантажем. Крім того, прискорення вантажу змінюється в коливальному режимі має значну амплітуду коливань, затухають до кінця процесу пуску.

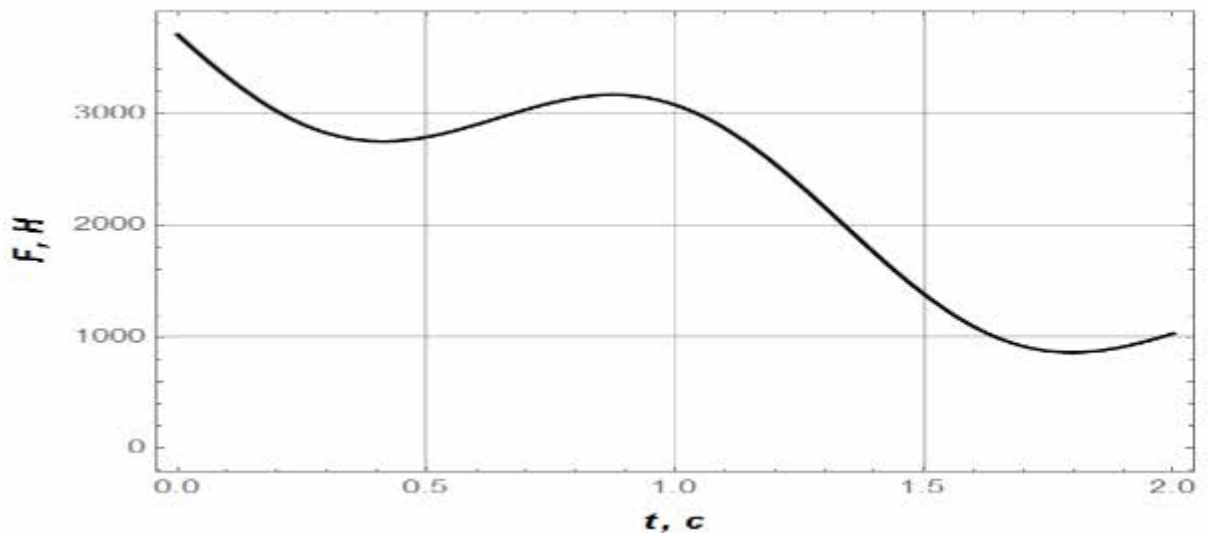
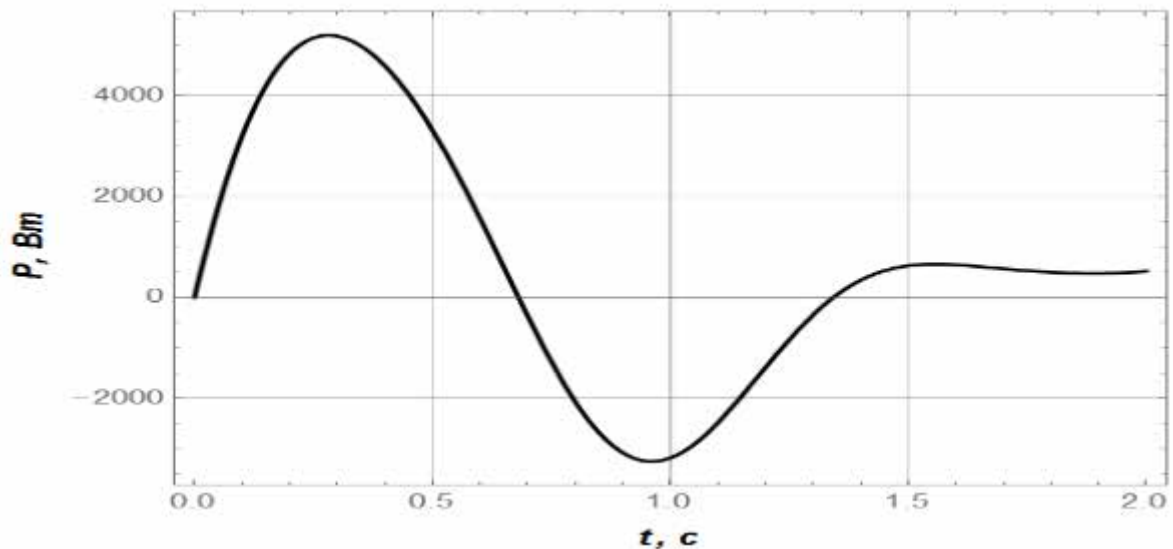


Рисунок 4.3. Графічна залежність зміни рушійного зусилля приводу

З рис. 4.3 можна побачити, що графік рушійного зусилля приводу механізму переміщення візка з гнучким підвісом вантажу при оптимальному режимі пуску показує, що рушійне засилля на початку руху приймає максимальне значення (3,8 кН) , а до кінця пуску зменшується до 1,0 кН. При цьому рушійне зусилля змінюється в коливальному режимі через коливання вантажу.



*Рисунок 4.4.- Графічна залежність потужності приводу*

З рис.4.4 видно, що потужність приводного електродвигуна механізму переміщення кранового візка з вантажем при оптимальному пуску змінюється в коливальному режимі. Потужність зростає від нульового значення до максимального, а потім спадає до усталеного значення.

## **РОЗДІЛ V. Охорона праці**

### **Загальні мінімальні вимоги безпеки до вантажопідіймальних кранів та машин**

#### **Вимоги до приладів і пристроїв безпеки**

1. Вантажопідіймальні крани та машини з машинним приводом мають бути обладнані обмежниками робочих рухів (кінцевими вимикачами) для автоматичної зупинки:

1) механізму підіймання в крайніх верхньому і нижньому положеннях вантажозахоплювального органа. Обмежник нижнього положення вантажозахоплювального органа може не встановлюватися, якщо за умовами експлуатації неможливе опускання вантажу нижче рівня, встановленого журналом нагляду (паспортом). Електричні талі, обладнані муфтою граничного моменту, можуть не обладнуватися обмежником верхнього положення вантажозахоплювального органа;

2) механізму зміни вильоту в крайніх робочих положеннях;

3) механізму пересування вантажопідіймальних кранів на рейковому ході (за винятком залізничних), їх вантажних візків, а також однорейкових візків, якщо швидкість вантажопідіймального крана (візка) перед підходом до крайнього положення може перевищити 0,5 м/с. Механізми пересування баштового, козлового кранів і перевантажувачів обладнуються обмежниками незалежно від швидкості пересування;

4) механізмів пересування вантажопідіймальних кранів (за винятком залізничних), їх вантажних візків, а також однорейкових візків, що працюють на одній колії.

Зазначені пристрої встановлюються також для обмеження ходу будь-якого іншого механізму, якщо в крайніх положеннях можливі удари з виникненням навантажень, що перевищують розрахункові або аварійні ситуації. До таких механізмів відносять механізми повертання, висування телескопічних складових частин, механізми вантажозахоплювального органа, підймання та повертання кабіни тощо.

2. Після спрацьовування обмежника робочого руху має забезпечуватися можливість руху механізму в зворотному напрямку. Подальший рух у тому самому напрямку дозволяється для механізмів:

1) пересування мостових і консольних кранів, їх вантажних візків, однорейкових візків, а також вантажних візків козлових кранів і перевантажувачів під час підходу до посадкової площадки або тупикового упору. Швидкість руху в цьому разі має бути не більше половини максимальної, а її абсолютне значення не більше 0,5 м/с;

2) зміни вильоту під час опускання стріли самохідного крана без вантажу для обслуговування, переведення в транспортне положення або під час опускання стріли для приведення крана в тимчасове неробоче положення у разі перевищення допустимої швидкості вітру робочого стану.

3. Обмежник висоти підймання має забезпечувати після зупинки вантажозахоплювального органа, що підіймався без вантажу, зазор між вантажозахоплювальним органом та упором в електричних талів не менше 50 мм, а в усіх інших механізмів підймання - не менше 200 мм. Якщо швидкість підймання більше 0,67 м/с, перед відключенням двигуна обмежником має передбачатися попередній перехід на знижену швидкість не більшу ніж 0,34 м/с.

4. У грейферних кранів з роздільним електричним приводом механізмів підймання та замикання грейфера обмежник (обмежники) має (мають) вимикати одночасно двигуни обох механізмів у разі досягнення грейфером крайнього верхнього положення.

5. Обмежник механізму пересування крана, візка або талія встановлюється таким чином, щоб накладення гальма відбувалося на відстані до упору, що дорівнює не менше половини шляху гальмування механізму, а в механізмах пересування баштових, порталних і козлових кранів і перевантажувачів - не менше повного шляху гальмування. У разі встановлення взаємних обмежників ходу механізмів пересування вантажопідіймальних кранів або їх вантажних візків, що працюють на одній колії, має виключатися зіткнення вантажопідіймальних кранів (візків). Шлях гальмування механізму пересування зазначається в журналі нагляду (паспорті) вантажопідіймального крана.

6. Крани стрілового типу, крім консольних, мають бути обладнані обмежником вантажопідіймальності (вантажного моменту), що автоматично вимикає механізми підймання вантажу та зміни вильоту у разі підймання вантажу, маса якого перевищує вантажопідіймальність, зазначену в журналі нагляду (паспорті) для цього вильоту, більше ніж на 15 % для баштових кранів (з вантажним моментом до 200 кН·м включно) та порталних кранів і більше ніж на 10 % - для інших кранів. У вантажопідіймальних кранів, що мають дві чи більше вантажні характеристики, обмежник вантажопідіймальності обладнується пристроєм для перемикання його на обрану характеристику. У баштових і порталних кранів пристрій для перемикання має опломбовуватися.

7. Дозволяється не обладнувати обмежником вантажопідіймальності (вантажного моменту) стрілові крани вантажопідіймальністю до 1 т включно або з вантажним моментом до 40 кН·м включно. У таких кранів з гідравлічним приводом захист від перевантаження має здійснюватися запобіжними клапанами гідросистеми, які мають спрацьовувати в межах робочих перевантажень крана від 100 % до 110 % розрахункової вантажопідіймальності.

8. Крани мостового типу обладнуються обмежниками вантажопідіймальності (для кожної вантажної лебідки), якщо можливе їх перевантаження за технологією виробництва. До таких вантажопідіймальних кранів (у тому числі з електричними таліями) належать: магнітні - для

перевантаження листового металу, прокату та інших монолітних вантажів; грейферні - для перевантаження скрапу, шлаку металургійного виробництва, виконання підводних робіт, розбирання без прокладних штабелів круглого лісу; контейнерні; крани для виймання бетонних виробів із форм і опоки, деревини з води тощо; крани, призначені для перевантаження ядерного палива, твердих і рідких радіоактивних відходів, радіоізотопів, пожежонебезпечних, токсичних і вибухонебезпечних вантажів. Обмежниками вантажопідймальності також обладнуються вантажопідймальні крани із змінною вздовж моста вантажопідймальністю, крани, вантажопідймальність яких обмежена, відповідно до журналу нагляду (паспорта). Обмежник вантажопідймальності кранів мостового типу (крім контейнерних кранів і кранів-штабелеукладальників мостових) має автоматично вимикати механізми підймання вантажу, якщо маса вантажу перевищує вантажопідймальність, зазначену в журналі нагляду (паспорті) крана, більше ніж на 15 %. В обґрунтованих випадках, за умови додаткової перевірки розрахунком несучої здатності крана, допускається збільшувати це значення до 25 %. Обмежник вантажопідймальності контейнерних кранів має автоматично вимикати механізми підймання вантажу, якщо маса вантажу перевищує вантажопідймальність, зазначену в журналі нагляду (паспорті) крана, більше ніж на 10 %, а кранів-штабелеукладальників мостових - на 25 %.

9. Після спрацьовування обмежника вантажопідймальності має бути можливим опускання вантажу чи ввімкнення інших механізмів для зменшення вантажного моменту.

10. Вантажопідймальні крани, вантажопідймальність яких змінюється зі зміною вильоту, обладнуються показчиком допустимої вантажопідймальності, що відповідає встановленому вильоту. Шкала (табло) показчика має бути чітко видно з робочого місця машиніста крана. Під час градування показчика вимірювання вильоту необхідно здійснювати на горизонтальному майданчику з вантажем на гаку, що відповідає цьому вильоту, а позначки вильоту робити

після зняття вантажу. Установлення покажчика не вимагається, якщо вантажопідіймальний кран обладнаний обмежником вантажопідіймальності з виконання підводних робіт, розбирання без прокладних штабелів круглого лісу індикацією вантажопідіймальності, що допускається для встановленого вильоту.

11. Стрілові самохідні крани мають бути обладнані пристроєм захисту від небезпечної напруги під час їх роботи поблизу повітряних ліній електропередачі. Як пристрій такого захисту, а також у разі роботи в обмеженому просторі дозволяється застосовувати обмежники робочих рухів і координатний захист.

12. У кабіні стрілових самохідних кранів мають бути встановлені покажчики кута нахилу крана (креноміри, сигналізатори). Якщо керування виносними опорами крана здійснюється не з кабіни, на неповоротній рамі встановлюється додатковий покажчик кута нахилу крана поблизу органів керування виносними опорами.

13. Вантажопідіймальні крани, крім тих, що керуються із підлоги з підвісного пульта, а також однорейкові візки мають бути обладнані звуковим сигнальним пристроєм, який має бути виразно чути у робочій зоні та за тональністю відрізнитися від автомобільного. У разі наявності декількох постів керування ввімкнення сигналу має бути можливе з будь-якого з них.

14. Баштові крани з висотою до верху оголовка більше 15 м, козлові крани прогоном більше 16 м, порталні крани, перевантажувачі, а також кабельні крани мають бути обладнані анемометром (або сигналізатором тиску вітру для кранів мостового типу), що автоматично вмикає звуковий сигнал у разі перевищення допустимої швидкості вітру робочого стану, зазначеної в журналі нагляду (паспорті) крана.

15. Козлові крани та перевантажувачі мають бути розраховані на максимально можливе зусилля перекоосу, що виникає під час пересування

крана, та за необхідності мають бути обладнані обмежником перекошу автоматичної дії.

16. У вантажопідіймальних кранів і машин з електроприводом (крім талів з додатковим вантажоупорним гальмом, а також вантажопідіймальних кранів і однорейкових візків з такими талями) має бути передбачений захист від падіння вантажу та стріли у разі обриву будь-якої з трьох фаз мережі живлення. Якщо спрацював захист, мають вимикатися електродвигуни механізмів підймання вантажу, зміни вильоту та замикатися гальма цих механізмів.

17. Крани мають бути обладнані пристроєм для автоматичного зняття напруги з електродвигунів механізмів і струмопроводів до них під час виходу обслуговуваного персоналу на галерею крана або на площадки з механізмами. У вантажопідіймальних кранів, що працюють у приміщенні, тролєї напругою не більше ніж 42 В у такому випадку можуть не вимикатися. У вантажопідіймальних кранів, вхід на які передбачений через галерею моста, таким блокуванням мають бути обладнані двері входу на галерею.

18. Двері для входу до кабіни керування з посадкової площадки мають бути обладнані електричним блокуванням, що не дає змоги почати пересування, якщо двері відчинені. Якщо кабіна має тамбур, таким блокуванням споряджаються його двері.

19. У кранів, оснащених вантажопідіймальними електромагнітами, що живляться від електромережі, електрична схема має бути виконана так, щоб у разі зняття напруги з крана контактами приладів та пристроїв безпеки напруга з вантажопідіймального електромагніту не знімалася, або такі крани споряджаються резервною батареєю, що має постачати енергію у випадку несправності мережі живлення і забезпечувати потрібний струм протягом щонайменше 10 хв. У разі неспроможності працівників покинути небезпечну зону протягом десяти хвилин, що забезпечується резервною батареєю, необхідно застосовувати додаткові заходи, наприклад механічний засіб

закріплення вантажу. У кабіні керування має передбачатися показчик намагнічування вантажопідіймального електромагніту, а для електромагнітів зі змінною потужністю - повного та часткового намагнічування.

20. У баштових кранів з неповотною баштою, порталних та інших кранів з кабіною керування на поворотній частині має бути передбачений пристрій (пристрої), що автоматично вимикає механізм повертання у разі відчинення люка або дверей для безпечного переходу працівників з неповотної частини на поворотну і в зворотному напрямку. Люки або двері можуть не встановлюватися за умови оснащення пристроями, що виконуватимуть зазначені функції. У вантажопідіймальних кранів з частотою обертання більше ніж 0,5 об/хв люк або двері для переходу працівників з неповотної частини на поворотну мають бути обладнані замком і кнопкою звукового сигнального пристрою.

21. У разі спрацьовування приладів і пристроїв безпеки (кінцевих вимикачів, аварійного вимикача, блокування люка, дверей кабіни тощо) їх контакти мають розривати електричне коло.

22. Вантажопідіймальні крани, крім залізничних, що пересуваються крановими коліями просто неба, обладнуються протиугінними пристроями з ручним або машинним приводом, які мають забезпечувати утримуване зусилля від дії вітрового навантаження на кран у неробочому стані, зазначене в настанові з експлуатації крана. Мостові крани, що працюють просто неба або в незахищеному від вітру місці, протиугінними пристроями можуть не обладнуватися, якщо під дією вітрового навантаження на кран у неробочому стані, допустима швидкість якого зазначена в журналі нагляду (паспорті) крана, запас гальмування механізмів пересування становить не менше 1,2. Для вантажопідіймальних кранів коли застосування протиугінних рейкових захоплювачів неможливе через конструктивні особливості кранової колії, суб'єктом господарювання мають бути вжиті інші заходи щодо унеможливлення угону вантажопідіймальних кранів вітром.

23. Протиугінні пристрої мають забезпечувати закріплення вантажопідіймального крана на всьому шляху його пересування. Ця вимога не стосується ремонтних кранів, що встановлюються на перевантажувачах і мають фіксуватися в неробочому стані, наприклад біля тупикових упорів.

24. Протиугінні пристрої з машинним приводом мають бути обладнані засобами для приведення їх у дію вручну.

25. Вантажопідіймальні крани з машинним приводом, що пересуваються крановою колією, та їхні візки, а також талі й однорейкові візки для пом'якшення можливого удару в упори або одне об одне мають бути обладнані пружними буферними пристроями.

26. Опорні й підвісні крани та їхні візки, що пересуваються рейковою колією, а також талі мають бути обладнані опорними деталями у разі поломки коліс або інших елементів ходових пристроїв. Опорні деталі мають бути встановлені також на ходових візках причіпних кабін. Опорні деталі мають установлюватися на відстані не більше 20 мм від рейок і бути розрахованими на найбільше можливе навантаження.

27. У стрілових кранів зі змінним вильотом з гнучким підвішуванням стріли мають бути встановлені упори або інші пристрої, що запобігають закиданню стріли. У баштових кранів такі пристрої повинні встановлюватися, якщо на мінімальному вильоті кут між горизонталлю та стрілою перевищує  $70^\circ$ .

28. На кінцях кранової колії вантажопідіймального крана, його вантажного візка, таля та однорейкового візка з метою унеможливлення їх сходження з рейок мають бути встановлені упори, розраховані на найбільше можливе робоче навантаження, і конструкція яких має відповідати зазначеній в настанові з експлуатації.

29. Блок настроювання обмежника вантажопідіймальності, а також реєстратор робочих параметрів, у разі його наявності, мають бути опломбовані. Місця опломбування приладів безпеки мають відповідати зазначеним в експлуатаційних документах на ці прилади.

30. У разі експлуатації крана кліматичного виконання нижче макрокліматичного району експлуатації вони мають бути обладнані пристроєм (температурним реле тощо), який унеможлиблює експлуатацію крана у разі зниження температури нижче, зазначеної в журналі нагляду (паспорті) крана, температури робочого стану. У цьому разі має бути можливість опускання вантажу.

Робота на козловому крані пов'язана з ризиком, тому до керування машиною допускаються лише особи віком від 18 років, які пройшли медичне обстеження, навчання та інструктаж. Кранівник повинен мати спеціальний допуск-наряд на виконання робіт. Стороннім особам забороняється бути присутнім на робочому майданчику. Зона роботи має бути облаштована відповідно до проекту робіт. Виробничий майданчик забезпечується попереджувальними знаками, під'їзними шляхами, окремою розвантажувально-навантажувальною та монтажною територією.

Перед роботою козловий кран повинен бути обстежений, здійснено технічний огляд електроустаткування. У процесі експлуатації необхідно також стежити за станом механізмів та апаратури. У разі виникнення чи виявлення несправності роботу негайно припинити. По завершенню вантажопідйомних операцій козловий кран повинен бути приведений у робоче положення на нульовій позиції та знеструмлений. Козловий кран – ефективне, високопродуктивне обладнання для транспортування. Завдяки надійним механізмам переміщення та підйом сировини, матеріалів та конструкцій відбувається з високою швидкістю, дозволяючи автоматизувати багато технологічних операцій на виробничих майданчиках.

Наявність різних модифікацій дозволяє використовувати відповідний тип обладнання, залежно від масштабів та складності робіт.

## РОЗДІЛ VI. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ

### Капітальні витрати

Середня вартість базової конструкції козлового крана:

$$C_{\text{баз}} = C_{\text{оп}} * K_{\text{п}} ,$$

де  $C_{\text{оп}}$  – оптова ціна козлового крана ,  $C_{\text{оп}} = 1\,360\,000$  грн.; [98];

$K_{\text{п}}$  – коефіцієнт переходу до середньої вартості,  $K_{\text{п}} = 1,12$ .

$$C_{\text{баз}} = 1\,360\,000 * 1,12 = 1\,523\,200 \text{ грн.}$$

Середня вартість конструкції після удосконалення:

$$C_{\text{мод}} = C_{\text{баз}} + C_{\text{уд}},$$

де  $C_{\text{уд}}$  – вартість удосконалення,  $C_{\text{уд}} = 123\,368$  грн. [99]

$$C_{\text{мод}} = 1\,523\,200 + 123\,368 = 1\,646\,568 \text{ грн.}$$

### Річні поточні витрати

Річні витрати розраховуються за формулою:

$$C_{\text{річн}} = C_{\text{маш.зм}} * N_{\text{зм}},$$

де  $C_{\text{маш.зм}}$  – собівартість однієї машино-зміни;

$N_{\text{зм}}$  – кількість змін в році,  $N=360$  .

Собівартість машино – зміни розраховується за формулою:

$$C_{\text{маш.зм}} = C_{\text{ам}} + C_{\text{обс}} + C_{\text{ен}} + C_{\text{то}},$$

де  $C_{\text{ам}}$  – амортизаційні витрати;

$C_{\text{обс}}$  – витрати на обслуговування персоналу;

$C_{ен}$  – енергетичні витрати;

$C_{то}$  – затрати на ТО і ремонт.

Амортизація розраховується за формулою:

$$C_{ам} = \frac{A}{N_{зм}},$$

де  $A$  – амортизаційні відрахування для повного відновлення, що розраховується для базової та модернізованої конструкцій козлового крана;

$N_{зм}$  — кількість змін в році = 360.

$$A = \frac{C_б * a}{100},$$

де  $C_б$  – середня вартість козлового крана;

$C_{баз} = 1\,523\,200$  грн.

$C_{мод} = 1\,646\,568$  грн.

$a$  – норма амортизації,  $a = 12\%$ .

$$A_{баз} = \frac{C_{баз} * a}{100} = \frac{1\,523\,200 * 12}{100} = 182\,784 \text{ грн.}$$

$$C_{ам.баз} = \frac{182\,784}{360} = 507,73 \frac{\text{грн}}{\text{машино – зміну}}$$

$$A_{мод} = \frac{C_{мод} * a}{100} = \frac{1\,646\,568 * 12}{100} = 197\,588,16 \text{ грн.}$$

$$C_{ам.мод} = \frac{197\,588,16}{360} = 548,86 \frac{\text{грн}}{\text{машино – зміну}}$$

Витрати на обслуговуючий персонал розраховується за формулою:

$$C_{обс} = N * Z_{зм} * 1,25,$$

де  $N$  – кількість обслуговуючого персоналу,  $N=1$ ;

$Z_{зм}$  – заробітна плата працівника за одну зміну, грн.,  $Z_{зм} = 920$  грн.

$$C_{обс} = 1 * 920 * 1,25 = 1\,150 \text{ грн.}$$

Енергетичні витрати розраховуються за формулою:

$$C_{ен} = W_{ен} * S_{1кВт},$$

де  $W_{ен}$  – споживання електроенергії крана,  $\frac{\text{кВт}}{\text{машинно – зм}}$

$S_{1кВт}$  – вартість одного кіловата електроенергії,  $S_{1кВт} = 4,32$  грн. [100]

$$W_{\text{ен}} = \frac{N_{\text{ном}} * t_{\text{зм}} * K_{\text{см}} * K_{\text{в}} * K_{\text{дм}} * K_{\text{п}}}{\eta},$$

де  $N_{\text{ном}}$  – номінальна потужність двигуна,  $N_{\text{ном}} = 75$  кВт;

$K_{\text{зм}}$  – число змін,  $K_{\text{зм}}=3$ ;

$K_{\text{в}}$  – коефіцієнт використання двигуна по часу,  $K_{\text{в}} = 0,86$ ;

$K_{\text{дм}}$  – коефіцієнт використання двигуна за потужністю,  $K_{\text{дм}} = 0,6$ ;

$K_{\text{п}}$  – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії,  $K_{\text{п}} = 1,05/1,1$ ;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії двигуна при його завантаженні,  $\eta=0,8$ .

$$W_{\text{ен}} = \frac{75 * 8 * 3 * 0,86 * 0,6 * 1,1}{0,8} = 1\,277,1 \frac{\text{кВт}}{\text{машино – зміну}}$$

$$C_{\text{ен.баз}} = 1\,277,1 * 4,32 = 5\,517,072 \frac{\text{грн}}{\text{машино-зміна}},$$

$$C_{\text{ен.мод}} = 5\,517,072 * 2 = 11\,034,144 \frac{\text{грн}}{\text{машино-зміна}}.$$

Витрати на ТО і ремонт, приймаємо 13% від середньої вартості козлового крану:

$$C_{\text{то}} = \frac{C_{\text{баз}} * 0,13}{N_{\text{зм}}},$$

Для базової конструкції:

$$C_{\text{то.баз}} = \frac{1\,523\,200 * 0,13}{360} = 549,28 \frac{\text{грн}}{\text{машино – зміну}}$$

Для модернізованої конструкції:

$$C_{\text{то.мод}} = \frac{1\,646\,568 * 0,13}{360} = 594,59 \frac{\text{грн}}{\text{машино – зміну}}$$

Підсумок собівартості машино – зміни:

Для базової конструкції:

$$C_{\text{маш-зм}} = 507,73 + 1\,150 + 5\,517,072 + 549,28 = 7\,724,082 \frac{\text{грн}}{\text{машино – зміну}}$$

Для модернізованої конструкції:

$$C_{\text{маш-зм.мод}} = 548,86 + 1\,150 + 11\,034,144 + 594,59 = 13\,327,594 \frac{\text{грн}}{\text{машино-зміна}}$$

Для базової конструкції:

$$C_{\text{рік.баз}} = 7\,724,082 * 360 = 2\,780\,669,52 \text{ грн}$$

Для модернізованої конструкції:

$$C_{\text{рік.мод}} = 13\,327,594 * 360 = 4\,797\,933,84 \text{ грн}$$

### Річна експлуатаційна продуктивність

Експлуатаційна продуктивність козлового крана розраховується на основі технічної продуктивності при однакових умовах експлуатації. Експлуатаційна продуктивність визначається за час (змін) та рік.

$$П_{\Gamma}^E = П_{\Gamma}^T * K_T,$$

де  $K_T$ - коефіцієнт переходу від технічної продуктивності до експлуатаційної,  $K_T = 0,8$ ;

$П_{\Gamma}^T$  – годинна технічна продуктивність:

Для базової конструкції:

$$П_{\Gamma}^T = 40 \frac{\text{Т}}{\text{ГОД}}$$

Для модернізованої конструкції:

$$П_{\Gamma\text{мод.}}^T = П_{\Gamma}^T * K_3 = 40 * 1,13 = 45,2 \frac{\text{Т}}{\text{ГОД}}$$

де  $K_3$  – коефіцієнт, що враховує зменшення витрат при завантаженні,  $K_3 = 1.13$ ;

Для базової конструкції:

$$П_{\Gamma}^E = 40 * 0,8 = 32 \frac{\text{Т}}{\text{ГОД}}$$

Для модернізованої конструкції:

$$П_{\Gamma\text{мод.}}^E = 45,2 * 0,8 = 36,16 \frac{\text{Т}}{\text{ГОД}}$$

Річна експлуатаційна продуктивність козлового крана розраховується за формулою:

$$П_{\text{річна}}^E = П_{\Gamma}^E * T_{\text{річн}} * K_B ,$$

де  $K_B$  – коефіцієнт використання часу зміни,  $K_B = 0,82$ ;

$T_{\text{річн}}$  – річний дійсний фонд робочого часу козлового крана,

$$T_{\text{річн}} = 120 \text{ днів} = 2\,880 \text{ год.}$$

Для базової конструкції:

$$P_{\text{річн}}^E = 32 * 2880 * 0,82 = 75\,571,2 \frac{\text{т}}{\text{рік}}$$

Для модернізованої конструкції:

$$P_{\text{річн.мод}}^E = 36,16 * 2880 * 0,82 = 85\,395,46 \frac{\text{т}}{\text{рік}}$$

### Основні показники і економічна ефективність капіталовкладень

Капіталовкладення на 1000 т. вантажу, який транспортують, визначають розраховуючи вартість машини і її річну продуктивність:

$$K_y = \frac{1\,000 * C_{\text{баз}}}{P_{\text{річн}}^E}$$

$$K_y = \frac{1\,000 * 1\,523\,200}{75\,571,2} = 20\,155,82 \frac{\text{грн}}{1\,000 \text{ т}}$$

$$K_{y\text{мод.}} = \frac{1\,000 * 1\,646\,568}{85\,395,46} = 19\,281,68 \frac{\text{грн}}{1\,000 \text{ т}}$$

Поточні витрати на транспортування 1000 т. вантажу для базової і модернізованої конструкції:

$$S_y = \frac{1000 * C_{\text{річн}}}{P_{\text{річн}}^E},$$

$$S_{y\text{мод.}} = \frac{1000 * 2\,780\,669,52}{75\,571,2} = 36\,795,36 \frac{\text{грн}}{1000 \text{ т}}$$

$$S_y = \frac{1000 * 4\,797\,933,84}{85\,395,46} = 56\,184,89 \frac{\text{грн}}{1000 \text{ т}}$$

Питомі приведені затрати на 1000 т. завантаженого вантажу:

$$Z_{\text{пр}} = S_y + E_H * K_y,$$

де  $E_H$  – нормальний коефіцієнт економічної ефективності,  $E_H = 0,15$ .

$$Z_{\text{прмод.}} = 36\,795,36 + 0,15 * 20\,155,82 = 39\,818,73 \frac{\text{грн}}{1000\text{м}}$$

$$З_{\text{ПР.}} = 56\,184,89 + 0,15 * 19\,281,68 = 59\,077,14 \frac{\text{грн}}{1000\text{м}}$$

Річний економічний ефект на одну машину:

$$E_p = (З_{\text{ПР.мод}} - З_{\text{ПР.}}) * \frac{\text{П}_{\text{річн}}^E}{1\,000}, \frac{\text{грн}}{\text{рік}};$$

$$E_p = (59\,077,14 - 39\,818,73) * \frac{85395,46}{1000} = 1\,644\,580,78 \frac{\text{грн}}{\text{рік}}$$

Термін окупності додаткових капіталовкладень розраховується за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_y - K_{y.\text{мод}}}{S_{y.\text{мод}} - S_y},$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{20\,155,82 - 19\,281,68}{56\,184,89 - 36\,795,36} = 0,05 \text{ рік.}$$

### Собівартість продукції

$$C_{c/v} = \frac{C_{\text{маш-зм}}}{\text{П}_{\text{ЗМ}}^E},$$

$$C_{c/v} = \frac{7\,724,082}{32} = 241,38 \frac{\text{грн}}{\text{т}}$$

$$C_{\frac{c}{\text{в.мод}}} = \frac{13\,327,594}{36,16} = 368,57 \frac{\text{грн}}{\text{т}}$$

Результати всіх розрахунків зводимо до таблиці.

. Таблиця. 5.1. Техніко-економічні показники

<b>Показник</b>	<b>Одиниця виміру</b>	<b>Базова конструкція</b>	<b>Модернізована конструкція</b>
<b>Середня вартість крана</b>	Грн	1,523,200	1 646 568
<b>Експлуатаційна продуктивність конструкції</b>			
- Годинна	т/год	32	36.16
- Річна	т/рік	75 571,2	85 395,46
<b>Собівартість однієї машино-зміни</b>	Грн	7 724,082	13 327,594
<b>Собівартість одиниці продукції</b>	грн/т	241,38	368,57
<b>Річний економічний ефект</b>	Грн	-	1 644 580,78
<b>Питомі капіталовкладення</b>	грн/1000 т	1003.8	1043.44
<b>Питомі поточні витрати на транспортування</b>	грн/1000 т	56 184,89	36 795,36
<b>Питомі приведені затрати</b>	грн/1000 т	59 077,14	39 818,73
<b>Термін окупності додаткових вкладень</b>	Рік	-	0.05

## ВИСНОВКИ

В магістерській роботі розроблено конструкцію козлового крана для переміщення довгомірних матеріалів і проведені кінематичні, силові та енергетичні розрахунки механізмів підйому вантажу та переміщення візка.

При роботі козлового крана з візком і гнучким підвісом довгомірних деревних матеріалів в його металоконструкції та приводних механізмах виникають значні динамічні навантаження. Для оцінки цих навантажень в магістерській роботі проведені динамічні розрахунки. Для цього розроблено динамічну модель переміщення візка з гнучким підвісом довгомірних вантажів. Розрахункова схема представлена у вигляді двомасової динамічної моделі. На основі динамічної моделі за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду побудовано математичну модель кранового візка з довгомірним вантажем, яка представлена системою нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Таку систему рівнянь розв'язано чисельними методами за допомогою комп'ютерної програми.

На базі побудованої математичної моделі кранового візка з довгомірним вантажем проведено динамічний аналіз руху візка. Який дозволив встановити динамічні навантаження в елементах конструкції крана та приводу візка. небезпечними виявились навантаження від низькочастотних коливань довгомірного вантажу, які досить тривалий час затухають. Це приводить до зниження продуктивності при виконанні навантажувально - розвантажувальних робіт довгомірних деревних матеріалів.

Для зменшення динамічних навантажень і усунення коливань довгомірних вантажів в магістерській роботі проведено оптимізацію режиму пуску кранового візка. В результаті проведеної оптимізації значно зменшились динамічні навантаження та енергетичні витрати. При виході на усталений режим руху усуваються коливання довгомірного вантажу на гнучкому підвісі, що дало можливість підвищити продуктивність крана.

Крім того, в магістерській роботі розроблені заходи з охорони праці при роботі кранових механізмів з довгомірними вантажами та проведені економічні розрахунки доцільності розробленої конструкції козлового крана для перевантаження довгомірних деревних матеріалів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Козловий кран [Електронний ресурс] – Режим доступу:  
URL: [https://uk.wikipedia.org/wiki/Козловий\\_кран](https://uk.wikipedia.org/wiki/Козловий_кран) (дата звернення 05.10.2024 );
2. Мости перевантажувачі [Електронний ресурс] – Режим доступу:  
URL: [https://kzk.kiev.ua/helpful\\_and\\_interesting-ua/1059](https://kzk.kiev.ua/helpful_and_interesting-ua/1059) (дата звернення 05.10.24 );
3. Характеристики козлових кранів [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: [Харак.](#) (дата звернення 05.10.2024);
4. Принцип роботи козлового крана [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <https://zoke-crane.com/uk/posts/2611/> ( дата звернення 05.10.2024).;
5. Захват для лісу Badestnost тип 130 [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <https://hydrolider.com.ua/ua/p773230162-zahvat-dlya-lesa.html> (дата звернення 05.10.24 );
6. Маніпулятор для лісу Cranab FC53 [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <https://hydromarket.com.ua/ua/p1291403091-manipulyator-dlya-lesa.html> (дата звернення 05.10.24);
7. Спосіб керування краном [Електронний ресурс]– Режим доступу: URL: <https://ua.litengma.com/news/operating-mechanism-and-driving-method-of-cran-35177342.html> (дата звернення 05.10.24);
8. Однобалковий та двобалковий кран [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <https://m.ua.rubbertyregantrycrane.com/info/features-of-single-beam-and-double-beam-gantry-53600569.html> ( дата звернення 05.10.24);
9. Н. Зрніч та ін., «Динаміка та моделювання меганабережного контейнерного крана», FME Transactions, т. 34(2), стор. 193-98, 2006.
10. А. Бхімані, «Міркування щодо великих кранів», 1999 Proc. Інженерна конф. Американська асоціація портових адміністрацій.

11. В. Jerman та ін., «Дослідження динаміки поворотного крана під час розробки поворотного руху та перевірки математичної моделі», *International Journal of Mechanical наук*, вип. 46(5), стор. 729-50, 2004.
12. D.C.D. Огуаманам і Дж.С. Хансен, «Динамічний відгук системи мостового крана», *Журнал Звук і вібрація*, вип. 213(5), стор. 889-906, 1998.
13. D.C.D. Огуаманам і Дж.С. Хансен, «Динаміка тривимірного мостового крана система», *Журнал звуку та вібрації*, вип. 243(3), стор. 411-426, 2001.
14. E.M.A. Rahman et al., «Dynamic and control of crane: a review», *Journal of Vibration and Контроль*, вип. 9(7), стор. 863-908, 2003.
15. H.L. Ren та ін., «Аналіз динамічного відгуку пришвартованого кранового судна з гнучкою стрілою», *Journal of Zhejiang University Science A*, том. 9(1), стор. 26-31, 2008.
16. J.J. Ву та ін., «Використання методів кінцевих елементів для розрахунку динамічного відгуку конструкції до рухомого навантаження», *Комп'ютери та конструкції*, вип. 78, стор. 789-799, 2000.
17. SPANCO. (1998). Посібник зі встановлення та запчастин для козлових кранів серії SPANCO PF, доступно: <http://www.spanco.com/products/gantry-cranes.html>.
18. Н. Зрніч та ін., «Динаміка та моделювання меганабережного контейнерного крана», *FME Transactions*, том. 34(2), стор. 193-98, 2006.
19. А. Бхімані, «Міркування щодо великих кранів», 1999 Proc. Інженерна конф. Американська асоціація портових адміністрацій.
20. Б. Джерман та ін., «Дослідження динаміки поворотного крана під час розробки поворотного руху та перевірки математичної моделі», *Міжнародний журнал механічних наук*, вип. 46(5), стор. 729-50, 2004.
21. D.C.D. Огуаманам і Дж.С. Хансен, «Динамічний відгук системи мостового крана», *Журнал звуку та вібрації*, вип. 213(5), стор. 889-906, 1998.
22. D.C.D. Огуаманам і Дж.С. Хансен, "Динаміка тривимірної системи мостового крана", *Журнал звуку та вібрації*, вип. 243(3), стор. 411-426, 2001.

23. E.M.A. Рахман та ін., «Динаміка та керування краном: огляд», *Journal of Vibration and Control*, vol. 9(7), стор. 863-908, 2003.
24. H.L. Ren та ін., «Аналіз динамічного відгуку пришвартованого кранового судна з гнучкою стрілою», *Journal of Zhejiang University Science A*, vol. 9(1), стор. 26-31, 2008.
25. J.J. Ву та ін., «Використання методів кінцевих елементів для розрахунку динамічної реакції конструкцій на рухоме навантаження», *Комп'ютери та конструкції*, вип. 78, стор. 789-799, 2000.
26. J.J. Ву, «Динамічні відгуки тривимірної конструкції через рухому каретку, що піднімає хитний об'єкт», *Міжнародний журнал чисельних методів в інженерії*, вип. 59, стор. 1679-1702, 2004.
27. W. Yang та ін., «Моделювання динаміки системи поворотної гнучкої балки з рухомим маятником корисного навантаження», *Mechanics Research Communications*, том. 34(3), 260–266, 2007.
28. J.J. Ву, «Поперечні та поздовжні коливання каркасної конструкції через рухомий візок і піднятий об'єкт за допомогою рухомого кінцевого елемента», *Міжнародний журнал механічних наук*, вип. 50, стор. 613-625, 2008.
29. J.J. Ву та ін., «Динамічні реакції конструкцій на рухомі тіла з використанням комбінованих методів кінцевих елементів і аналітичних методів», *Міжнародний журнал механічних наук*, вип. 43, стор. 2555-2579, 2001
30. J.J. Ву, «Аналіз кінцевих елементів і випробування на вібрацію тривимірної конструкції крана», *Вимірювання*, том. 39, стор. 740-749, 2006.
31. N. Zrnić і S. Bosnjac, «Коментарі щодо моделювання динаміки системи поворотної гнучкої балки з рухомим маятником корисного навантаження», *Mechanics Research Communications*, том. 35, стор. 622–624, 2008.
32. M. Zhang та ін., «Метод аналізу динамічного відгуку структурної системи зі змінною масою, демпфуванням і жорсткістю», *Удари та вібрації*, стор. 7, стор. 85-94, 2001.

33. Ф. Джу та Ю.С. Чоо, «Динамічний аналіз баштових кранів», «Journal of Engineering Mechanics © ASCE, vol. 131(1), стор. 88-96, 2005.

34. Ф. Джу та ін., «Динамічний відгук баштового крана, викликаний маятниковим рухом корисного вантажу», Міжнародний журнал твердих тіл і конструкцій, вип. 43, стор. 376-389, 2006.

35. М. Розен, «Математичне моделювання поступального руху рейково-керованого візка з підвішеним корисним вантажем», Journal of Zhejiang University Science A, vol. 8(9), 1395-1400, 2007.

36. Богдевічюс М. та Віка А. Дослідження динаміки процесу підйому мостового крана у вертикальній площині // Транспорт, вип. XX (5), стор. 176-180, 2005. Б. Джерман і Дж. Крамар, «Дослідження горизонтальних інерційних сил, що діють на підвішений вантаж поворотних кранів», Міжнародний журнал механічних наук, вип. 50, стор. 490-500, 2008.

37. З. Товарек, «Динамічна стійкість крана, що стоїть на ґрунті під час обертання стріли», Міжнародний журнал механічних наук, вип. 40(6), стор. 557-554, 1998.

38. С. Кілікаслан та ін., «Навантаження на перекидання мобільних кранів із гнучкими стрілами», Journal of Sound and Vibration, том. 223 (4), стор. 645-657, 1999.

39. Х. Guo та ін., «Дослідження та моделювання динаміки підйому спеціальної мостової кранової системи», 2008 Asia Simulation Conference, 7-а Міжнародна конференція з системного моделювання та наукових обчислень, стор. 311-315.

40. Посіадала Б. Вплив опорної системи крана на рух підйомного вантажу. Механізм і теорія машин», вип. 32(1), стор. 9-20, 1997.

41. G. Sun і M. Kleeberger, «Динамічні реакції гідравлічного мобільного крана з урахуванням системи приводу», Mechanism and Machine Theory, vol. 38, 1489-1508, 2003.

42. G. Sun та ін., «Повний динамічний розрахунок гратчастого мобільного крана під час підйому», *Механізм і теорія машин*, вип. 40, стор. 447-466, 2005.
43. Н. Кобаяші та ін., «Нелінійні сейсмічні реакції контейнерних кранів, включаючи проблему контакту між колесами та рейками», *Journal of Pressure Vessel Technology*, том. 126, стор. 59-65, 2004.
44. J.J. Ву та ін., «Прогнозування вібраційних характеристик повнорозмірної конструкції за характеристиками масштабної моделі», *Комп'ютери та конструкції*, вип. 80, стор. 1461-1472, 2002 рік.
45. Г.Т. Michaltsos та ін., «Вплив рухомої маси та інших параметрів на динамічну реакцію балки з простою опорою», *Journal of Sounds and Vibration*, vol. 191(3), стор. 357-362, 1996.
46. Г.Т. Michaltsos, «Динамічна поведінка однопролітної балки під дією навантажень, що рухаються зі змінними швидкостями», *Journal of Sounds and Vibration*, vol. 258 (2), стор. 359-372, 2002.
47. Г.Т. Michaltsos, «Вплив доцентрових сил і сил Кориоліса на динамічну реакцію легких мостів під транспортними засобами, що рухаються», *Journal of Sounds and Vibration*, vol. 247(2), стор. 261-277, 2001.
48. U. Lee, «Перегляд проблеми рухомої маси: початок розриву між масою та балкою», *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 118, стор. 516-521, 1996.
49. U. Lee, «Розділення між гнучкою структурою та рухомою масою, що ковзає по ній», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 209(5), стор. 867-877, 1998.
50. Х.П. Лі, «Динамічний відгук балки з рухомою масою. Журнал звуків і вібрації», вип. 191 (2), стор. 289-294, 1996.
51. Г.П. Lee, «Dynamic response of a Timoshenko beam on a winkler foundation subjected to a moving mass», *Journal of Applied Acoustics*, vol. 55 (3), стор. 203-215, 1998.

52. X.P. Lee, «Поперечна вібрація балки Тимошенка під дією прискорюючої маси», *Journal of Applied Acoustics*, vol. 47(4), стор. 319-330, 1998.
53. Г.П. Лі, «Динамічний відгук балки Тимошенка, підданої рухомій масі», *Журнал звуків і вібрацій*, вип. 198(2), том. 249-256, 1996.
54. E. Esmailzadeh і M. Ghorashi, «Аналіз вібрації балки Тимошенка, підданої рухомій масі», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 199(4), стор. 615:628, 1997.
55. M. Ichikawa та ін., «Аналіз вібрації безперервної балки, підданої рухомій масі», *Journal of Sounds and Vibration*, vol. 230(3), стор. 493-506, 2000.
56. X. Xu та ін., «Проблема нелінійної рухомої маси», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 204(3), стор. 75-91, 1997.
57. А.В. Пестерев та ін., «Перегляд проблеми рухомої сили», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 261, стор. 75-91, 2003.
58. Ю.М. Ван, «Динамічний аналіз кінцевої нерозтяжної балки з приєднаною прискорювальною масою», *Міжнародний журнал твердих тіл і структур*, вип. 35 (9-10), стор. 831-854, 1998.
59. Дж. Р. Рікер та ін., «Розгляди дискретизації в моделях кінцевих балок рухомого навантаження», «Скінченні елементи в аналізі та проектуванні», том. 21, стор. 129-144, 1996.
60. С.І. Баєр і Б. Диневич, «Віртуальні функції просторово-часового методу скінченних елементів у задачах переміщення маси», «Комп'ютери та конструкції», том. 87, стор. 444-455, 2009.
61. А. Кідарса та ін., «Аналіз рухомих навантажень з використанням кінцевих елементів на основі сили», «Кінцеві елементи в аналізі та проектуванні», том. 44, стор. 214-224, 2008.
62. К. Білело та ін., «Метод корекції для аналізу безперервних лінійних одновимірних систем під рухомими навантаженнями», «*Journal of Sounds and Vibration*, vol. 315, стор. 226-238, 2008.

63. A.H. Yanmeni Wayou та ін., «Нелінійна динаміка пружної балки під рухомими навантаженнями», «Journal of Sounds and Vibration», vol. 273, стор. 1101-1108, 2004.
64. А.А. Джафарі та Г. Гіасванд, «Динамічна реакція балки зі сплаву з псевдопружною пам'яттю форми на рухоме навантаження», Журнал звуків і вібрації 2008; 316: 69-86.
65. S.A.Q. Siddiqui та ін., «Динаміка гнучкої балки, що переносить рухому масу, з використанням методів збурення, чисельного та частотно-часового аналізу», «Journal of Sounds and Vibration», vol. 229(5), стор.1023-1055, 2000.
66. Е.Н.К. Фунг і D.T.W. Яу, «Частоти вібрації обертової гнучкої руки, що несе рухому масу», «Журнал звуків і вібрації», вип. 241(5), стор. 857-878, 2001.
67. D.T.W Yau та Е.Н.К Fung, «Динамічний відгук обертової гнучкої руки, що несе рухому масу», «Journal of Sounds and Vibration, vol. 257(1), стор. 107-117, 2002.
68. М. Mofid і М. Shadnam, «Про реакцію балок із внутрішніми шарнірами під рухомою масою», «Advances in Engineering Software», том. 31, стор. 323-328, 2000.
69. Л. Ю та Т. Х. Т. Чан, «Останнє дослідження ідентифікації рухомих навантажень на мостах», «Journal of Sounds and Vibration», том. 305, стор. 3-21, 2007.
70. В. Нгуєн і Д. Дюамель, «Процедури кінцевих елементів для нелінійних конструкцій у рухомих координатах – Частина I: Нескінченна штанга під рухомими осьовими навантаженнями», «Комп'ютери та конструкції», том. 84, стор. 1368-1380, 2006.
71. V. Nguyen і D. Duhamel, «Процедури кінцевих елементів для нелінійних структур у рухомих координатах - Частина II: Нескінченна балка під рухомими гармонічними навантаженнями», «Computers and Structures, vol. 86, стор. 2056-2063, 2008.

72. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Пастушенко С.І. Доделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин.- К.- Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004.- 286 с.
73. О.В. Григоров, В.С. Ловейкін. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин: Навч. посібник. – К.:ІЗМН, 1997. – 264с.
74. Григоров О.В., Петренко Н.О. Вантажопідйомні машини: Навч. Посібник. – Харків: НТУ «ХП», 2005. – 304 с.
75. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Матухно Н.В. Динамічний розрахунок машин і механізмів, які використовуються у сільському та лісовому господарстві: Методичні вказівки. – К.: 2016 – 119 с.
76. Козуб Ю.Г., Маслійов С.В. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – Старобільськ: ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. – 277 с.
77. «Підйомно-транспортні машини»/ Укл.: І.В. Добров, В.М. Василенко, В.М. Рубан. - Дніпропетровськ: НМетАУ, 2013.- с.
78. Іванченко Ф.К. Підйомно – транспортні машини: Підручник. – К.: Вища школа, 1993 – 413 с.
79. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйомальних і транспортувальних машин / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – Київ : Вища школа, 2009. – 198 с.
80. Теорія механізмів і машин / НТУУ «КПІ» ; уклад. В. П. Лукавенко, О. А. Кірієнко. – Київ : НТУУ «КПІ», 2015. – 76 с
81. Загородній, В. В. Загальна фізика. Механіка/ В. В. Загородній; НТУУ «КПІ». – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 363 с.
82. Динаміка машин / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.
83. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Човнюк Ю.В., Кадикало І.О. Динаміка й оптимізація підйомно-транспортних машин.- К.: ФОП Ямчинський О.В., 2019.- 292 с.

84. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 196 с.
85. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Динамічна оптимізація підйомних машин,- Х.: ХНАДУ, 2002.- 291 с.
86. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. – 9-е изд., перераб. И доп./ под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 960 с.
87. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.1. – 9-е изд., перераб. И доп./ под ред. И. Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
88. Оптимізація режиму повороту стрілового крана. / В.С. Ловейкін, Ю.В. Ромасевич Ю.О., Кадикало І.О.- К.: ФОП Ямчинського О.В.. 2021.- 272 с.
89. В. С. Ловейкін, В. В. Мельніченко. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілового крана: електронний науковий журнал – № 24 <http://agrmash.info/zb/24/part32.pdf> (5. 11. 2015).
90. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин. [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: [http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik\\_124-2/43.pdf](http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_124-2/43.pdf) (5. 11. 2015).
91. Правила охорони праці під час виконання робіт на висоті.- Х.: ФОРТ, 120 с.
92. Ловейкін, В.С., Ромасевич, Ю.О., Ловейкін, А.В., Муштин, Д.І.: Динамічний аналіз руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1, P. 5-11.
93. Loveikin, V., Romasevych, Y., Kadykalo, I., Liashko, A. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria). 2019. Vol. 49(3), P. 285–296.

94. Вимоги до приладів і пристроїв безпеки [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL:<https://kzpto.com.ua/uk/npaop/8-11/> ( дата звернення 05.10.24 )]
95. Cartmell, M. P., Morrish, L., & Taylor, A. J. (1998). Dynamics of spreader motion in a gantry crane. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 212(2), 85–105. doi:10.1243/0954406981521060 .
96. Zrnić, N.Đ., Gašić, V.M. & Bošnjak, S.M. Dynamic responses of a gantry crane system due to a moving body considered as moving oscillator. Archiv.Civ.Mech.Eng 15, 243–250 (2015). <https://doi.org/10.1016/j.acme.2014.02.002>.
97. Edwar Yazid (2010) Dynamics and control of flexible gantry crane system. Masters thesis, Universiti teknologi petronas.125 p.
98. Кран козловий [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <https://prom.ua/ua/p745992964-kran-kozlovoj-50t.html> (дата звернення 05.10.24 ).
99. Частотний перетворювач [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <https://spc.com.ua/products/nietz-splc-cv20-75g4-frequency-inverter-75kw-3phase-380v> ( дата звернення 05.10.24 ).
100. Тарифи на електроенергію [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: <https://yasno.com.ua/b2c-tariffs> (дата звернення 05.10.2024).

# Додатки