

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Кафедра (Машинобудування, транспорту і зварювання)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему

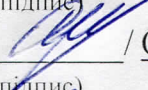
Вдосконалення системи автоматизованого проектування мостового крана з
урахуванням динамічних характеристик
(тема кваліфікаційної роботи)

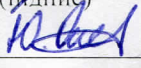
Виконав: студент 2 курсу, групи ЗГМ 24мг
спеціальності: G11 Машинобудування

Освітня програма: Підйомно – транспортні
машини і обладнання

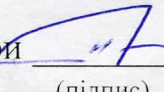
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

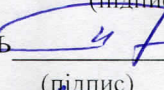
 / Олександр МЄЛЬНІКОВ
(підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник  / Олег КОНДРАТЮК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Рецензент  / Юлія ОЛІЙНИК
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри  / Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Нормоконтроль  / Олег ПОДОЛЯК
(підпис) (ім'я та прізвище)

Секретар ЕК  / Валентина СКОРКІНА
(підпис) (ім'я та прізвище)

Харків – 2025 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені В.Н. КАРАЗІНА

Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»

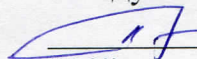
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання

Спеціальність G11 Машинобудування

Освітньо-професійна програма: Підйомно – транспортні машини і обладнання

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МТіЗ

 О.Л. Подоляк

“08” жовтня 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

другого (магістерського) рівня вищої освіти

студенту (ці) Олександр МЄЛЬНІКОВУ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Вдосконалення системи автоматизованого проєктування мостового крана з урахуванням динамічних характеристик

затверджена наказом 4801-5/3665 від 06.10.2025 р.

2. Термін здачі магістрантом закінченої роботи “08” грудня 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: комплект конструкторських, розрахункових і пояснювальних документів, що забезпечують виготовлення, випробування, експлуатацію та обслуговування обладнання, нормативні документи, каталоги, стандарти на засоби технічного оснащення, умови експлуатації.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити): Вступ. Огляд стану питання і постановка задач. Огляд робочого обладнання мостових кранів. Аналіз технічних рішень і досліджень, які використовуються при проєктуванні спеціальних мостових кранів. Розробка системи автоматизації проєктування мостового крана. Теоретичні і експериментальні дослідження процесів пересування мостових кранів. Аналіз результатів дослідження. Висновки. Список джерел інформації. Додатки.

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень, плакатів): Аналітичний огляд. Мета роботи, об'єкт, предмет дослідження та методи дослідження. Блок-схема побудови алгоритму системи автоматизації проєктування. Аналітичні дослідження впливу параметрів електричної і механічної частин електроприводів на динамічні властивості ЕМС пересування мостового крана. Нелінійний динамічний аналіз підйомного механізму електричного мостового крана. Аналіз результатів моделювання Структурна схема системи автоматизації проєктування вантажопідйомних кранів мостового типу. Висновки. (21 слайд)

6. Консультант:

Розділ	Консультант	Підпис, дата		Оцінка (бали)
		Завдання видав	Завдання прийняв	

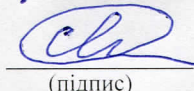
7. Дата видачі завдання «09» жовтня 2025 р.

Керівник


(підпис)

Олег КОНДРАТЮК
(ім'я, прізвище)

Завдання прийняв до виконання

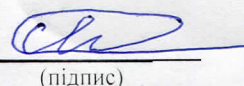

(підпис)

Олександр МЄЛЬНІКОВ
(ім'я, прізвище)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК
виконання кваліфікаційної роботи

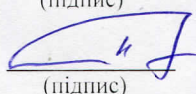
№ з/п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1.	Вибір теми й обґрунтування проблеми дослідження. Визначення об'єкта, предмета, мети й завдань.		
2.	Складання плану роботи. Підбор літератури й інших джерел		
3.	Оформлення завдання проектування для затвердження теми кваліфікаційної роботи		
4.	Підготовка аналітичної частини		
5.	Підготовка теоретичної частини		
6.	Розробка дослідницької частини		
7.	Підготовка графічного матеріалу		
8.	Доробка проекту по зауваженнях наукового керівника		
9.	Оформлення кваліфікаційної роботи. Підготовка до захисту.		
10.	Захист кваліфікаційної роботи		

Здобувач вищої освіти


(підпис)

Олександр МЄЛЬНІКОВ
(ім'я, прізвище)

Нормоконтроль


(підпис)

Олег ПОДОЛЯК
(ім'я, прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка включає 141 сторінок, 52 ілюстрацій, 32 таблиць, додатки, 70 літературних джерела.

Мета випускний кваліфікаційної роботи - підвищення ефективності функціонування системи автоматизації проектування мостового крана на основі розробленого алгоритму обліку динамічних характеристик, що дозволяє вдосконалювати процес проектування основних механізмів і крана в цілому.

В даній роботі виконанно наступне:

1) Проведено теоретичні і експериментальні дослідження процесу пересування для визначення основних динамічних характеристик (переміщень, швидкостей, прискорень крана і вантажу).

2) Розроблено нову математичну модель, що враховує динамічні характеристики механізму пересування й досліджувати існуючі математичні моделі процесу пересування крана мостового типу й методики для визначення максимальних динамічних навантажень діючих на міст крана в горизонтальній площині й на вантажні канати.

3) Виконано аналіз роботи крана при пересуванні з використанням математичної моделі з метою оцінки впливу різних факторів на динамічні характеристики, і розв'язати завдання оптимізації перехідних процесів.

4) Розроблено методику автоматизації проектування механізмів пересування мостового крана з урахуванням динамічних характеристик крана.

5) Розроблено алгоритм автоматизації процесу проектування механізму пересування крана, що дозволяє створити САПР, яка у вигляді користувацької програми дозволить урахувати динамічні характеристики крана при проектуванні.

Ключові слова: МОСТОВІ КРАНИ, ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ПРОЕКТУВАННЯ, МОДЕЛЮВАННЯ, ОПТИМІЗАЦІЯ.

ABSTRACT

The calculation and explanatory note includes 141 pages, 52 illustrations, 32 tables, appendices, 70 literary sources.

The purpose of the final qualification work is to increase the efficiency of the functioning of the automation system for designing a bridge crane based on the developed algorithm for accounting for dynamic characteristics, which allows improving the design process of the main mechanisms and the crane as a whole. The following was accomplished in this project:

1) Theoretical and experimental studies of the movement process were conducted to determine the main dynamic characteristics (displacements, speeds, accelerations of the crane and load).

2) A new mathematical model was developed that takes into account the dynamic characteristics of the movement mechanism and to study existing mathematical models of the movement process of a bridge-type crane and methods for determining the maximum dynamic loads acting on the crane bridge in the horizontal plane and on the load ropes.

3) An analysis of the crane's operation during movement was performed using a mathematical model in order to assess the influence of various factors on the dynamic characteristics and solve the task of optimizing transient processes.

4) A methodology for automating the design of bridge crane movement mechanisms was developed taking into account the dynamic characteristics of the crane.

5) An algorithm for automating the design process of the crane movement mechanism has been developed, which allows creating a CAD system that, in the form of a user program, allows taking into account the dynamic characteristics of the crane during design.

Keywords: BRIDGE CRANES, DYNAMIC CHARACTERISTICS, DESIGN, MODELING, OPTIMIZATION.

ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

- 3D-модель – тривимірна модель конструкції
- B – база крана (відстань між ходовими колесами візка), м
- CAD (Computer-Aided Design) – система комп’ютерного проєктування
- CAD-система – програмне середовище для автоматизованого проєктування
- CAE (Computer-Aided Engineering) – система комп’ютерного інженерного аналізу
- CALS-технології — Continuous Acquisition and Life-cycle Support (безперервне отримання та підтримка життєвого циклу).
- CAM –Computer-Aided Manufacturing (система комп’ютерного виробництва)
- E – модуль пружності, МПа
- EMC (Electromagnetic Compatibility) –Електромеханічна система
- F – сила, Н
- FEA (Finite Element Analysis) – метод кінцевих елементів (МКЕ)
- G – вага вантажу, Н
- h – висота підйому, м
- I – момент інерції, мм⁴
- L – проліт крана, м
- M – крутний момент, Н·м
- m – маса, кг
- n – частота обертання вала, об/хв
- P – навантаження, Н
- Q – вантажопідйомність крана, т
- S – площа перерізу, мм²
- t_a – час розгону, с
- t_s – час гальмування, с
- v_k – швидкість пересування крана, м/с
- v_p – швидкість підйому вантажу, м/с
- v_v – швидкість пересування візка, м/с
- W – момент опору, мм³

Δ – приріст або зміна величини

η – коефіцієнт корисної дії (ККД)

η – коефіцієнт корисної дії (ККД)

μ – коефіцієнт тертя

μ – коефіцієнт тертя

ρ – густина матеріалу, кг/м^3

σ – напруження, МПа

τ – дотичне напруження, МПа

A – прискорення, м/с^2

АП – автоматизоване проектування

АСАПР – автоматизована система автоматизованого проектування

БЗ – балка жорсткості

ВК – візок крана

ДСТУ – державний стандарт України

ДХ – динамічні характеристики

МЕО – механізм електричного обладнання

МК – мостовий кран

ПЗ – програмне забезпечення

ПЗК – програма для розрахунку кранів

ПК – персональний комп'ютер

ПК – підйомний кран

ПП – підйомний пристрій

ПЧ – перетворювач частоти

САПР – система автоматизованого проектування

СУ – система управління

ТП – технічний проєкт

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	4
ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ	6
ВСТУП.....	10
1. АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ І ДОСЛІДЖЕНЬ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СПЕЦІАЛЬНИХ МОСТОВИХ КРАНІВ	14
1.1 Призначення та складові мостового крана	14
1.2 Конструктивні елементи мостового крана	17
1.3 Установка кранів і крановий шлях	24
1.4 Кранові балки	27
1.5 Методи розрахунків мостових кранів	28
1.6 Методики інженерних розрахунків динамічних характеристик при пересуванні вантажопідйомних кранів мостового типу	33
1.7 Поняття САПР	35
1.7.1 Поняття про CALS-технології	40
1.8 Висновок	42
2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА	44
2.1 Етапи розробки методики й алгоритму автоматизації проектування мостових кранів з урахуванням аналізу процесів пересування	44
2.2 Розробка математичних моделей	45
2.2.1 Математична модель складної динамічної системи крана.....	45
2.2.2 Розробка і дослідження систем електроприводів, що забезпечують рух мостових кранів без перекосу	49
2.2.3 Аналітичні дослідження впливу параметрів електричної і механічної частин електроприводів на динамічні властивості ЕМС пересування мостового крана	52

2.2.4	Математична модель механізму підйому вантажу	64
2.2.5	Дослідження режимів роботи механізму підйому вантажу в графічній формі «Prokon Crane Beam»	68
2.3	Аналіз досліджень динаміки підйому і опускання вантажу	73
2.4	Висновки	76
3.	ТЕОРЕТИЧНІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ	77
3.1	Порівняння, результатів отриманих теоретичним шляхом у програмі Mathcad 14, з результатами машинного експерименту з використанням 3D- моделі мостового крана	77
3.2	Програма для розрахунків і моделювання процесів пересування мостових кранів	81
3.3	Нелінійний динамічний аналіз підйомного механізму електричного мостового крана під час екстреного гальмування	82
3.3.1	Динамічна модель	84
3.3.1.1	Фізична модель та припущення	84
3.3.1.2	Енергія системи	88
3.3.1.3	Віртуальна робота неконсервативних сил	90
3.3.1.4	Рівняння руху та алгоритм моделювання	91
3.3.1.5	Параметри моделювання	93
3.4	Аналіз результатів моделювання	99
3.4.1	Часові зміни високошвидкісних ліній зв'язку	99
3.4.2	Залежність сили каната та моменту згину балки від часу	104
3.5	Висновки	108
	ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ	109
	СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	110
	ДОДАТКИ (СЛАЙДИ ПРЕЗЕНТАЦІЇ).....	117

ВСУП

Проектування вантажопідйомних кранів мостового типу сьогодні стикається з підвищеними вимогами до динамічного аналізу — тобто врахування впливу інерційних навантажень, коливань, гойдання вантажу, ударних ефектів від гальмування чи маневрування крана.

Рухомі елементи та вантажі створюють змінні навантаження, що значно відрізняються від статичних моделей — це впливає на внутрішні сили, моменти, деформації та усталеність конструкцій.

Підвищена швидкість, зміна режимів роботи, ширше застосування великих вантажів, використання довгих прольотів — усе це збільшує ризик виникнення динамічних ефектів, які можуть призводити до ушкоджень балок, зварних швів, кронштейнів, крейсерських колій.

У цей час при проектуванні вантажопідйомних кранів сформувався підхід, заснуваний на широкому використанні комплексної комп'ютеризації при проектуванні, випробуваннях, виробництві й експлуатації, які одержали широке поширення у світовій практиці як CALS - технології. Складність конструкцій вантажопідйомних кранів і їх потенційна небезпека при виконанні різних видів навантажувально-розвантажувальних робіт, а так само постійне прагнення конструкторів до збільшення вантажопідйомності й робочих швидкостей при одночасній зниженні металоємності кранів визначає широке використання CALS - технологій з метою уніфікації й стандартизації специфікацій механізмів кранів на всіх етапах життєвого циклу.

Підвищення продуктивності кранів приводить до росту динамічних навантажень, збільшенню динамічних помилок у законах руху робочих органів і тим самим викликає необхідність проведення всебічного динамічного аналізу машини на стадії її проектування. Таким чином, останнім часом значно зріс інтерес до використання систем автоматизації проектування, конструювання й технологічної підготовки виробництва. Це викликане, насамперед, необхідністю забезпечення високих експлуатаційних

характеристик кранів при одночаснім скороченні ресурсів необхідних для їхнього серійного виробництва й експлуатації, при підвищенні ступеня обґрунтованості прийнятих технічних розв'язків, особливо на ранніх стадіях проектування, що реально здійсненне лише на основі наскрізної автоматизації проектно-конструкторських і технологічних робіт.

Впровадження систем автоматизації проектування в промислове виробництво, припускає використання різних комплексних CAE/CAD/CAM - систем у вигляді багаторазового звертання до конструкторської документації в різних проектах, що дозволяє суттєво скоротити й здешевити загальний цикл проектування й виробництва. Складність використання комплексного підходу для розв'язку завдань автоматизації проектування вантажопідйомних кранів мостового типу полягає в освоєнні конструктором усіх іноді мало використовуваних інструментів, функцій і можливостей програмного забезпечення.

Розроблені і запропоновані раніше методи розв'язку питань автоматизації проектування мостових кранів [7,13,14,29,36] у зв'язку з високими темпами розвитку технологій і комп'ютерної техніки безнадійно застаріли.

Питання ж розробки САПР, що мають спеціалізовані модулі для розв'язку основних завдань проектування вантажопідйомних кранів мостового типу розглянуті недостатньо і у цей час малоефективне використовуються на виробництві. Тому розробка алгоритмів створення САПР механізмів вантажопідйомних кранів мостового типу і кранів у цілому, а так саме програм для розрахунків динамічних характеристик є досить **актуальною** проблемою.

Метою роботи є підвищення ефективності функціонування системи автоматизації проектування мостового крана на основі розробленого алгоритму обліку динамічних характеристик, що дозволяє вдосконалювати процес проектування основних механізмів і крана в цілому.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1) Провести теоретичні й експериментальні дослідження процесу пересування для визначення основних динамічних характеристик (переміщень, швидкостей, прискорень крана й вантажу).

2) Розробити нову математичну модель, що враховує динамічні характеристики механізму пересування і досліджувати існуючі математичні моделі процесу пересування крана мостового типу й методики для визначення максимальних динамічних навантажень діючих на міст крана в горизонтальній площині й на вантажні канати.

3) Виконати аналіз роботи крана при пересуванні з використанням математичної моделі з метою оцінки впливу різних факторів на динамічні характеристики, і розв'язати завдання оптимізації перехідних процесів.

4) Розробити методику автоматизації проектування механізмів пересування мостового крана з урахуванням динамічних характеристик крана.

5) Для автоматизації процесу проектування механізму пересування й крана в цілому розробити алгоритм, що дозволяє створити САПР, яка у вигляді користувальницької програми дозволить ураховувати динамічні характеристики крана при проектуванні.

Об'єкт дослідження: механізм пересування мостового крана.

Предмет дослідження: основні динамічні характеристики механізму пересування мостового крана.

Наукова новизна роботи полягає:

1) У запропонованій математичній моделі складної динамічної системи крана для дослідження перехідних процесів пересування, яка дозволяє аналізувати різні конструкторські розв'язки й ураховує динамічні характеристики механізму пересування, тобто початкове рушійне зусилля механізму пересування, рух вантажу в горизонтальній площині й вплив цих параметрів на величину максимальних динамічних навантажень які зберігаються в базі даних і можуть бути використані на будь-якому етапі проектування крана, у тому числі й при розрахунках кранів на міцність і стійкість.

2) У виявлених закономірностях і встановленні для мостових кранів оптимального співвідношення динамічних характеристик: переміщень, швидкостей, прискорень крана й вантажу, а так саме години розгону, максимальних динамічних навантажень діючих на металоконструкцію моста крана при пересуванні.

3) У розробці методики й алгоритму автоматизації проектування механізмів пересування вантажопідйомних кранів мостового типу з урахуванням динамічних характеристик, що відрізняються тім, що дозволяють додатково інтегрувати в САПР крана розроблені програми для розв'язку завдань синтезу й аналізу проектних розв'язків мостового крана, які відрізняються від комплексних CAD/CAE систем меншою трудомісткістю освоєння конструктором і вибачимо інтерфейсом, що дозволяє значно скоротити година проектування.

Практична цінність роботи полягає в наступному:

1) Розроблений алгоритм і програма розрахунків оптимальних динамічних характеристик дозволяє автоматизувати процес розрахунків і в результаті одержувати такі параметри механізму пересування й крана, які є вихідними даними для обґрунтованого вибору робочого встаткування механізму пересування, тобто для проектування кранів мостового типу.

2) Розроблена інженерна методика розрахунків оптимальних динамічних характеристик вантажопідйомних кранів мостового типу й отримані висновки й рекомендації дозволяють поліпшувати якість проектування.

3) Розроблено 3 D-Модель у програмі Solid Works додатка Cosmos Motion, яка складається з 1200 деталей, дозволяє проводити машинний експеримент.

Методи дослідження: При проведенні досліджень і реалізації поставлених завдань використовувалися теоретичні основи автоматизованого проектування, методи математичного моделювання, математичного аналізу, теорії алгоритмів.

1. АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ І ДОСЛІДЖЕНЬ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СПЕЦІАЛЬНИХ МОСТОВИХ КРАНІВ

1.1 Призначення та складові мостового крана

При переносі вантажу на більшу висоту або роботі в сейсмонебезпечних зонах використовують крани мостового типу. У багатьох ситуаціях мостові опорні крани бувають єдино вірним вантажопідйомним устаткуванням (рис. 1.1). Пристрій мостового крана точно відповідає вимогам ефективної роботи. Технічні характеристики мостових кранів дозволяють виконувати роботи будь-якої складності. Так мінімальна швидкість його руху допускає роботу з розплавленими металами, сипучими матеріалами, вибухонебезпечними речовинами.

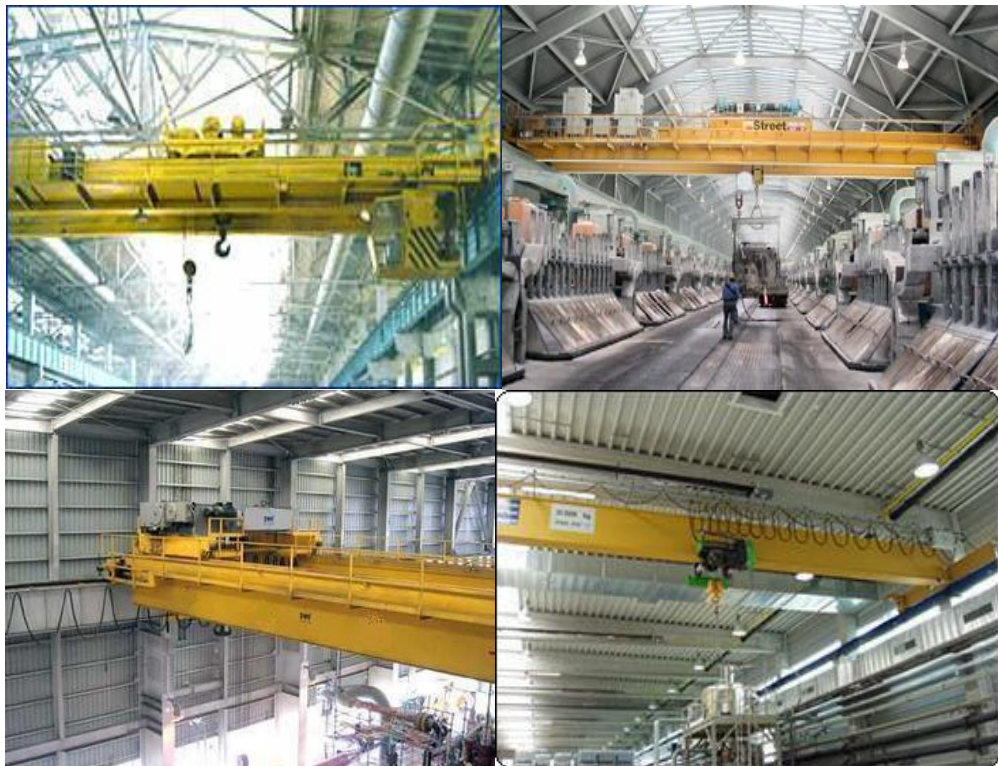


Рисунок 1.1 - Мостові опорні крани.

Крани мостового типу (див. рис. 1.2.) включають у свій пристрій балковий міст 2, що пересувається по навісних рейкових шляхах 5, і вантажопідйомний візок 1, установлену на підвісний рейці моста. По способу

прибудую мостові крани підрозділяються на двобалкові та однобалкові, підвісні й опорні, з електричним і ручним приводом, керовані з кабіни або за допомогою пульта.

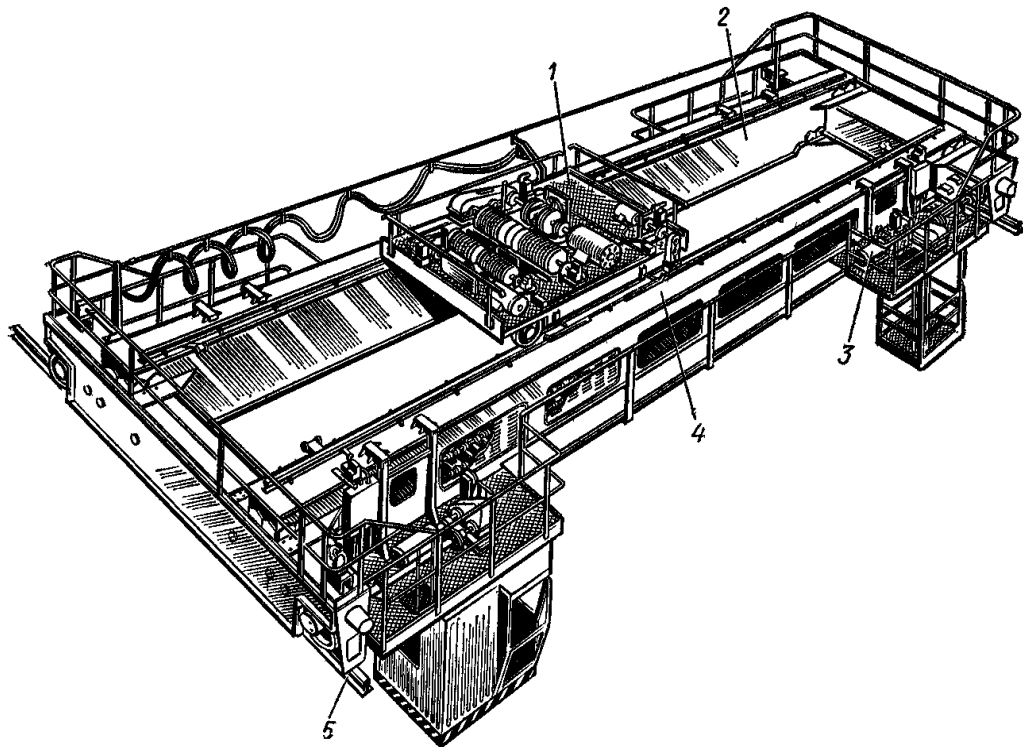


Рисунок 1.2 - Пристрій мостового крана:

- 1 - вантажний візок; 2 - міст; 3 - механізм пересування крана;
4 - візкові рейка; 5 - підкранова рейка.

До мостових кранів ставляться грейферні, магнітно-грейферні й гакові крани. Крани мостового типу - це встаткування для виробництва цехів, електростанцій, закритих і відкритих складів. Вантажопідйомність таких кранів досягає від 200 до 600т., відстані між осями підкранових рейок (прольотів) - від 50 до 60 м (див. рис.1.3). Висота підйому вантажу крана може досягати від 40 до 50 м., у спеціальному виконанні - до 500м. Швидкість підйому вантажу доходить до 60 м/хв., швидкість руху вантажного візка - від 10 до 60 м/хв, моста - від 40 до 50 м.

Кран мостовий двобалковий є одним із самих затребуваних кранів в історії промислового виробництва. Залежно від призначення матеріалів, що

виготовляються, і встаткування застосовуються всілякі типи кранів електричних двобалкових.

Найпоширенішим у застосуванні є кран мостові гаковий загального призначення. Він має вантажозахватний орган у вигляді однорогого (рідше дворогого) гака необхідної вантажопідйомності використовується для перевалки найрізноманітніших матеріалів і встаткування, що різняться по призначенню й габаритам.

При наявності якої-небудь специфіки виробництва винний застосовуватися кран мостові спеціальний. Різноманітність цих мостових кранів досить значне.

Двобалковий грейферний мостовий кран використовується при виготовленні й перевантаженню сипучих матеріалів. При цьому розрізняють два типи: канатні й моторні.

Магнітний кран мостові використовується для перевалки залізовмісних матеріалів, в основному металевих заготовок і лома чорних металів.

Дуже цікавим, з погляду широти застосування, є кран мостові двобалковий магнітно-грейферного виконання, який в основі своєї є гаковим, але, у міру необхідності, на його гак можна навісити магніт вантажної або грейфер моторний.

Часто на виробництві, пов'язаному з виготовленням довгомірних вантажів застосовуються, так звані траверсні крани електричні бруківки двобалкові. У їхню конструкцію входить довгомірна траверса із двома або



Рисунок 1.3 - Мостовий спеціальний кран вантажопідйомністю 200 тон. АТ «Українські енергетичні машини»

більш гаками, навішена на гак або запасована безпосередньо на механізм підйому крана мостового. Для цих же цілей може використовуватися крани мостові електричний двох візкові.

В алюмінієві та інших металовиробництвах використовуються крани електричні мостові із триступінчастою системою ізоляції, необхідної для виключення короткого замикання при роботі крана безпосередньо під час обслуговування електрованни з розплавленим металом.

Особняком у переліку кранів спеціального призначення коштують крани бруківки електричні двобалкові в пожежобезпечнім і вибухозахищенім виконанні.

Для повноти картини всієї гами кранів бруківок двобалкових необхідно відзначити, що в деяких випадках, при вкрай рідкій необхідності використання, застосовуються крани мостові двобалкові ручні.

Основні параметри і характеристики мостових кранів регламентуються ДСТУ ISO 4301-5:2016, «Правилами пристрою і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів» ПБ 10-382-00, «Правилами пристрою електроустановок».

1.2 Конструктивні елементи мостового крана

Міст крана являє собою металоконструкцію, що служить для пересування по ній візка для підйому вантажу (рис. 1.4). У найпростішому випадку – при малих прольотах і вантажопідйомності – міст складається із чотирьох сталевих балок: двох головні, по яких рухається візок, і двох допоміжних головних балок, що скріплюють. Усі чотири балки з'єднані між собою за допомогою зварювання або заклепками й утворюють тверду прямокутну раму. При більших прольотах і вантажопідйомності доводиться замість одностінчастих балок застосовувати ферми зі сталі різних профілів. Металеві конструкції моста виготовляють у вигляді ґратчастої ферми й суцільний коробчастої звареної балки.



Рисунок 1.4 - Візок вантажопідйомністю 200т. ВАТ «Турбоатом»

Міст рухається по кранових шляхах, покладених по всій довжині цеху на виступах стін або сталевих колонах. Кранові шляхи роблять зі спеціальних кранових рейок і звичайних залізничних, а також сталевих шин квадратного або прямокутного перетину із закругленими верхніми крайками (рис.1.5).

Кранові шляхи влаштовують так, щоб кран не вдарився в стіну. Для цього наприкінці кранових шляхів ставлять тупикові упори (рис.1.6), а перед ними – пружинні, дерев'яні або гумові буфери, що забезпечують плавне зниження швидкості моста.

Міст також має дерев'яні бруси або пружинні буфери.

На мосту монтують кабінку керування.

Вона звичайно перебуває нижче моста, в одному з його кінців, як правило, протилежному тому, у якого проходять тролейні кабелі.

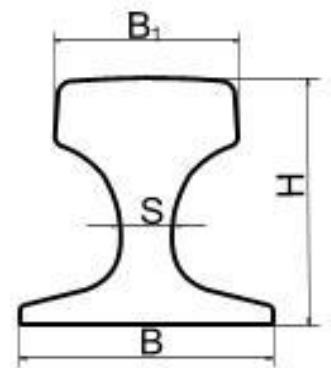


Рисунок 1.5 – Кранова рейка.

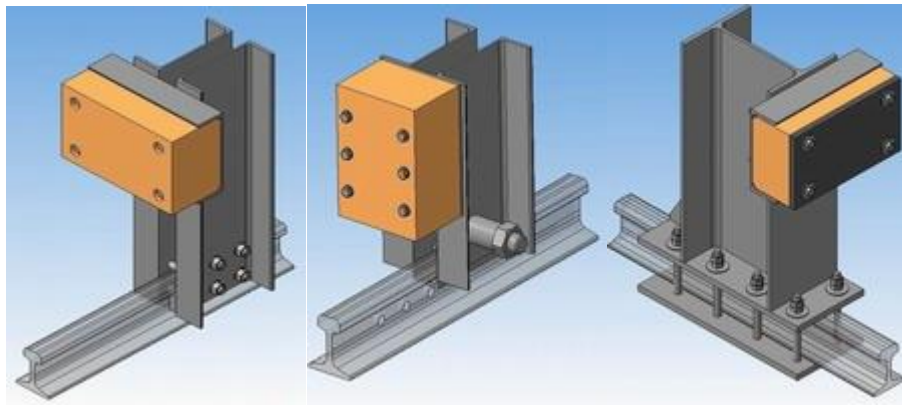


Рисунок 1.6 - Тупикові упори

Іноді кабіна керування являє собою одне ціле з візком. У цьому випадку кабіна бере участь у двох рухах – разом з мостом уздовж цеху й разом з візком поперек цеху. Живлення до двигунів крана підводить за допомогою голих проводів, називаних тролейними або просто тролеями.

Візок служить для підйому й переміщення вантажу уздовж моста крана й виконується за допомогою зварювання або заклепок. На її сталевій рамі монтують провідні й ведені колеса. На візку встановлюють: механізм руху візка, що полягає з електродвигуна, редуктора, гальмового пристрою і двох кінцевих вимикачів; механізм підйому, що включає електродвигун, редуктор, канатний барабан з канатом і гаковою підвіскою, гальмовий пристрій і обмежник підйому. Механізм підйому кранів, що транспортують розпечений метал, отрутні, вибухові речовини або кислоти, повинен бути постачено двома гальмами. При відмові одного з них другий повинен утримувати вантаж у висячому положенні.

Установлені на візку електродвигуни для підйому й переміщення вантажу одержують живлення від тролейних проводів, прокладених уздовж моста, за допомогою ковзних контактів або гнучкого струмовідводу. Якщо до гака крана підвішений електромагніт для підйому вантажу, то на візку встановлюють кабельний барабан із гнучким кабелем у гумовій або пластмасовій оболонці, що служать для живлення електромагніту. Кабельний барабан пов'язаний з канатним барабаном зубчастою передачею, щоб при

підйомі або спуску електромагніту одночасно піднімався або опускався кабель.

Гаки для мостових кранів виготовляють кутими з конструкційної сталі або штампованими з окремих аркушів. Згідно зі стандартами, гаки однорогі кути для піднімальних механізмів розраховують на вантажопідйомність 80 т, дворогі – на вантажопідйомність 100 т (дворогі гаки при великих підйомах вантажу застосовують тому, що на двох рогах легше розмістити стропи при їхньому значному діаметрі).

Пластинчасті гаки простіше кутих у виготовленні й більш надійні, тому що руйнування пластин відбувається не одночасно, але вони важче кутих. Щоб збільшити термін служби, захват пластинчастих гаків захищають спеціальними пластинами, які можна перемінити в міру зношування.

Застосовувати литі або зварені гаки на кранах не дозволяється. При вантажопідйомності понад 3т гаки виготовляють обертовими на кулькових закритих опорах. Взагалі підвіску гака виконують так, щоб він міг вільно обертатися й установлюватися при роботі згідно з положенням вантажу.

Вантажні гаки кранів повинні бути постачені запобіжним замком, що запобігають мимовільне випадання знімного вантажозахватного пристрою. Крани, що транспортують розплавлений метал або рідкий шлаки, можуть не мати такого пристрою. Застосовувати гаки без запобіжного замка в інших випадках припустимо за умови використання гнучких вантажозахватних пристроїв, що виключають можливість випадання їх із захвату гака. Запобіжні замки виготовляють двох типів: замки пружинного замикання і замки, що замикаються під дією власної маси.

Петлі вантажні застосовують замість гаків на кранах великої вантажопідйомності. Петля не дозволяє стропу зіскочити, що можливо на гаку, але заводити строп у петлю складніше.

Для механізмів підйому застосовують сталеві канати (троси) (див.рис.1.7. і табл.1). Вони значно зручніше й довговічніше сталевих ланцюгів.

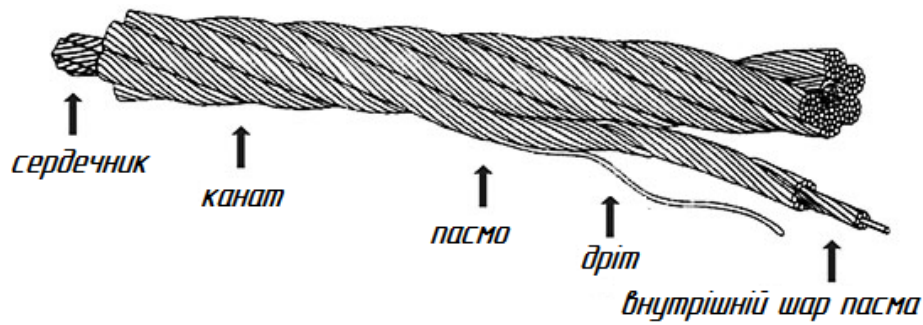


Рисунок 1.7 - Сталевий канат (трос)

Сталевий канат працює безшумно, має велику надійність, тому що розрив його не відбувається раптово внаслідок того, що, поступово збільшується число обірваних дротів дозволяє визначити ступінь зношування канату задовго до обриву.

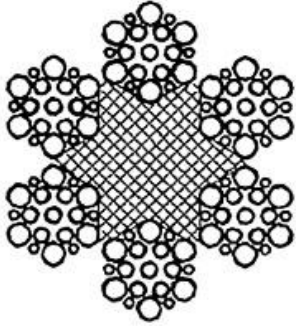
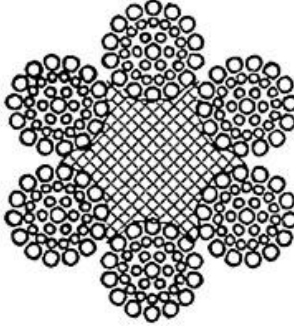
Канати залежно від завивки діляться на наступні види:

- звичайні (що розкручуються) – положення пасом і дротів у канату не зберігається після зняття перев'язок;
- що не розкручуються – канат не повинен розкручуватися на окремі пасма, а пасма – на дроти; пасма й дроту зберігають своє колишнє положення після зняття перев'язок;
- що не звивається – багатопрядні з протилежним напрямом завивки пасм.

Барабани на кранах служать для навивки канатів, за допомогою яких піднімають і опускають вантаж. На поверхні барабана є спіральні канавки (струмки), завдяки чому вантажний канат при намотуванні лягає правильними рядами. Канавки по ширині роблять трохи більше діаметра вантажного канату, щоб він лягав вільно і не зачіпав її бічних стінок. Канавки сприяють правильному укладанню канату і запобігають тертю між його, що набігає галузями і уже покладеним витком. На одній половині барабана вони спрямовані вправо, а на іншій половині – уліво. Це необхідно для того, щоб вантаж, підвішений на двох галузях канату,

піднімався і опускався по вертикалі без горизонтального переміщення уздовж барабана.

Таблиця. 1.1 - Сталеві канати підвищеної вантажопідйомності

Канат сталевий ЛК-Р за ДСТ 2688-80 	Канат сталевий ЛК-РО за ДСТ 7668-80 
Канати сталеві, виробництво по державному стандарту 2688-80 призначені й комплектуються для барабанних лебідок, кранів і талів, піднімальних пристроїв шахтних установок, тельферів, суднових кранів, для оснащення трапів, землерийних і гірських машин, мостових кранів, для машин буравлення, для гідравлічних ліфтів, екскаваторів, підвісних доріг і кабель-кранів, для скіпових підйомників доменних печей, металургійних кранів і стоячого такелажу. Канат подвійний завивки типу ЛК-Р конструкції 6х19 (1 6 6/6) 1 о.с. Діаметр дроту: центральної (36 шт.) - 0,3 мм; першого шару (36 шт.) - 0,28 мм; другого шару (по 36 шт.) - 0,22 і 0,3 мм. Площа поперечного переріза всіх дротів сталевих канатів ДЕРЖСТАНДАРТ 2688-80 - 6,55 мм².	Канат ДЕРЖСТАНДАРТ 7668-80 подвійний завивки, з лінійним торканням дротів у пасмах типу ЛК-РО з одним органічним сердечником конструкції 6х36 (1 7 7/7 14) 1о.с.. Діаметр такого сталевих канатів від 6,3 до 72,0 мм. Дані канати відрізняються порівняно більшим числом дротів у прядках і тому вони мають підвищену гнучкість. Наявність у зовнішньому шарі щодо товстих дротів дає можливість успішно застосовувати їх в умовах тертя, зношування й агресивних середовищ. Виробництво канатів сталевих може бути в оцинкованому варіанті. Сталевий канат ДЕРЖСТАНДАРТ 7668-80 використовується для порталних кранів, суднових кранів, мостових кранів, автокранів, баштових кранів, лебідок, виготовлення строп. Крім цього часто застосовується для шахтних установок, для талів, для екскаваторів, для скіпових підйомників доменних печей, для металургійних кранів, для вагоно-перекидачів, для суднових вантажопідйомних пристроїв.

Барабани виготовляють литими із чавуну й сталі або звареними з листової сталі. Литі барабани важче зварених на 40-50%. Усі витки канату, навитого на барабан, мають однаковий діаметр, що при постійній кутовій швидкості барабана дозволяє одержати постійну швидкість навивки. Кріплення канату на барабані повинне бути надійним і в той же час зручним для швидкої зміни зношеного канату.

Канатні барабани кранів частіше встановлюють на обертові й рідше на нерухливі осі. У першому випадку барабан з'єднаний із зубчастим колесом, закріпленим на шпонці, і обертається разом з ним і віссю. Зручність обслуговування, змащення й ремонту – основні переваги цієї конструкції.

У механізмах підйому малої і середньої вантажопідйомності барабан приводиться в обертання за допомогою вбудованої зубчастої муфти, а в механізмах підйому великої вантажопідйомності – зубчастим колесом відкритої зубчастої передачі.

Піднімальні механізми кранів обладнані закритими (замкненими) гальмами – нормально механізми загальмовані, гальмо знімається тільки при включенні двигуна. Механізми підйому кранів, що транспортують розпечений метал, вибухові й отруйні речовини й кислоти, повинні мати два гальма, що діють незалежно друг від друга. При відключенні двигуна гальмо автоматично закривається, внаслідок чого вантаж повисає в повітрі. На механізмах пересування крана також ставлять закриті гальма. Поглинаючи інерцію частин, що рухаються, вони тим самим сприяють скороченню шляху руху після зупинки двигуна.

Гальма закритого типу на кранах застосовують у зв'язку з тим, що вони надійніше відкритих і їх несправність легко виявити. Гальма відкриті іноді встановлюють на кранах на додаток до закритих у якості допоміжних гальм для більш швидкої й точної зупинки механізмів пересування.

1.3. Установка кранів і крановий шлях.

Кранові шляхи роблять зі звичайних залізничних і спеціальних кранових рейок, а також зі сталевих шин квадратного або прямокутного перетину із закругленими верхніми крайками. Для циліндричних сталевих коліс (рис.1.8) використовують рейки із плоскими й опуклими головками, для конічних – тільки з опуклими.

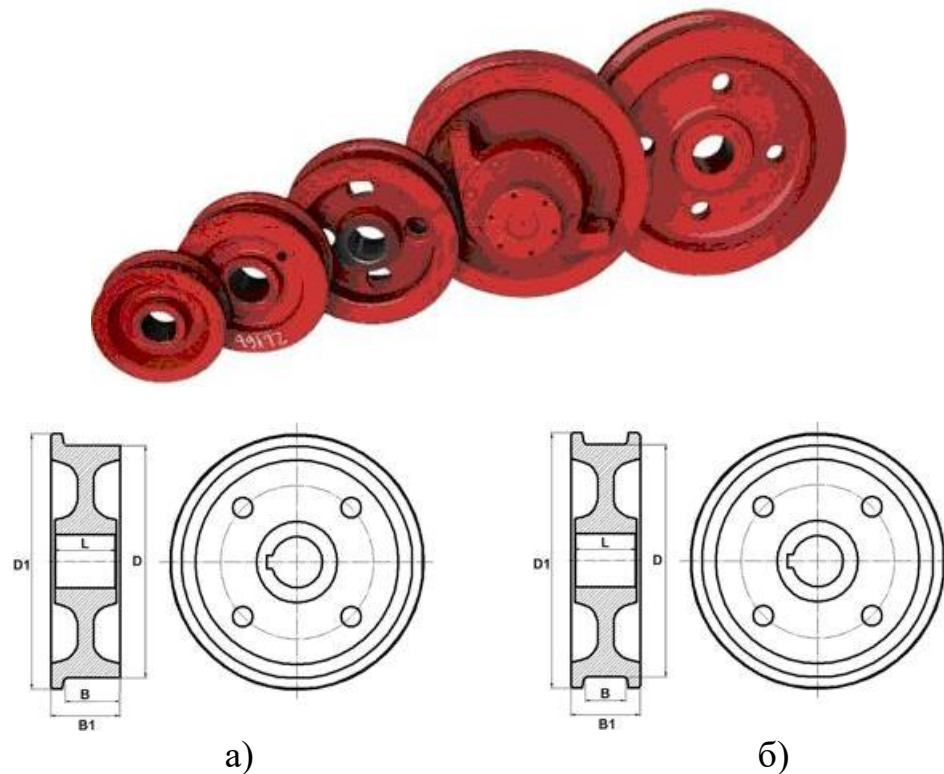


Рисунок 1.8 - Кранові колеса: а- одноробордне; б – дворобордне.

Підкранові балки виготовляють із профільного сталевого прокату. Рейки для візків закріплюють безпосередньо на конструкції крана. Кранові рейки слід кріпити так, щоб виключалися бічне й поздовжнє зсуви їх при пересуванні й роботі крана. Кранові рейки укладаються на спеціальні підстави або кріпляться до підкранових балок двома способами:

- Нерухливе кріплення;
- Рухливе кріплення;

Нерухливе кріплення рейки здійснюється за допомогою зварювання й найбільше характерно для кранів з легким режимом роботи. Але, все-таки, найбільш рекомендованим способом є рухливе кріплення рейки, тому що

воно забезпечує зручну й порівняно просту заміну зношених рейок і дозволяє здійснювати якісне вирівнювання шляху (рис.1.9).

Кранові рейки типу КР часто закріплюють на підкрановій балці парними тяжами діаметром 22—25 мм, а спеціальні - бічними накладками. Парні тяжи й бічні накладки встановлюють із кроком, рівним 600-700 мм. Рейки прямокутного й квадратного профілів можуть прикріплюватися до балок за допомогою планок, що вставляються в пази бруса.

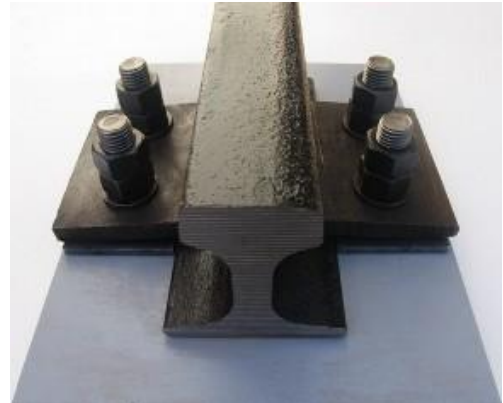


Рисунок 1.9 - Кріплення кранової рейки.

Кранові рейки зазнають інтенсивному зношуванню.

Зношування по вертикальному, горизонтальному, або наведеному (вертикальному + 50% від горизонтального) розміру профілю кранової рейки не повинен перевищувати 15% від номінального (СП 12-103-2002).

Підкранові конструкції під мостові крани полягають:

- підкранових балок або ферм, що сприймають вертикальні кранові навантаження;
- гальмових конструкцій, що сприймають поперечні горизонтальні впливи від кранів;
- зв'язків, що забезпечують твердість і незмінюваність підкранових конструкцій;
- опорних вузлів, що передають кранові впливи на колони;
- кранової рейки із кріпленнями;
- тупикових упорів.

Схеми навантажень і состав підкранових конструкцій показано на рисунку 1.10.

Рейковий опорний шлях мостового крана складається з основних і допоміжних елементів (рис.1.11). Основними елементами шляху є рейки й

підкранові балки. До допоміжних елементів відносять підрейкову постіль, деталі кріплення рейок до підкранових балок і балок до колон, а також кінцеві упори, що й виключають лінійки.

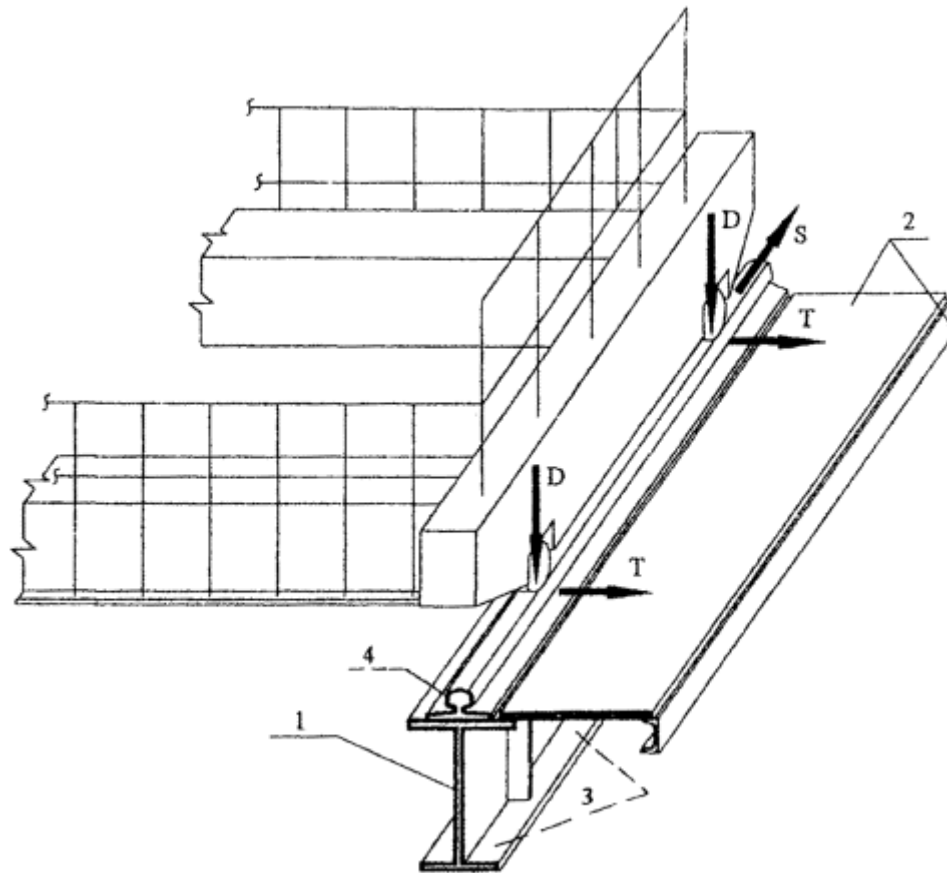


Рисунок 1.10 - Схеми навантажень і состав підкранових конструкцій:
1 - підкранова балка; 2 - гальмова конструкція; 3 - зв'язки; 4 - рейка із кріпленнями.

У якості рейок з опуклими головками використовують залізничні рейки широкої колії типу КР и спеціальні кранові рейки за ДСТУ 2484-94 (ГОСТ 4121-96), а із плоскими головками — сталевий сортовий прокат квадратного або прямокутного профілю. Сталеві кранові рейки типу КР мають більш широку підшву (опорну частину), завдяки чому навантаження від ходових коліс крана розподіляється по верхньому поясу підкранової балки більш рівномірно. Крім того, вони добре сприймають горизонтальні бічні навантаження й більш відповідають умовам роботи вантажопідйомних кранів. Тому для кранів групи режиму роботи 6 ДО-8 ДО застосовують тільки рейки типу КР. Приклад умовної позначки рейки типу КР із номінальною

шириною головки 100 мм: Рейка КР100 ДЕРЖСТАНДАРТ 2484-94. Рекомендації з вибору кранових рейок залежно від вантажопідйомності крана й навантаження на ходове колесо.

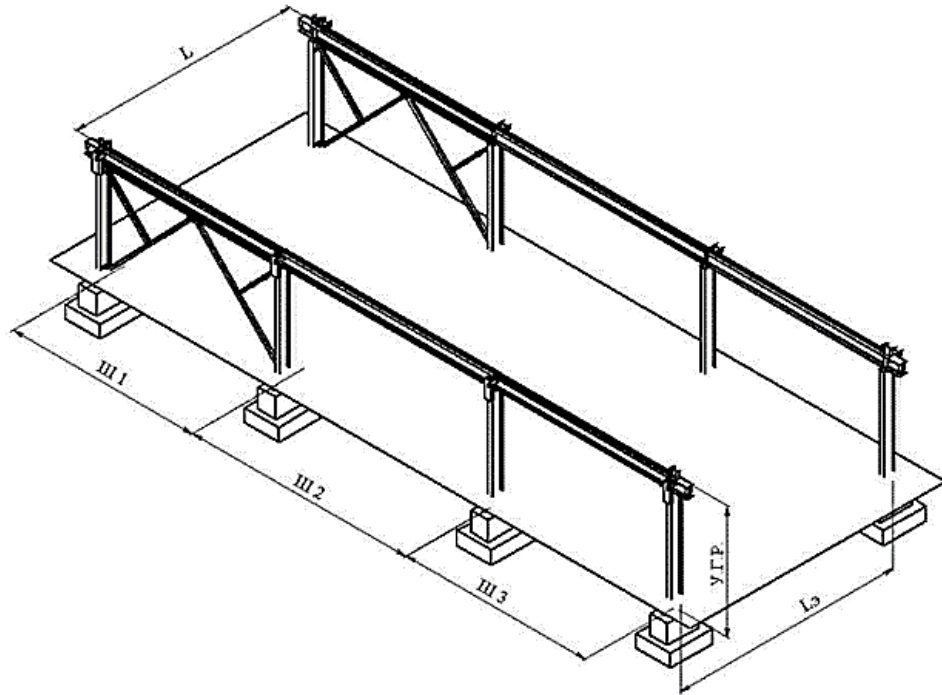


Рисунок 1.11 - Рейковий опорний шлях мостового крана:

L - проліт кранового шляху - відстань (у плані) між осями рейок;

L_c - проліт естакади - відстань (у плані) між осями колон естакади (поперек рейок);

Ш-Ш- крок колон - відстань (у плані) між осями колон (уздовж рейок);

У.Г.Р. - рівень головки рейок - відстань (по висоті) між підлогою, землею, нульовим рівнем і поверхнею катання кранової рейки

1.4. Кранові балки

Працездатність надійність і безпека експлуатації кранів багато в чому залежить від якості виконання їх металевих конструкцій. У зв'язку із цим по кранових металлоконструкціях пред'являються певні вимоги: міцність, загальна стійкість конструкції й місцева стійкість окремих її елементів; статична й динамічна твердість; витривалість і, разом з тим, мінімально можлива маса, висока технологічність виготовлення й монтажу, іноді обмежені габарити. Більшість цих вимог повинні забезпечуватися на стадії попереднього (проектного) розрахунків і компоновання.

Несуча зварена конструкція крана являє собою міст із двома головними балками коробчастого перетину (або із ґратчастими фермами), перемкнутими через проліт цеху (рис 1.12).



Рисунок 1.12 - Балка коробчастого перетину

1.5. Методи розрахунків мостових кранів.

Розрізняють три методи розрахунків кранів: по напругах, що допускаються, по граничних станах і по ймовірності безвідмовної роботи, з яких при проектуванні мостових кранів застосовуються головним чином два перші методи. Розрахунки деталей механізмів роблять по методу напруг, що допускаються, а розрахунки металевих конструкцій мостів — по методу напруг, що допускаються, або по методу граничних станів.

В основі розрахунків по напругах, що допускаються, лежить гіпотеза ідеально пружного тіла, для якого закон Гука про прямої пропорційності між напругами й деформаціями вважається слушним до початку плинності матеріалу. При розрахунках деталей або елементів конструкції по цьому методу за небезпечне ухвалюється такий стан, при яким максимальне місцеве напруження (у небезпечних крапках перетину) досягає небезпечної величини

— границі текучості для пластичного матеріалу або тимчасового опору (межа міцності) для тендітного матеріалу. При цьому стан усієї іншої маси матеріалу не береться до уваги. У дійсності, з появою місцевих пластичних деформацій конструкція ще може задовольняти пропонованим до неї вимогам, тому що для її переходу цілком у граничний стан необхідно подальше збільшення навантаження. Тому розраховані в такий спосіб конструкції в більшості випадків мають більші маси й значні запаси міцності.

Метод розрахунків по граничних станах ґрунтується на аналізі процесів переходу конструкцій в одне із цих станів, при яким вони втрачають здатність пручатися зовнішнім впливам або перестають задовольняти пропонованим до них вимогам.

Розрізняють три види граничних станів: – стан по несучій здатності (міцності, стійкості і витривалості), при досягненні якого конструкція втрачає здатність пручатися зовнішнім впливам або в ній виникають такі залишкові зміни, при яких вона перестає задовольняти пропонованим до неї експлуатаційним вимогам; – стан по розвитку надмірних деформацій від статичних або динамічних навантажень, при досягненні якого в конструкції, що зберігає міцність і стійкість, з'являються оборотні деформації або коливання, внаслідок чого конструкція перестає задовольняти пропонованим до неї експлуатаційним вимогам; – стан по утвору і розкриттю тріщин, при досягненні якого в конструкції, що зберігає міцність і стійкість, з'являються й розкриваються великі тріщини, що виключає можливість подальшої експлуатації конструкції (наприклад, внаслідок втрати водонепроникності у зв'язку з небезпекою корозії через ушкодження антикорозійного покриття й т.п.).

Розрахунки по методу граничних станів дає можливість здійснювати диференційований підхід до різних частин металевих конструкцій і забезпечувати найважливіший принцип конструювання — рівномірність елементів і їх з'єднань. При цьому методі специфіка роботи конструкції враховується введенням понять про граничні стани, що обмежують або

виключають його нормальну експлуатацію. На відміну від розрахунків по напругах, що допускаються, у розрахунках по граничних станах замість одного коефіцієнта запасу ухвалюється система трьох розрахункових коефіцієнтів: однорідності, перевантаження й умов роботи. При розрахунках конструкції по граничних станах замість напруг, що допускаються, ухвалюють розрахункові опори, які є найменшими можливими опорами матеріалу, гарантованим досить малою ймовірністю появи менших значень.

Розрахунки по ймовірності безвідмовної роботи враховує випадковий характер навантажень і несучих здатностей, а також тривалість роботи відповідних елементів крана й найбільше повно — дійсні процеси втрати працездатності деталей і вузлів. Однак цей метод розрахунків вимагає наявності великого статистичного матеріалу, на підставі якого встановлюються розрахункові залежності, і не одержав поки широкого поширення. Деталі механізмів і елементи металоконструкцій розраховують при дії статичних і динамічних напруг на міцність (статичну міцність), а при великій кількості циклів зміни напруг — на витривалість (втомну міцність). Окремі деталі (наприклад, вали), а також металоконструкції розраховують на твердість. При розрахунках валів визначають лінійні й кутові переміщення (прогини й кути повороту опорних перетинів), величини яких значно впливають на працездатність зубчастих передач і підшипників.

При розрахунках металоконструкцій визначають статичні прогини й періоди коливань кранових мостів, а також час загасання цих коливань. Статичний прогин моста характеризує його статичну твердість, а час загасання коливань — динамічну.

Якщо при розрахунках деталей механізмів, що випробовують змінні по величині навантаження, ухвалювати в якості розрахункової величини максимальне навантаження й уважати її діючою постійно, то це викликає не виправдане збільшення маси крана. Тому сучасні методи розрахунків деталей механізмів і металевих конструкцій ураховують змінність дії

навантажень. Для цього при розрахунках на витривалість визначаються еквівалентні навантаження або еквівалентне число циклів навантаження.

Еквівалентним навантаженням називається таке постійне по величині навантаження, яке по своєму впливу на розглянуту деталь (або елемент конструкції) протягом усього терміну служби еквівалентна (рівноцінна) загальній дії окремих (різних по величині) навантажень протягом часу їх дії. У загальному випадку еквівалентні навантаження визначають за допомогою графіків завантаження механізму в часі, які будуються з урахуванням дійсних режимів роботи механізмів.

Досить точні графіки завантаження механізмів можуть бути побудовані лише для кранів, що роблять певні операції, у певній послідовності й при певному завантаженні механізмів у різні періоди часу. Тому при розрахунках кранів загального призначення, призначених для роботи в різних умовах експлуатації, звичайно ухвалюють усереднені графіки використання механізмів по вантажопідйомності, побудовані в результаті узагальнення досвіду експлуатації кранів, що й відбивають статистику спостережень за роботою подібних кранів.

На рис. 1.13. наведені типові графіки завантаження механізмів підйому (а), пересування крана (б) і пересування візка (в). На графіках Q_t і Q_n — відповідно змін, що діє протягом часу t_t , і номінальне навантаження; p — загальний час роботи механізму протягом терміну служби.

Розрахунки по еквівалентних навантаженнях являє собою розрахунки на обмежену довговічність, тому що він заснований на припущенні, що перенапруги, що лежать у зоні пошкоджуваності, що розраховується деталі, регулярно повторюються. У тих випадках, коли відсутні необхідні дані, еквівалентне навантаження звичайно визначають умовно, шляхом множення номінальні навантаження, що найбільше часто діє, на коефіцієнт приведення, значення якого встановлюють на основі даних практики, залежно від режиму роботи механізму.

При розрахунках деталей при змінних навантаженнях напруги, що допускаються, можна визначати за допомогою еквівалентного числа циклів. У цьому випадку за розрахункове навантаження звичайно ухвалюють максимальну робочу (довгостроково діючу) навантаження, а змінність навантаження враховують еквівалентним числом циклів, що визначають величину напруги, що допускається.

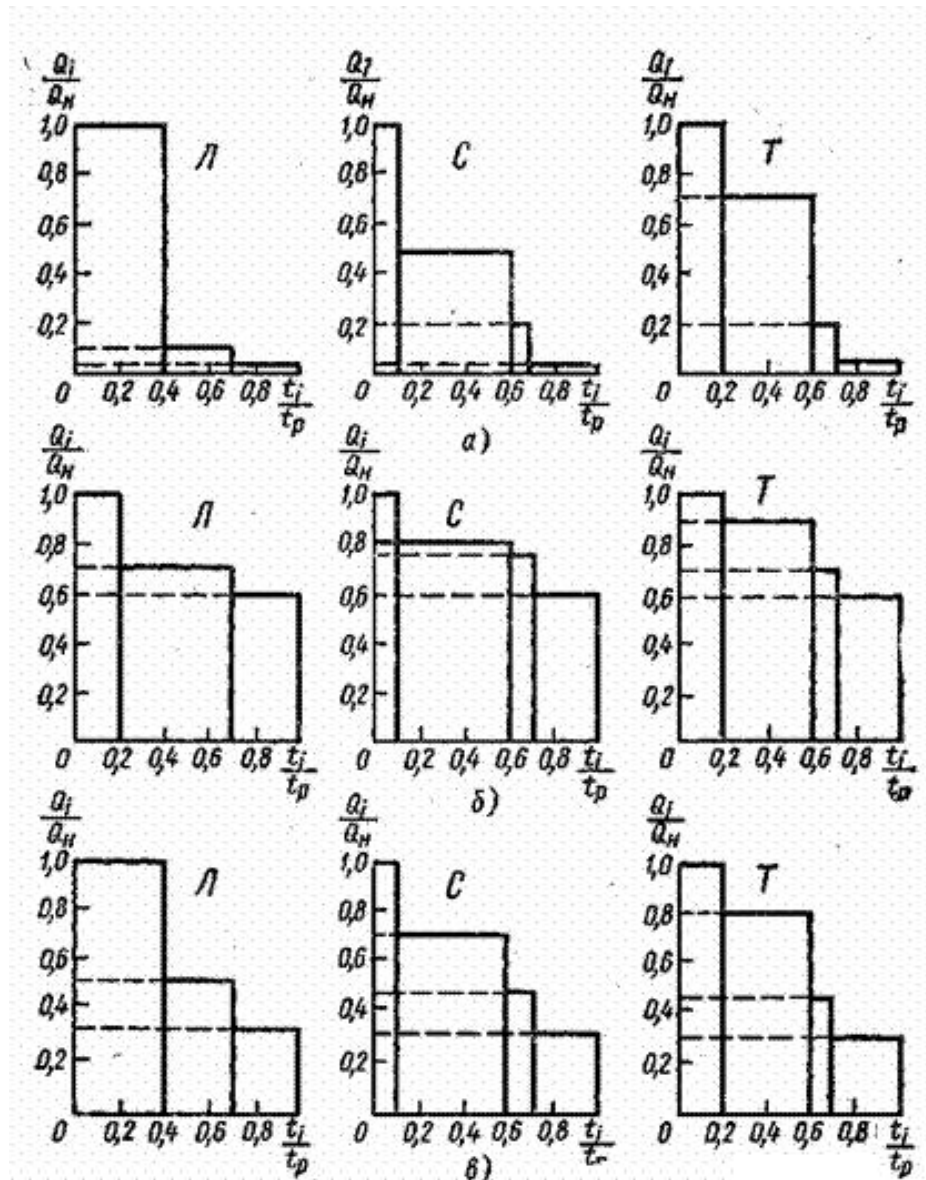


Рисунок 1.13 - Графіки завантаження механізмів.

Визначення числа підйомів вантажу протягом години й розрахункових чисел циклів, прийнятих при розрахунках на витривалість, роблять на основі розгляду циклу відповідного технологічного процесу.

1.6. Методики інженерних розрахунків динамічних характеристик при пересуванні вантажопідйомних кранів мостового типу

Проведений аналіз численних публікацій, присвячених дослідженням динамічних навантажень, що виникають у механічній частині пересування мостових кранів, таких авторів як В.П. Балашов, Н.А. Лобов, М.М. Гохберг, Б.С. Ковальський, О.В. Григоров, С.А. Козак, В.А. Скородумов, Х. Дрессиг, Б.В. Квартальнов, В.І. Ключев, Ю.А. Борців, Б.Ш. Бургин, В.Н. Тищенко, Г.Г. М. Шеффлер, Соколовський, Л.Б. Масандилов, Р.П. Герасимьяк, І.Я. Браславський і ін. Було визначено, що більшість робіт [9-14,21], що приділяють особливу увагу проблемі обмеження динамічних навантажень за допомогою систем ЕП, проводилися на основі вистави моста крана у вигляді двомасовий, а з урахуванням переміщуваного вантажу, тримасовий паралельної ЕМС із одного ступенем волі. Проте, практично завжди при русі мостового крана відбувається його поперечний зсув і поворот щодо підкранової колії, які обмежуються ребордами ходових коліс при контакті з рейками, викликаючи при цьому додаткові перекісні зусилля в металоконструкції крана. До того ж постійні зіткнення й контакти реборд коліс із рейками викликає їхнє інтенсивне зношування й, як наслідок, передчасний вихід з ладу елементів ходової частини мостового крана. Усе це свідчить про те, що для визначення факторів, що викликають динамічні навантаження в механічній частині пересування мостових кранів, у першу чергу, необхідно більш детальне дослідження специфіки його руху по рейковому шляхові. Однак вистава мостового крана у вигляді розрахункової схеми з одного ступенем волі не дозволяє визначити причини, що викликає його поперечний зсув і поворот щодо рейок, а отже, і розробити заходу, що усувають ці причини.

Розглянуті методики інженерних розрахунків динамічних характеристик при пересуванні вантажопідйомних кранів мостового типу.

У роботах І. В. Бутенко, Н.А Лобова, Ф. Зедльмаера [12-14,] теоретично доведене й експериментально підтверджене, що параметри механізму пересування крана (тобто його рушійна сила, передатне відношення редуктора й ін.) значно впливають на характер перехідних процесів (несталих режимів розгону) і на значення максимальних інерційних навантажень на металоконструкцію крана, що пояснюється тим, що вантажопідйомні крани працюють у режимі багаторазового включення механізмів частими пусками, що характеризуються, і зупинками й підтверджує необхідність подальших досліджень.

Проведений огляд і аналіз стану питання так само показав, що відсутні інженерні методики розрахунків і програми, призначені для моделювання процесів пересування мостових кранів з різними параметрами механізму пересування й крана в цілому. Особливо актуальним є питання автоматизації проектування вантажопідйомних кранів мостового типу, тому що незважаючи на те, що ці завдання розглядалися в роботах Ловейкіна В.С., Ромасевича Ю.О. та ін. [24-26], на виробництві практично не використовуються САПР мостових кранів.

Таким чином, підтверджена необхідність обліку динамічних характеристик при розробці систем автоматизації проектування мостових кранів (механізмів пересування).

Практика застосування систем автоматизації проектування у вітчизняному кранобудівництві виявила наступні особливості: по-перше, при проектуванні мостових і баштових кранів основна увага приділяється розрахунками на міцність, розрахункам зварених швів і болтових з'єднань; по-друге, інформація з розрахунків динамічних характеристик при пересуванні з використанням засобів САПР відсутні.

1.7. Поняття САПР

Одним з головних призначень систем САПР (CAD/CAE - комп'ютерне проектування й інженерний аналіз) є точне відтворення й наочна імітація

Червоні зони свідчать про критичні напруження, які можуть привести до руйнування.

Сині зони свідчать про можливість економії метала й зниженні маси виробу.

За дуже короткий час роботи з комп'ютерною моделлю, інженер створює конструкцію, зроблену з погляду функціональності, надійності, якості й технологічності.

Аналогічна робота на фізичній моделі зажадала б значно більше часу й засобів, і дала б гірші результати.

У більшості випадків, сучасні програмно-апаратні засоби дозволяють повністю відмовитися від випробувань на фізичних зразках, а в таких випадках, як, наприклад, обов'язкові (сертифікаційні) випробування, підготувати конструкцію й сам експеримент для успішної задачі-приймання з першого разу. Крім цього, використовуючи комп'ютерну імітацію, можна поставити такі експерименти, які неможливо реалізувати за допомогою фізичних натурних зразків, або реалізація яких дуже трудомістка й дорога.

Часто, при випробуванні фізичних зразків, після одержання більш-менш удалих результатів, робота над удосконалюванням конструкції припиняється з міркувань економії на подальших випробуваннях. Напроти, у комп'ютері можна “прогнати” сотні випробувань і перевірити безліч потенційна цікавих варіантів, підбираючи різні характеристики для одержання найбільш оптимальної та ефективної конструкції. Така можливість досліджувати за допомогою САПР безліч варіантів майбутніх виробів без витрат у виготовлення, забезпечила світової промисловості величезний якісний перегонів. Практично кожне машинобудівне підприємство в тієї або іншій формі заявляло й заявляє про вкрай велике значення САПР у їхньому успіху і про значний економічний ефект від застосування комп'ютерних технологій.

Найбільш відомі (до 2020 р.) наступні CAE/CAD/ Cam-Системи, призначені для машинобудування. “Важкі” системи (у дужках зазначена фірма, що розробила або поширює продукт): Unigraphics (EDS Unigraphics);

Solid Edge (Intergraph); Pro/Engineer (PTC — Parametric Technology Corp.), CATIA (Dassault Systemes), EUCLID (Matra Datavision), CADD5.5 (Computervision, нині входить в PTC) і ін.

“Легкі ” системи: Autocad (Autodesk); 3ds Max, Inventor, Maya, Revit (гр. Autodesk, Inc - Сан-Франциско, Калифорнія); Caddy (Ziegler Informatics);

Системи, що займають проміжне положення (середньомасштабні): Cimatron, Microstation (Bentley), Euclid Prelude (Matra Datavision) та ін. С ростом можливостей персональних ЕОМ грані між “важкими” і “легкими” CAD/ Cam-Системами поступово стираються.

CAE-системи (Computer-Aided Engineering) - це програмні пакети для проведення інженерних розрахунків, аналізу та симуляції фізичних процесів, які дозволяють оцінити, як спроектований об'єкт поведеться в реальних умовах. Вони застосовуються для перевірки міцності, теплових режимів, гідродинаміки та інших фізичних характеристик, допомагають покращити конструкцію, підвищити якість виробів, скоротити терміни розробки та знизити витрати на створення фізичних прототипів.

Основні функції CAE-систем це:

- Моделювання: Оцінка поведінки виробу в реальних умовах експлуатації з використанням чисельних методів, таких як метод кінцевих елементів, метод кінцевих об'ємів та метод кінцевих різниць.
- Аналіз: Перевірка міцності, розрахунок теплових режимів, аналіз потоків рідини та газів, моделювання інших фізичних процесів.
- Валідація та оптимізація: Прогнозування та покращення надійності, продуктивності та довговічності компонентів та збірок.

Застосування CAE-систем це галузі: авіабудування, ракетобудування, машинобудування, енергетика, електроніка, будівництво великих інфраструктурних об'єктів, автомобілебудування та ін.

Типи об'єктів: Від дрібних деталей до складних конструкцій, таких як автомобілі або мости.

Інтеграція: Часто інтегруються з CAD - системами (Computer-Aided Design) для спільного проектування та аналізу.

Цілі використання CAE-систем:

Підвищення якості та надійності виробів.

Скорочення термінів розробки та час виходу ринку.

Зниження витрат на створення та тестування фізичних прототипів.

Приклади CAE-систем:

Ansys - один з лідерів ринку, що пропонує широкий спектр рішень для різних видів інженерного аналізу.

Siemens NX CAE - потужний комплексний інструмент для інженерних розрахунків.

Abaqus - спеціалізована система для вирішення складних нелінійних задач міцності.

Для зручності адаптації САПР до потреб конкретних додатків, для її розвитку доцільно мати в складі САПР інструментальні засоби адаптації такі як CASE--системи (Computer-Aided Software/System Engineering).

CASE-технології – це набір програмних засобів та методів для автоматизації процесу проектування та розробки програмного забезпечення та інформаційних систем. Вони включають інструменти для аналізу, документування, кодування, тестування та управління проектами, що підвищує якість і спрощує супровід програмних продуктів.

Ключові особливості CASE-технології це:

Автоматизація - Автоматизуйте багато рутинні завдання, такі як створення діаграм, специфікацій та генерація коду.

Графічні засоби - Використовує графічні інтерфейси для моделювання систем, що дозволяє наочно уявити їх структуру.

Інтеграція - Дозволяє інтегрувати різні компоненти для повнішої підтримки процесу розробки.

CASE-технології для проектування та аналізу елементів підйомних кранів – це інструменти та методи, що автоматизують розробку, аналіз та

виробництво. Приклад включає використання систем автоматизованого проектування (CAD) для 3D-моделювання, а потім систем автоматизованого аналізу (CAE) для розрахунку міцності, стійкості та навантажень на елементи крана, такі як стріла і опорна конструкція, що дозволяє виявити дефекти на ранній стадії.

Приклади застосування CASE-технологій у проектуванні кранів:

1. 3D-моделювання та прототипування - Використання CAD-систем (наприклад SolidWorks, Autodesk Inventor) для створення точних 3D-моделей всіх компонентів підйомного крана.
2. Аналіз взаємодії між елементами та перевірка ергономіки за допомогою віртуальних макетів, перш ніж приступити до фізичного виготовлення.
3. Аналіз міцності та навантажень - Застосування CAE-систем (наприклад, ANSYS, Nastran) щодо структурного аналізу методом кінцевих елементів (МКЕ).
4. Моделювання різних сценаріїв навантаження: максимальна вантажопідйомність, вітрові навантаження, динамічні дії під час руху крана.
5. Виявлення зон з підвищеною концентрацією напруг, що дозволяє оптимізувати конструкцію та запобігти поломкам.
6. Аналіз динаміки та вібрацій - Використання спеціалізованих інструментів для аналізу динамічної поведінки крана, включаючи вібрації під час роботи.
7. Оптимізація конструкції для зниження вібрацій, що підвищує безпеку та термін служби крана.
8. Автоматизація розрахунків та документації - Інтеграція CAD/CAE-систем із системами управління життєвим циклом виробу (PLM) для автоматичного створення проектної та виробничої документації.
9. Застосування скриптів і макросів для автоматизації розрахунків, що повторюються, і перевірки відповідності нормативним вимогам.

У якості мов — форматів міжпрограмних обмінів — використовуються IGES, DXF, Express (стандарт ISO 10303-11, входить у сукупність стандартів STEP), SAT (формат ядра ACIS) і ін.

Найбільш перспективними вважаються діалекти мови Express, що пояснюється загальним характером стандартів STEP, їхньою спрямованістю на різні додатки, а також на використання в сучасних розподілених проектних і виробничих системах. Дійсно, такі формати, як IGES або DXF, описують тільки геометрію об'єктів, у той час як в обмінах між різними САПР і їх підсистемами фігурують дані про різні властивості й атрибутах виробів.

Мова Express використовується в багатьох системах інтерфейсу між CAD/ CAM-системами. Зокрема, у систему CAD++ STEP включене середовище SDAI (Standard Data Access Interface), у якій можлива вистава даних про об'єкти з різних систем CAD і додатків (але описаних за правилами мови Express). CAD++ STEP забезпечує доступ до баз даних більшості відомих САПР із виставою даних, що здобуваються, у вигляді Step-файлів. Інтерфейс програміста дозволяє відкривати й закривати файли проектів у базах даних, робити читання і запис сутностей.

У якості об'єктів можуть використовуватися крапки, криві, поверхні, текст, приклади проектних розв'язків, розміри, зв'язки, типові зображення, комплекси даних та ін.

1.7.1. Поняття про CALS-технології

Cals-Технологія — це технологія комплексної комп'ютеризації сфер промислового виробництва, ціль якої — уніфікація й стандартизація специфікацій промислової продукції на всіх етапах її життєвого циклу. Основні специфікації представлені проектною, технологічною, виробничою, маркетинговою, експлуатаційною документацією. В Cals-Системах передбачені зберігання, обробка й передача інформації в комп'ютерних середовищах, оперативний доступ до даних у потрібний час і в потрібному

місці. Відповідні системи автоматизації назвали автоматизованими логістичними системами або CALS (Computer Aided Logistic Systems). Оскільки під логістикою звичайно розуміють дисципліну, присвячену питанням постачання й керування запасами, а функції CALS набагато ширше й зв'язані з усіма етапами життєвого циклу промислових виробів, застосовують і більш відповідне до предмета розшифрування аббревіатури CALS — Continuous Acquisition and Lifecycle Support.

Застосування CALS - технології дозволяє суттєво скоротити обсяги проектних робіт, тому що опису багатьох складених частин устаткування, машин і систем, що проектували раніше, зберігаються в базах даних мережних серверів, доступних будь-якому користувачеві технології CALS. Суттєво полегшує вирішення проблем ремонтпридатності, інтеграції продукції різного роду системи й середовища, адаптації до мінливих умов експлуатації, спеціалізації проектних організацій і т.п. Очікується, що успіх на ринку складної технічної продукції буде немислимий поза технологією CALS.

Розвиток CALS-технології повинне привести до появи так званих віртуальних виробництв, при яких процес створення специфікацій з інформацією для програмно керованого технологічного встаткування, достатньої для виготовлення виробу, може бути розподілений у часі й просторі між багатьма організаційно автономними проектними студіями. Серед безсумнівних досягнень CALS-технології слід зазначити легкість поширення передових проектних рішень, можливість багаторазового відтворення частин проекту в нових розробках для індустрії 4.0* та цифрового двійника* (Digital Twin) та ін.

* Індустрія 4.0 — це концепція четвертої промислової революції, яка передбачає повну цифровізацію та інтеграцію всіх виробничих процесів у єдину інтелектуальну систему. Вона базується на використанні кіберфізичних систем (CPS), штучного інтелекту (AI) та Big Data для створення “розумних виробництв”.

* Цифровий двійник — це віртуальна копія (модель) реального об’єкта, процесу або системи, яка відображає його стан, поведінку та взаємодію в режимі реального часу.

Простіше кажучи, це цифрова “тінь” фізичного виробу, що оновлюється відповідно до змін у реальному об’єкті.

Компоненти цифрового двійника це:

- Фізичний об’єкт — реальний виріб або система (наприклад, двигун, завод, літак).
- Цифрова модель — 3D або математична модель цього об’єкта.
- Зв’язок (Data Link) — постійний потік даних від сенсорів до цифрової моделі (через IoT, SCADA, тощо).
- Аналітика — системи ШІ, що аналізують дані, прогнозують збої або пропонують оптимальні дії.

1.8 Висновок

Використання CALS-технологій у проєктуванні мостових кранів є одним із ключових напрямів цифрової трансформації машинобудівної галузі. Завдяки впровадженню принципів безперервного інформаційного супроводу на всіх етапах життєвого циклу виробу — від створення концепції до технічного обслуговування — підприємства отримують можливість працювати у єдиному цифровому середовищі, де всі дані про виріб є узгодженими, актуальними та доступними для всіх учасників процесу.

Застосування CALS-технологій забезпечить підвищення ефективності конструкторсько-технологічної підготовки виробництва, зменшить час розробки нових моделей мостових кранів, знизить кількість помилок під час узгодження документації та впровадження змін. Важливою перевагою є можливість створення цифрового двійника крана, що дозволяє проводити віртуальні випробування, оптимізувати конструкцію, прогнозувати знос і планувати технічне обслуговування ще до початку експлуатації.

З економічної точки зору, впровадження у проектування CALS-технології сприяє зниженню виробничих витрат, скороченню термінів розробки та підвищенню рентабельності. Для підприємств, які працюють на внутрішньому та зовнішньому ринках, це створює додаткові конкурентні переваги, адже впровадження міжнародних стандартів обміну даними (ISO 10303 STEP, ISO 15926 тощо) полегшує кооперацію з іноземними партнерами, постачальниками та замовниками.

Отже, використання CALS-технологій у проектуванні мостових кранів є актуальним, необхідним і перспективним напрямом розвитку сучасного машинобудування. Воно не лише підвищує якість і надійність продукції, але й створює передумови для переходу до індустрії 4.0, де всі процеси взаємопов'язані, автоматизовані і керуються цифровими даними. У підсумку це сприяє формуванню високотехнологічного виробництва, здатного оперативно реагувати на потреби ринку та забезпечувати стаке технічне зростання галузі

2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА

2.1. Етапи розробки методики й алгоритму автоматизації проектування мостових кранів з урахуванням аналізу процесів пересування.

Відзначається, що основними етапами проектування є (рис. 2.1): попереднє проектне (передпроектне) дослідження необхідності створення вантажопідйомного крана і розробка концепції, безпосередньо конструювання елементів крана в цілому геометричне проектування, оцінка технічних параметрів створеного об'єкта аналітичне моделювання й експериментальне дослідження (це розробка математичних моделей, методик і програм випробувань, ідентифікація аналітичних і експериментальних досліджень із умовами експлуатації) і, нарешті, створення системи автоматизації проектування крана в цілому.

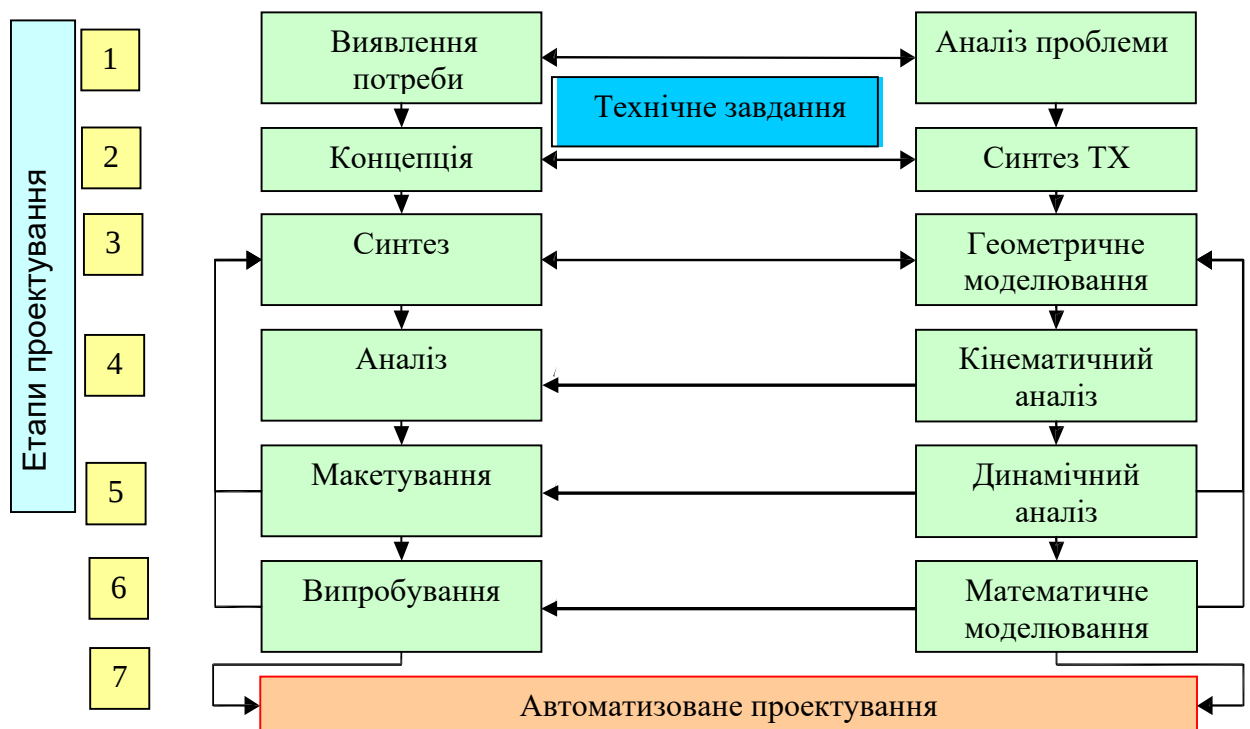


Рисунок 2.1 - Блок-схема побудови алгоритму системи автоматизації проектування вантажопідйомних кранів мостового типу

2.2. Розробка математичних моделей

2.2.1. Математична модель складної динамічної системи крана для дослідження перехідних процесів пересування.

Відзначається, що вантажопідійомний кран являє собою єдину динамічну систему, що полягає з механізмів, що несе металоконструкції, привода та частини конструкції, при пересуванні якого виникає ряд динамічних процесів, до яких ставляться: поперечні і обертальні рухи крана в горизонтальній площині в межах зазорів між ребордами ходових коліс і рейками; коливання елементів механізмів пересування й металоконструкції, що виникають при його пуску та гальмуванні; ударне навантаження елементів ходової частини крана і його металоконструкції при переїзді крановими ходовими колесами рейкових стиків.

При цьому робочий процес характеризується повторно-короткочасним режимом включення механізмів із частими пусками й зупинками. Ідеальні перехідні процеси сприяють зниженню динамічних навантажень на металоконструкцію, підвищенню безпеки вантажопідійомних операцій, збільшенню терміну служби кранових компонентів. Докладне вивчення режимів роботи крана і аналіз змінних при цьому динамічних процесів дозволив зробити ряд важливих допущень, що суттєво впливають на адекватність розроблювальної моделі.

При розробки моделі, призначеної для дослідження перехідних режимів роботи крана прийняті наступні допущення: вантажопідійомний кран представлений як система із зосередженими параметрами; модель стаціонарна; кран розглядається в інерційної системі координат XOY , початок якої збігається із центром вантажного візка, який рухається разом із краном; головні та кінцеві балки моста крана являють собою абсолютно тверді тіла з рівномірно розподіленою масою; гнучка підвіска вантажу замінюється пружним зв'язком з умовною горизонтальною твердістю; швидкості й розміри приводних коліс рівні; розглядається розташування вантажного візка в середині прольоту моста крана; не враховуються зазори в

трансмисії й приводі; сила опору пересуванню крана ухвалюється постійною; ураховуються загасання коливань у трансмісії й металоконструкції моста; бічні сили, що діють на кранову систему при розгоні й гальмуванні ухвалюються рівними нулю; у силу практичної симетрії навантаженості крана дві його головні балки моста замінюються однією.

На підставі експериментального дослідження характеру фізичних процесів на 3D - моделі крана, а так само шляхом зіставлення розрахунків, схема двоблокового мостового крана у відповідність із усіма прийнятими вище допущеннями в загальному випадку представляється у вигляді, показаному на рис. 2.2.

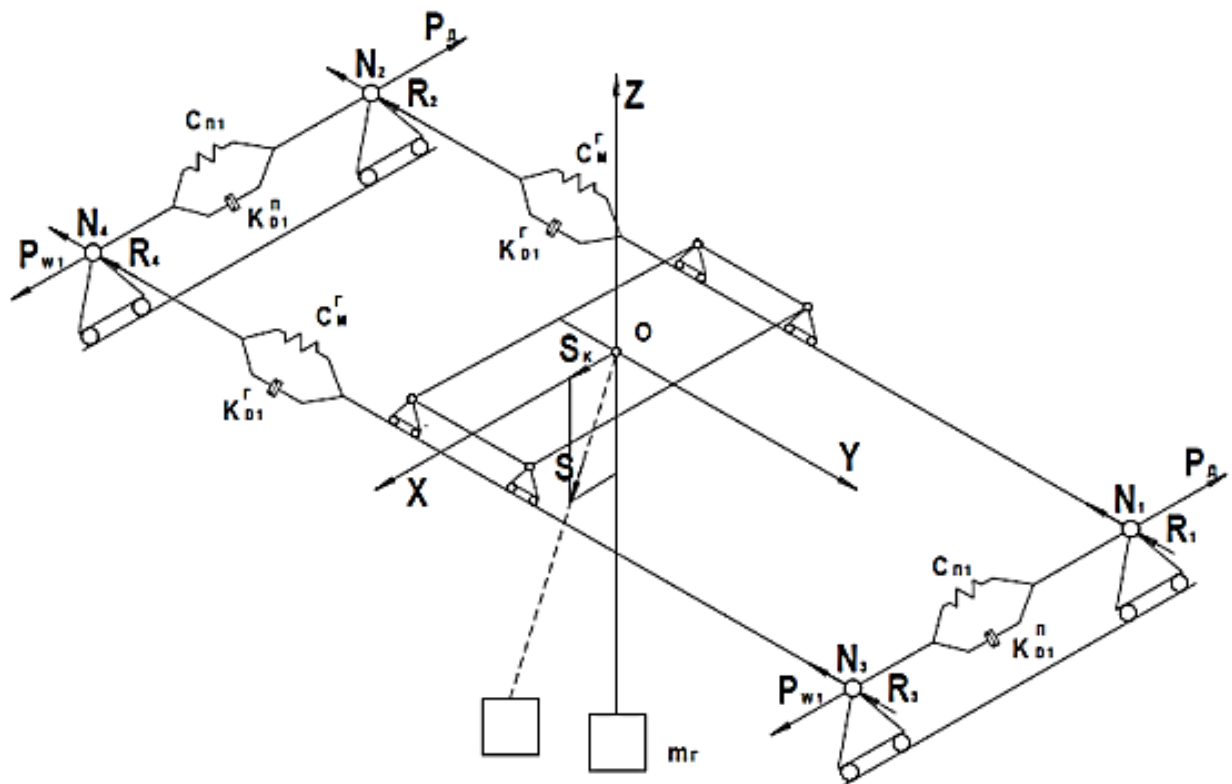


Рисунок 2.2 - Розрахункова схема мостового крана.

Пропонована розрахункова схема мостового крана (див. рис. 2.2), розглядає випадок розташування вантажного візка в середині прольоту, коли динамічні навантаження на металоконструкцію ухвалюють максимальні значення. Використання такої розрахункової схеми для оптимізації процесів пересування мостових кранів виправдане, тому що положення візка

практично не виявляє впливу на час розгону (гальмування), кут відхилення вантажних канатів від вертикалі, а динамічні навантаження на металоконструкцію при зсуві візка до кінцевих балок зменшується.

З урахуванням прийнятих допущень для розрахункової схеми на рисунку 2.3, у силу практичної симетрії виконуються наступні $m_{\Pi} = 2m_{\Pi 1}$ умови: де, $m_K = 2m_{K1}$, $P_1 = 2P_{D1}$, $P_W = 2P_{W1}$. Таким чином, мостовий кран розглядається як система із трьома зосередженими масами, дві з яких (m_{K1}) наведені до поступального переміщення кінцевих балок, а одна (m_M) – до поступального переміщення візка в середині прольоту. Розглянута трьохмасова розрахункова схема на Рисунок 2.3, отримана з 6-масової шляхом об'єднання мас m_{Π} і m'_K , тобто $m_K = m_{\Pi} + m'_K$, складену на підставі припущення про абсолютну жорсткість механізму пересування.

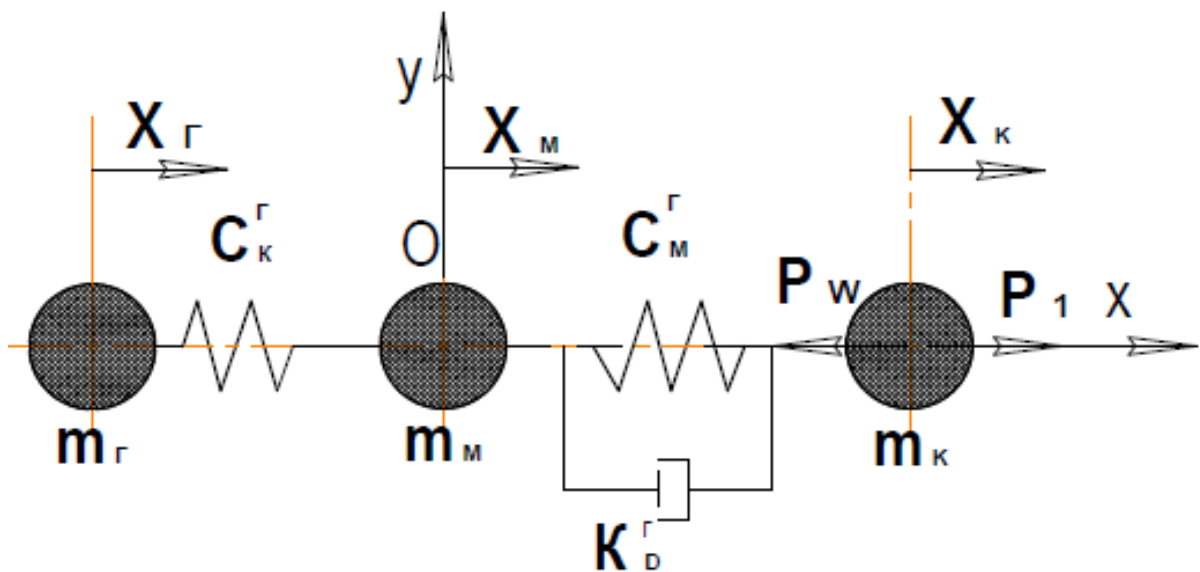


Рисунок 2.3.- Трьохмасова розрахункова схема мостового крана

Прийнята трьохмасова розрахункова схема, призначена для дослідження процесів пересування вантажопідйомних кранів мостового типу складена на підставі прийнятих допущень підтверджених теоретичними й експериментальними даними і урахує загасання коливань металоконструкції, а при завданні рушійної сили враховуються основні параметри механізму пересування.

Тоді, рух представленої на рисунку 2.3 розрахункової схеми описується наступною системою рівнянь:

$$\begin{aligned} m_K \cdot \ddot{x}_K + K_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M^r \cdot (x_K - x_M) - P_1 + P_W &= 0; \\ m_M \cdot \ddot{x}_M + K_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M^r \cdot (x_K - x_M) + C_K^r \cdot (x_M - x_r) &= 0; \\ m_r \cdot \ddot{x}_M - C_K^r \cdot (x_M - x_r) &= 0; \end{aligned} \quad (2.1)$$

де додатково вводяться в розрахунки сили:

$$S_M = K_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M^r \cdot (x_K - x_M); \quad (2.2)$$

$$S_K = C_M^r \cdot (x_M - x_r); \quad (2.3)$$

де прийняті наступні позначення:

$m_{\Pi 1}$ - наведена до поступального переміщення крана маса обертових частин привода, (кг); m'_K - наведена до поступального переміщення крана маса кінцевих частин моста, (кг); $m_K = m_{\Pi} + m'_K$;

m_M - наведена до поступального переміщення крана до середини прольоту маса середніх частин моста й вантажного візка, (кг); m_{Γ} - маса вантажу, (кг); P_D - рушійна сила механізму пересування, наведена до обох приводних ходових коліс, Н; P_W - сила статичного опору пересуванню крана, Н; S_M - горизонтальне інерційне навантаження на металоконструкцію крана; S_K - горизонтальна складова натягу вантажних канатів; C_M^r - коефіцієнт твердості металоконструкції крана в горизонтальній площині, Н/м; C_K^r - аналог твердості системи підвіски вантажу на канатах, тобто умовний коефіцієнт твердості вантажних канатів, Н/м; K_D^r - коефіцієнт загасання коливань (демпфірування) металоконструкції в горизонтальній площині; x_{Π} , x_K , x_M , x_{Γ} - шляхи, прохідні відповідними масами від початку координат, м.

Ухвалюючи за початок відліку момент включення електродвигуна механізму пересування, задані наступні початкові умови для розв'язку системи (2.1): $t = 0$;

$$x_K = 0 ; x_m = 0 ; x_{\Gamma} = 0 ; S_M = 0 ; P_{D \cdot HAC} = 5 \text{ кН}.$$

Параметричний синтез математичної моделі здійснювався зміною наступних параметрів: часу розгону крана, початкових значень рушійної сили механізму пересування, зміною геометричних розмірів крана (проліт, база, довга підвісу вантажу і його маса), радіус ходових коліс крана, передатне відношення редуктора механізму пересування та ін.

2.2.2. Розробка і дослідження систем електроприводів, що забезпечують рух мостових кранів без перекосу.

Практично завжди при русі мостового крана відбувається його поперечний зсув і поворот щодо підкранової колії, які обмежуються ребордами ходових коліс при контакті з рейками, викликаючи при цьому додаткові перекісні зусилля в металоконструкції крана. До того ж постійні зіткнення і контакти реборд коліс із рейками викликає їхнє інтенсивне зношування і, як наслідок, передчасний вихід з ладу елементів ходової частини мостового крана. Усе це свідчить про те, що для визначення факторів, що викликають динамічні навантаження в механічній частині пересування мостових кранів, у першу чергу, необхідно більш детальне дослідження специфіки його руху по рейковому шляхові. Однак вистава мостового крана у вигляді розрахункової схеми з одного ступенем волі не дозволяє визначити причини, що викликає його поперечний зсув і поворот щодо рейок, а отже, і розробити заходу, що усувають ці причини. Тому на основі ЕМС пересування мостового крана (рис. 2.4) була складена його трьохмасова математична модель, що враховує ефект пружного ковзання обертових коліс щодо рейок, а також його поперечний зсув і поворот у межах зазорів між ребордами коліс і рейками підкранової колії.

Системи рівнянь, що дозволяють досліджувати динаміку крана як при вільному його русі, так і при контакті реборд коліс крана з рейками підкранової колії, виглядають у такий спосіб:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= -c \cdot (x_1 - \frac{B}{2} \cdot \phi_1 - x_{k1}); F_2 = -c \cdot (x_2 - \frac{B}{2} \cdot \phi_2 - x_{k2}); \\ F_3 &= -c \cdot (x_1 + \frac{B}{2} \cdot \phi_1 - x_{k3}); F_4 = -c \cdot (x_2 + \frac{B}{2} \cdot \phi_2 - x_{k4}); \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1 + F_3 - \frac{E \cdot F}{l} \cdot (x_1 - x_2) &= m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2}; \\ F_2 + F_4 + \frac{E \cdot F}{l} \cdot (x_1 - x_2) &= \\ &= (m_2 + m_3) \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} + m_3 \cdot l_{II} \cdot \frac{d^2 \phi_4}{dt^2} \cdot \cos(\phi_4) - m_3 \cdot l_{II} \cdot (\frac{d\phi_4}{dt})^2 \sin(\phi_4); \\ -m_3 \cdot g \cdot l_{II} \cdot \sin(\phi_4) &= m_3 \cdot l_{II}^2 \cdot \frac{d^2 \phi_4}{dt^2} + m_3 \cdot l_{II} \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} \cdot \cos(\phi_4). \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Поперечний зсув коліс приводний колеса

$$\left. \begin{aligned} K_1 \cdot \frac{dx_{k1}}{dt} &= c \cdot (x_1 - \frac{B}{2} \cdot \phi_1 - x_{k1}) \cdot (v_{y1} \mp K_1 \cdot r_1 \cdot \omega_{1k} \cdot \xi) - \\ &- K_1 \cdot r_1 \cdot \omega_{1k} \cdot (\phi_1 + \beta_{k1}); \\ K_2 \cdot \frac{dx_{k2}}{dt} &= c \cdot (x_2 - \frac{B}{2} \cdot \phi_2 - x_{k2}) \cdot (v_{y2} \mp K_2 \cdot r_2 \cdot \omega_{2k} \cdot \xi) - \\ &- K_2 \cdot r_2 \cdot \omega_{2k} \cdot (\phi_2 + \beta_{k2}), \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

холості колеса

$$\left. \begin{aligned} \frac{K_1}{1 \mp K_1 \xi} \frac{dx_{k3}}{dt} &= (c \cdot (x_1 + \frac{B}{2} \cdot \phi_1 - x_{k3}) - \frac{K_1}{1 \mp K_1 \xi} \cdot (\phi_1 + \beta_{k3})) \cdot v_{y1}; \\ \frac{K_2}{1 \mp K_2 \xi} \frac{dx_{k4}}{dt} &= (c \cdot (x_2 + \frac{B}{2} \cdot \phi_2 - x_{k4}) - \frac{K_2}{1 \mp K_2 \xi} \cdot (\phi_2 + \beta_{k4})) \cdot v_{y2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Поворот крана в межах зазорів між ребордами коліс і рейками

$$\left. \begin{aligned} M_3 - M_1 - \frac{d\Pi_{\Sigma}}{d\phi_1} &= J_{m1} \cdot \frac{d^2 \phi_1}{dt^2}; \\ M_4 - M_2 - \frac{d\Pi_{\Sigma}}{d\phi_2} &= J_{m2} \cdot \frac{d^2 \phi_2}{dt^2}, \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

де $P_{пр1}, P_{пр2}$ – тягові сили приводних коліс мостового крана; W_3, W_4 – сили опору пересуванню крана; W_5, W_6 – додаткові сили опору пересуванню крана при торканні реборд коліс кранових рейок; y_1, y_2 – переміщення мас крана уздовж рейок; ϕ_3 – кут відхилення вантажу від вертикалі по координаті y ; x_1, x_2 – переміщення мас крана поперек рейок; $x_{k1} \div x_{k4}$ – переміщення коліс крана поперек рейок; ϕ_4 – кут відхилення вантажу від вертикалі по координаті x ; B – база крана; $M_1 \div M_4$ – обертальні моменти кінцевих балок

моста; m_1, m_2, m_3 – наведені маси моста й вантажу; J_{m1}, J_{m2} – моменти інерції наведених мас моста; ξ – коефіцієнт піддатливості моста при дії на нього поперечної сили; β_{ki} – монтажний кут перекосу колеса при установці; l_{Π} – довжина підвісу вантажу; E – модуль поздовжньої пружності пролітних балок крана; F – площа перетину, яка зазнає деформації; l – довжина пролітної балки мостового крана; K_1, K_2 – коефіцієнти пружного ковзання; P_{Σ} – потенційна енергія деформації пролітних балок; $F_1 \div F_4$ – пружні сили, що діють між ходовими колесами й рамою моста; r_1, r_2 – радіуси ходових коліс; ω_{1k}, ω_{2k} – кутові швидкості ведучих коліс; C – коефіцієнт твердості кінцевої балки моста.

2.2.3. Аналітичні дослідження впливу параметрів електричної і механічної частин електроприводів на динамічні властивості ЕМС пересування мостового крана.

Оскільки поперечний зсув і поворот моста відбуваються досить повільно, те такі дослідження можна проводити за допомогою паралельної ЕМС (дворухового ЕП, з'єднаного пружному механічним зв'язком) з одного ступенем волі.

У якості досліджуваного об'єкта була взята найпоширеніша в цей час схема дворухового асинхронного електропривода, лінеаризована система рівнянь якого з обліком двомасовий паралельної ЕМС крана виглядає в такий спосіб:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\bar{\beta}_{1d}(\bar{\omega}_0 - \bar{\omega}_1)}{(T_{\Sigma 1} \cdot p + 1)} - \bar{M}_S - \bar{M}_{C1} &= T_{m1} \cdot p \cdot \bar{\omega}_1; \\ \frac{\bar{\beta}_{2d}(\bar{\omega}_0 - \bar{\omega}_2)}{(T_{\Sigma 2} \cdot p + 1)} + i \cdot \bar{M}_S - \bar{M}_{C2} &= T_{m2} \cdot p \cdot \bar{\omega}_2; \\ T_S \cdot p \cdot \bar{M}_S &= (\bar{\omega}_1 - i \cdot \bar{\omega}_2), \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

де $T_{mi} = J_i \cdot \omega_6 / M_6$ – механічна постійна часу мас; $T_s = M_6 / (\omega_6 \cdot C_s)$ – постійна часу жорсткості; $\beta_{1d} = \beta_{1d} \cdot \omega_6 / M_6$ – нормоване значення жорсткості механічної характеристики; $M_s = M_s / M_6$ – момент перекоосу; T_{Ei} – електромагнітна постійна часу електродвигунів; i – коефіцієнт приведення; $M_{Ci} = M_{Ci} / M_6$ – момент статичного спротиву; ω_6 , M_6 – базові значення швидкості та моменту, відповідно; C_s – жорсткість паралельної ЕМС.

Тому що одним з факторів зниження динамічних навантажень є здатність привода демпфірувати пружні механічні коливання, то з метою додання чисельних значень коливання паралельної ЕМС система дворухового електропривода була досліджена на здатність, що демпфірує. У якості прямої оцінки, що демпфірує здатності був прийнятий логарифмічний декремент (λ). У результаті дослідження залежностей $\lambda = f(\beta)$ при різних параметрах системи (Рисунок 2.5,а) була отримана універсальна крива максимального демпфірування двомасовий паралельної ЕМС (рисунок 2.5,б), що свідчить, що в загальному випадку максимальна здатність, що демпфірує, залежить тільки від твердості системи (параметр T_s).

Якщо в системі рівнянь (10) прийняти $\beta_{1d} = \beta_{2d} = \beta$, $T_{m1} = T_{m2} = T_m$, $T_{1E} = T_{2E}$, $i = 1$, то з корінь характеристичного рівняння системи можна одержати подвійну нерівність, у випадку виконання якого в паралельній ЕМС буде протікати аперіодичний перехідний процес:

$$\sqrt{\frac{8 \cdot T_m}{T_s}} \leq \bar{\beta} \leq \frac{T_m}{4 \cdot T_s}. \quad (2.11)$$

Дослідження показали, що ця нерівність здійсненна тільки при відносно малій твердості паралельної ЕМС (більше значення параметра T_s). Однак, у зв'язку з тим, що для конкретного механізму параметри механічної частини постійні, то збільшити ефект, що демпфірує, системи можливо тільки шляхом збільшення твердості механічної характеристики (β) електродвигунів. Але, як видно з вираження (2.11), така дія має межу,

обумовлений параметрами самого електропривода, при перевищенні якого ефект, що демпфірує, паралельної ЕМС знову знижується, тобто дана нерівність дозволяє визначити оптимальну зону зміни β , при якій ефект, що демпфірує, системи буде наближений до максимально можливого (рисунк 2.5 а).

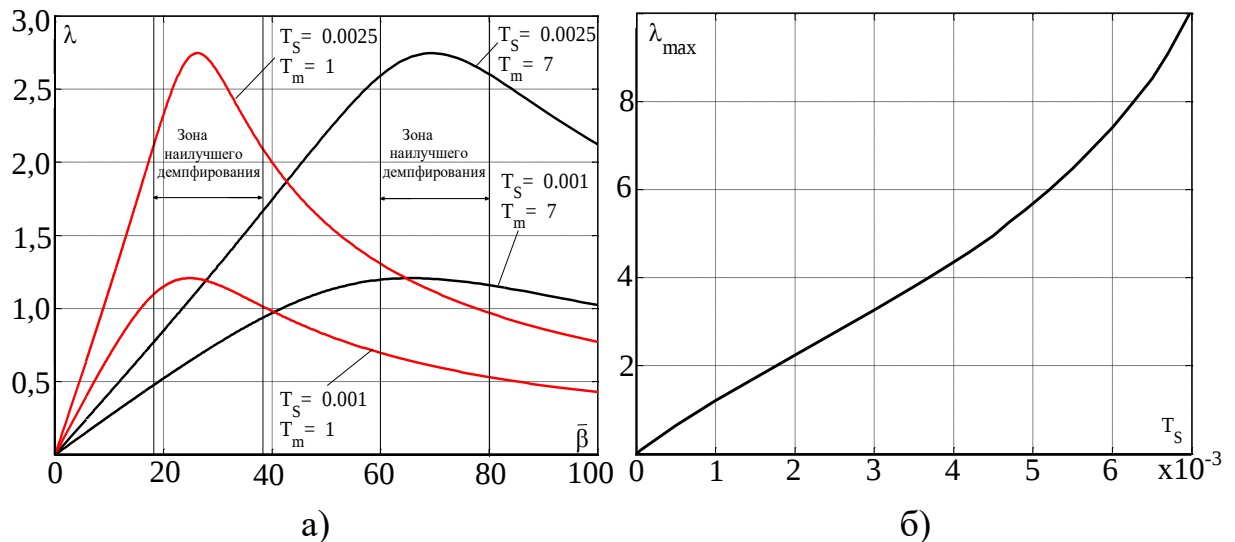


Рисунок 2.5 - Демпфірування паралельної ЕМС

У програмі візуального моделювання MATLAB® з використанням уточненої математичної моделі мостового крана проведені дослідження динаміки його руху. Дослідження проводилися з метою визначення основних факторів, що впливають на якість руху мостового крана, а також визначення умов, що забезпечують його безперекісне переміщення по рейковому шляхові. У якості пускових пристроїв електропривода пересування мостових кранів прийняті індукційні резистори (ІР) механічні характеристики, що формують, екскаваторного типу. Параметри ІР розраховувалися з умов надійного зчеплення коліс із рейками при пуску крана. Для цього була складена методика, що дозволяє однозначно визначати параметри ІР для заданого пускового моменту асинхронного двигуна. Застосування ІР дозволило усунути всі недоліки властиві стандартним контакторним схемам і виключити їхній вплив на динаміку руху крана.

За результатами моделювання руху мостового крана з вантажем при використанні системи дворухового асинхронного електропривода було визначено, що синхронний рух його опор забезпечується тільки при навантаженні металоконструкції крана пружними силами, які приводять до його поперечного зсуву щодо рейок. При цьому реборди коліс мостового крана притискаються до рейок і перебувають у такому стані увесь час руху крана, що приводить до зношування коліс і рейок підкранової колії. Використання різних систем синхронізації швидкостей обертання електродвигунів, наприклад, відому систему синхронного обертання – зрівняльний електричний вал, у якій ротори асинхронних зрівняльних машин підключені паралельно до один одному, дозволило розв'язати проблему зниження динамічних навантажень у фермі мостового крана. Завдяки зрівняльним машинам, взаємодія яких забезпечує синхронне обертання приводних електродвигунів, рівень динамічних навантажень, що діють на кран, знизився в $2 \div 4$ рази (див. рисунок 2.6, а). Однак, як показали результати моделювання, навіть при синхронному русі опор мостового крана його поперечний зсув хоч і повільний, але все-таки відбувається (рисунок 2.6, б). Це явище пояснюється тим, що, по-перше, у перехідних режимах пуску й гальмування мостового крана з даною системою синхронізації все-таки утворюється малий кут повороту крана, а, по-друге, при коченні ведучих коліс відбувається їхнє пружне ковзання щодо рейок, що приводить до порушення рівності відстаней, пройдених опорами мостового крана, і, як наслідок, подальшому збільшенню його кута повороту й поперечному зсуву.

Проведений аналіз динаміки руху мостового крана з існуючими системами електроприводів, які знайшли тій або іншій мірою застосування на практиці, показав, що для забезпечення його безперекосного руху необхідний виконання як мінімум двох умов:

- підтримка синхронного руху опор мостового крана;
- підтримка кута повороту мостового крана на нульовім значенні.

Звідси випливає, що для виконання умов безперекосного руху моста з мінімальними динамічними навантаженнями необхідно застосовувати кардинально інші розв'язки, зв'язані не тільки з розробкою різних систем синхронізації ЕП, але й з розв'язками, що виключають поперечний зсув мостового крана в процесі його руху.

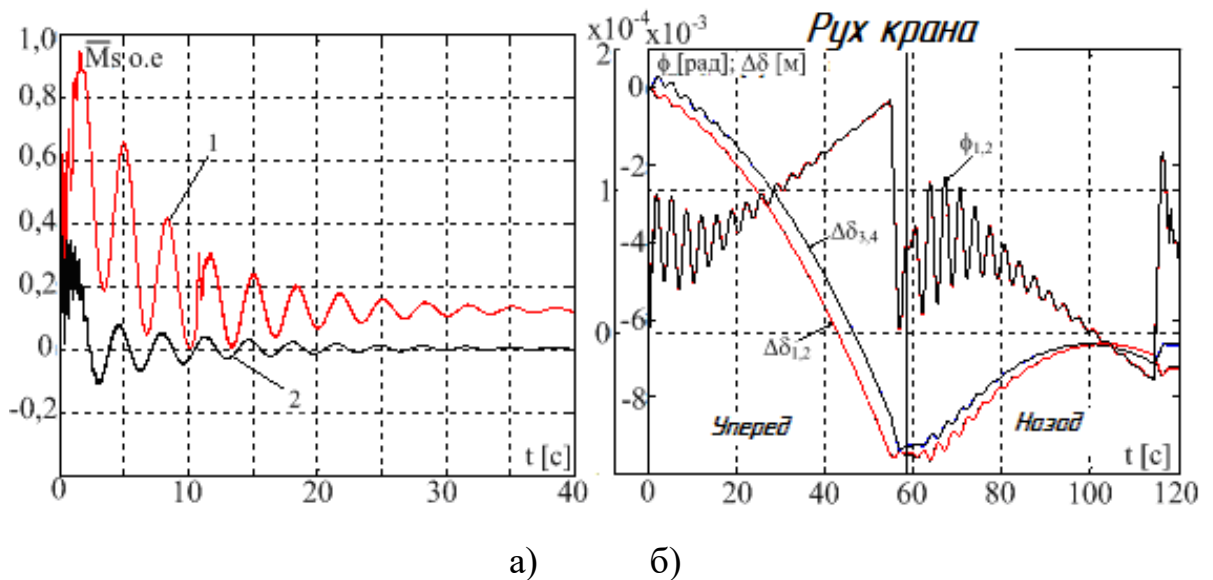


Рисунок 2.6 - Перехідні процеси ЕМС мостового крана

а) значення сили перекоосу, 1 – система ЕП без синхронізації швидкостей; 2 – система ЕП із синхронізацією швидкостей; б) поперечний зсув коліс і кут перекоосу крана при використанні системи ЕП із синхронізацією кутових швидкостей обертання електродвигунів

Один зі способів здійснення безперекосного руху мостового крана, який знайшов застосування на практиці – заміна ходових коліс циліндричного профілю на колеса конічного профілю. Даний спосіб застосовувався на мостових кранах із центральним приводом, де відзначалося збільшення області існування його безперекосного руху. Використання ж індивідуального електропривода на кожному опорі моста на динаміку пересування позначилося незначно, тому що стабілізація руху відбувалася лише за рахунок сил ухилу конічних коліс. Проте, опираючись на результати динаміки пересування мостового крана із центральним електроприводом, можна зробити вивід про те, що поліпшити якість пересування моста на конічних колесах із електроприводом з двома двигунами можливо шляхом

синхронізації приводних електродвигунів кожної з опор моста. Результати моделювання руху мостового крана на конічних колесах із системою синхронізації кутових швидкостей обертання приводних електродвигунів наведені на рисунку 2.7.

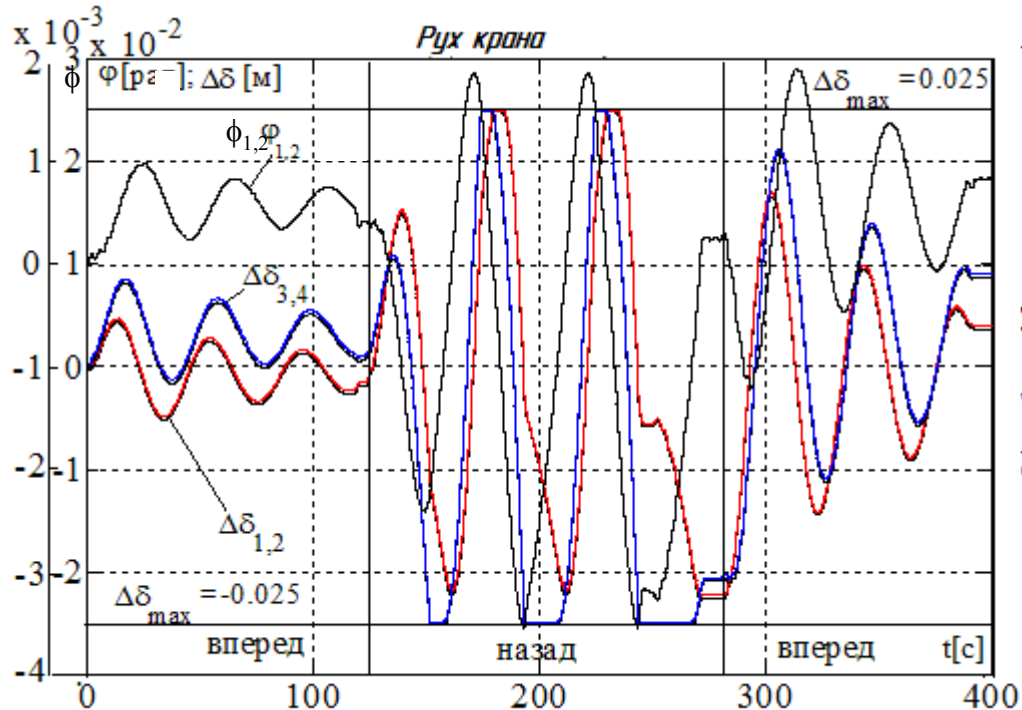


Рисунок 2.7 - Поперечний зсув і кут повороту при русі крана на конічних колесах із системою синхронізації електроприводів

Аналіз графіків (див. рисунок 2.7.) показує, що рух крана на конічних колесах «уперед», тобто коли ведучі колеса виявляються попереду (по напрямкові руху мостового крана), виявляється безперекосним, а рух «назад», коли ведучі колеса перебувають позаду, відбувається з постійним зіткненням реборд коліс крана з рейками. Причому в певні моменти часу при русі «назад» створюється така ситуація, при якій дві вище сформульовані умови безперекосного руху мостового крана виконуються, а реборди всіх його коліс виявляються притиснутими до рейок. Такий рух крана на конічних колесах відбувається внаслідок дії сил ухилу конічного скату бічні сили, що представляють собою, які спрямовані до центру крана. У випадку симетричного розподілу мас на мостовому крані ці сили компенсують один одного. Однак при як завгодно малому зсуві візка від центру крана ця

рівність порушується, що приводить до поперечного зсуву коліс у процесі руху навіть у випадку нульового кута повороту крана. Тому для руху мостового крана без перекосу необхідно третя умова:

- підтримка поперечного зсуву коліс мостового крана в нульовім значенні.

Таким чином, використання уточненої моделі мостового крана дозволило сформулювати три умови його безперекосного руху. При цьому, як показують результати моделювання, для виконання першої умови необхідно підтримувати швидкості руху його опор однаковими, а от виконання другого й третього умов шляхом синхронізації швидкостей опор крана добитися неможливо. У той же час аналіз руху мостового крана на конічних колесах показав, що для виконання двох останніх умов досить здійснювати контроль поперечного зсуву передніх коліс (по напрямкові руху крана) щодо рейок. Це підтверджується результатами моделювання руху крана на конічних колесах «уперед» (див. рисунок 2.7). Тут, при однакових кутових швидкостях обертання приводних електродвигунів (що забезпечується системою синхронізацією ЕП) за рахунок зміни радіуса кочення ведучих коліс, усунення його поперечного зсуву відбувається автоматично. Одержання аналогічного ефекту при русі мостового крана з колесами циліндричного профілю можливо тільки у випадку застосування принципово нової системи керування ЕП із прямим виміром поперечного зсув його передніх коліс (по напрямкові руху), наприклад, за допомогою індуктивних датчиків.

Досліджена система керування електроприводом механізму пересування мостового крана, що забезпечує його безперекосний рух по рейковому шляхові.

Тому що в цей час на мостових кранах в основному використовуються асинхронні двигуни з фазним ротором, те економічно доцільно систему керування, що забезпечує безперекосний рух, застосовувати з існуючими крановими електроприводами. Приміром, можна провести модернізацію

системи дворухового електропривода з вентильними блоками синхронізації, запропоновану професором В.Н. Тищенко (рисунок 2.8), ротори приводних двигунів у якій з'єднані на загальний пускорегулюючий опір через некеровані випрямлячі. У такій схемі умовою одночасної роботи обох трифазних випрямних мостів на загальне навантаження, тобто, коли вони проводять струм, є рівність напруг на виході кожного з них, тим самим, забезпечуючи взаємне регулювання швидкостей.

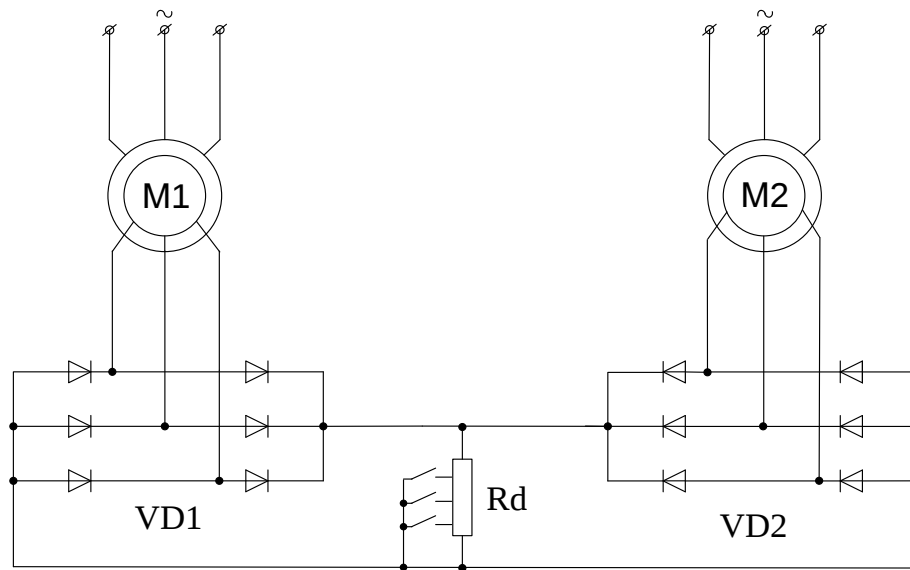


Рисунок 2.8 - Система погодженого обертання ЕП з вентильними блоками синхронізації запропонованої професором В.Н. Тищенко [16]

У зв'язку з тим, що напівпровідникові елементи характеризуються змінною структурою силового ланцюга зі складним, а іноді переривчастим характером електромагнітних процесів, математична модель представлена на рисунку 2.8. системи ЕП була складена за допомогою рівнянь, що описують її динаміку у фазних координатних осях. Напівпровідникові елементи випрямних мостів при розрахунках були замінені RL ланцюгами, які міняють свої параметри залежно від стану напівпровідникового елемента: $R = 0,01 \text{ Ом}$, при $L = 10^{-6} \text{ Гн}$ - діод відкритий, при $L = 106 \text{ Гн}$ - діод закритий. У результаті проведених досліджень при такому математичному описі було визначено, що в даній системі ЕП повного узгодження швидкостей обертання у випадку різного навантаження на електродвигунах не відбувається. Для

перевірки адекватності програмної моделі була зібрана лабораторна установка, за допомогою якої були досліджені різні режими роботи даної системи ЕП, з яких з'ясувалося, що рівність напруг на виході випрямних мостів не є умовою рівності кутових швидкостей обертання. Це пов'язане з тим, що при різниці в навантаженнях на активних опорах роторів електродвигунів відбувається різне спадання напруги, яка при рівних випрямлених напругах приводить до неузгодженості ЕДС, а отже, і швидкостей електродвигунів. Відповідно, чим більше величина опору ротора двигуна й чим більше різниця навантаження, що прикладається, тим більше й неузгодженість швидкостей. Результати, отримані в процесі моделювання, і результати, отримані в процесі експерименту для двигунів типу МТФ011-6, наведені на рисунку 2.9 і рисунку 2.10.

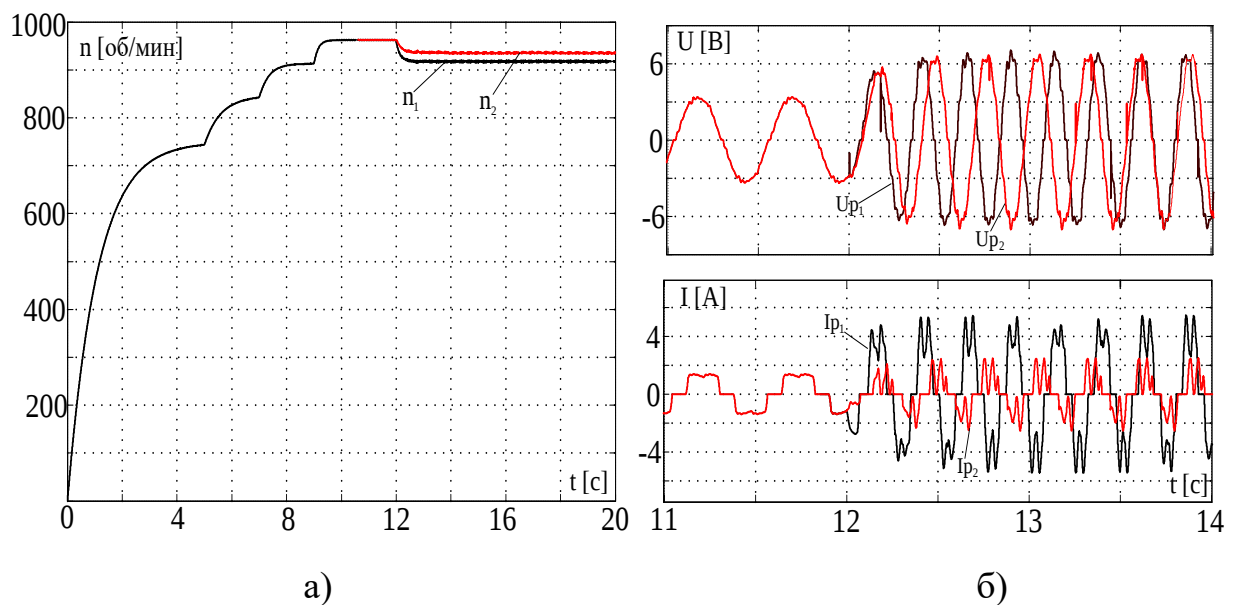


Рисунок 2.9 - Графіки зміни швидкості (а), струму і напруги (б) при збільшення навантаження на один із двигунів, отримані при моделюванні

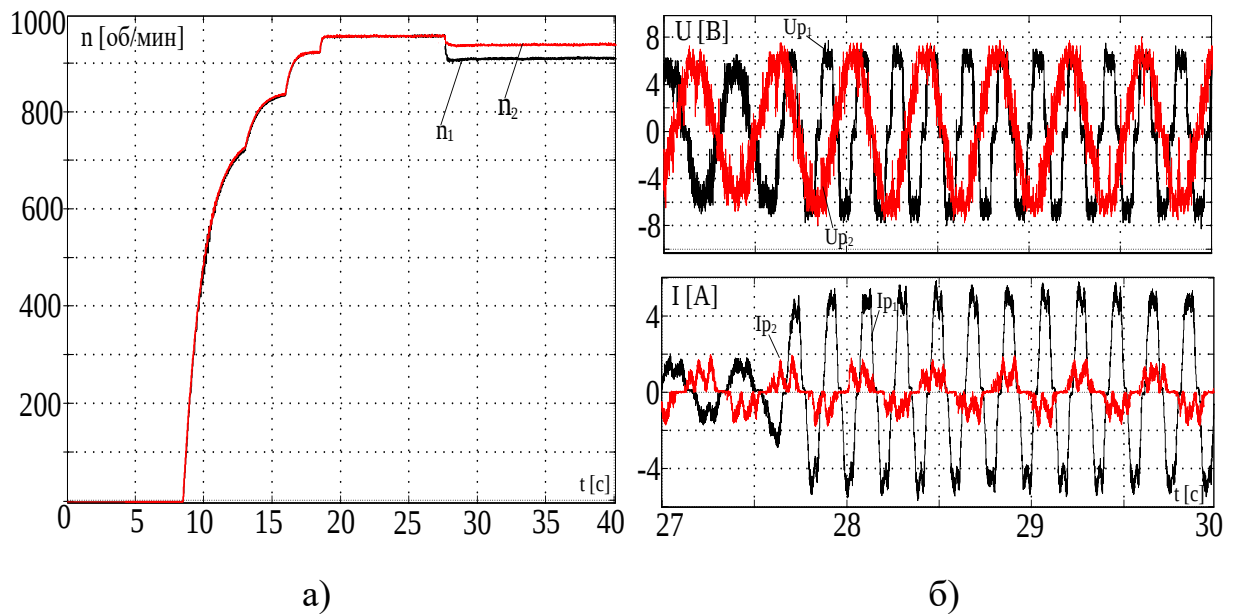


Рисунок 2.10 - Графіки зміни швидкості (а), струму й напруги (б) при збільшення навантаження на один із двигунів, отримані при експерименті

Із представлених графіків видно, що розбіжність між реальними даними і даними, отриманими за допомогою моделювання, не перевищує 5%, що дозволяє використовувати математичну модель ЕП при розробці системи керування, що забезпечує безперекошний рух мостового крана по рейковому шляхові.

Для здійснення плавного регулювання швидкості у дводвигунний ЕП з вентильними блоками синхронізації необхідно лише замінити трифазний діодний міст на тиристорний. Відмінна риса такої схеми полягає в необхідності синхронізації фазового-імпульсно-фазового керування із частотою роторної напруги, а все інше залишається так само, як і у звичайних системах ТП-Д. У зв'язку з тим, що до мостових кранів, що працюють у металургійнім виробництві, не пред'являються високі вимоги по якості регулювання швидкості, те одним з найпростіших варіантів реалізації замкненої системи регулювання швидкості модернізованої системи ЕП є система зі зворотним зв'язком по напрузі ротора.

Функціональна схема електропривода пересування крана, як одного з варіантів модернізації схеми дводвигунного електропривода з вентильними блоками синхронізації представлена на рисунку 2.11.

Система ЕП працює в такий спосіб. Сигнал ($U_{\text{дат к1}}$) від індуктивних датчиків положення поперечного зсуву коліс, які встановлюються на нижній край кінцевої балки моста на рівні рейок підкранової колії, надходить на регулятор напруги (РН), причому сигнал надходить від тих датчиків, які при русі крана виявляються «попереду».

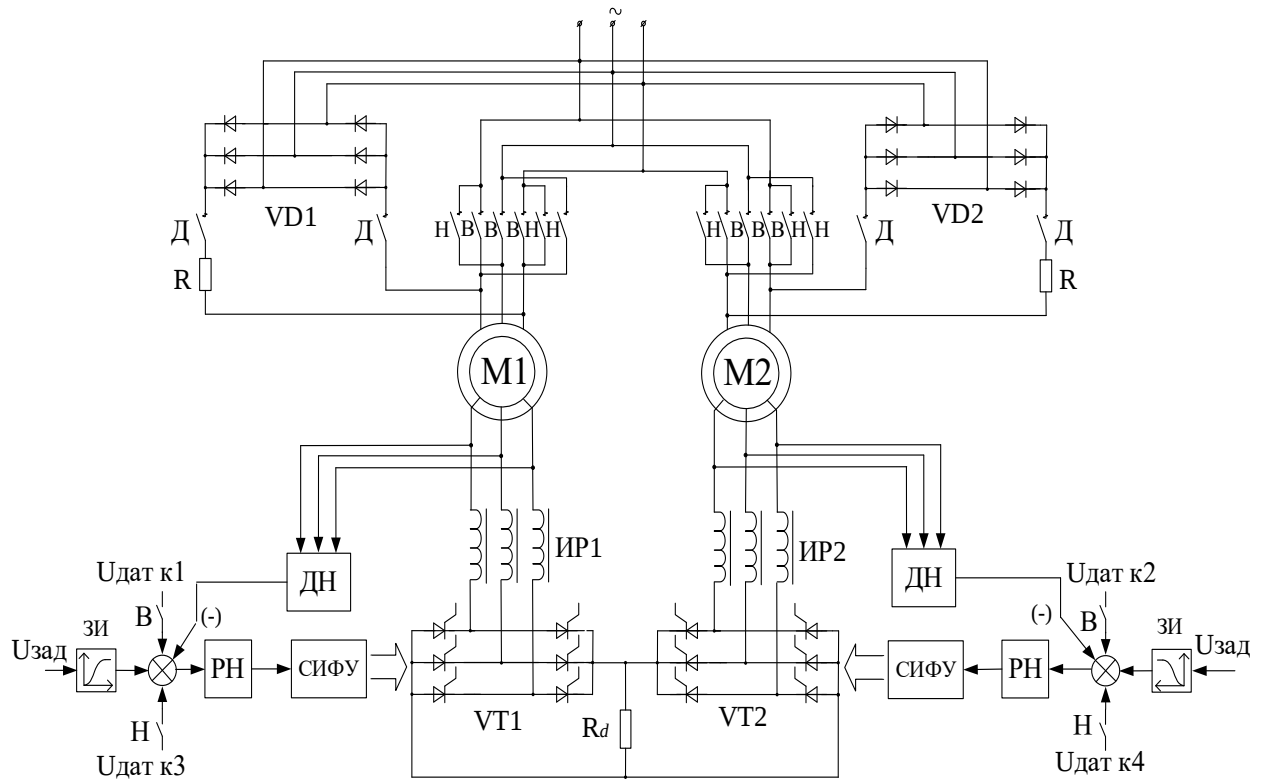


Рисунок 2.11 - Функціональна схема модернізованого електропривода

Також на вхід РН надходить сигнал зворотного зв'язку від датчика напруги, включеного в роторний ланцюг. З регулятора РН сигнал надходить у плату СИФУ (Системи імпульсно-фазового управління), де відбувається узгодження керуючих імпульсів, що подаються на тиристори, з напругою ротора. Крім того, на вхід РН надходить сигнал завдання на рівень швидкості від задатчика інтенсивності, що дозволяє сформувати оптимальний темп розгону крана з метою мінімізації амплітуди розгойдування вантажу, яка, як показали дослідження, є однією з основних причин, що викликають перекісні зусилля у фермі моста.

Графіки перехідних процесів руху мостового крана з розробленою системою показані на рисунку 2.12 і рисунку 2.13.

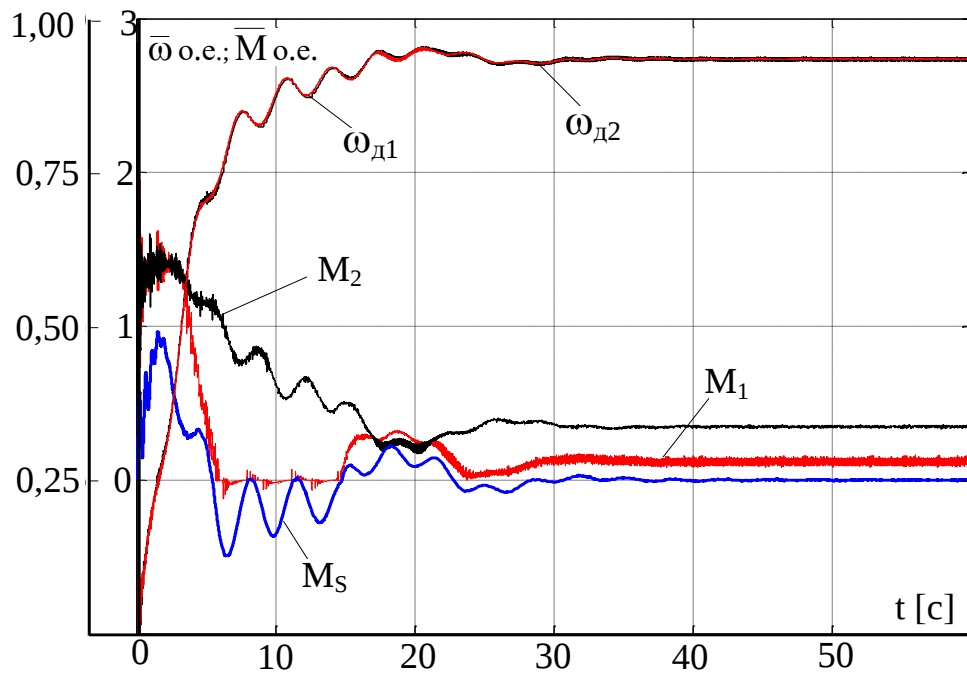


Рисунок 2.12. Значення сили перекосу, приводних моментів і швидкостей двигунів при використанні системи ЕП з контролем поперечного зсуву ходових коліс мостового крана

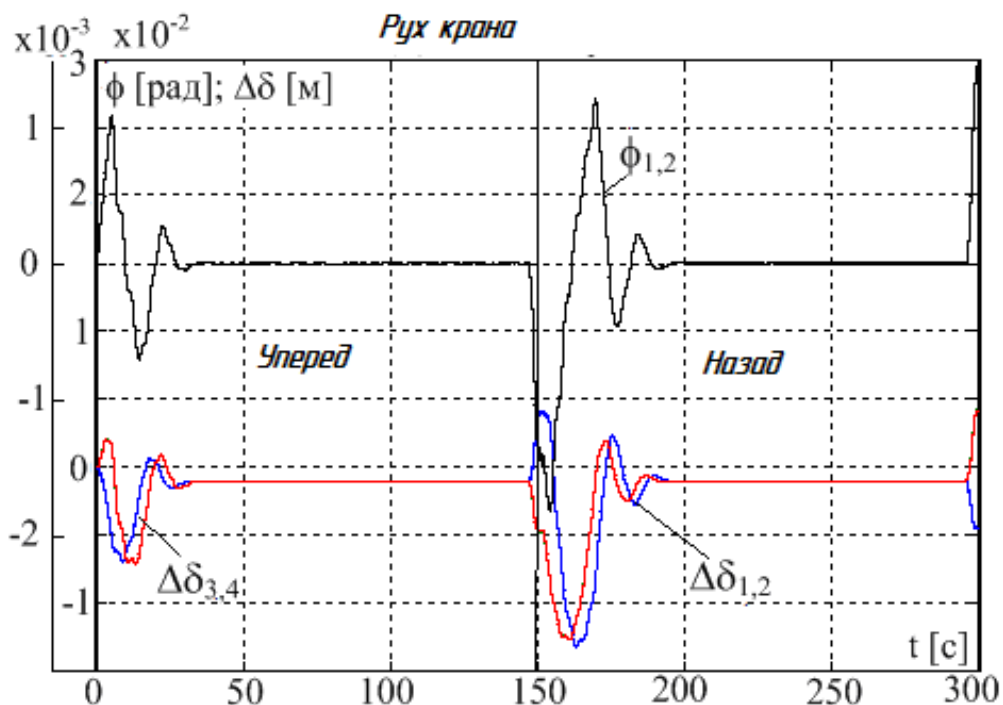


Рисунок 2.13 - Поперечний зсув і кут повороту при використанні системи ЕП з контролем поперечного зсуву ходових коліс мостового крана

Із графіків видно, що рух крана при використанні системи регулювання у функції поперечного зсуву коліс здійснюється з виконанням усіх трьох умов безперекосного руху. Регулювання моментів приводних двигунів опор крана в динамічних режимах руху відбувається так, що усувається його поперечний зсув щодо рейок. Після закінчення перехідних процесів по вирівнюванню крана щодо рейок, він займає певне положення й надалі продовжує рух тільки уздовж підкранової колії без перекосу (див. рисунок 2.10). При цьому суттєво знижуються динамічні навантаження, що діють не тільки на кран, але й на підкранові конструкції, тому що система керування виключає зіткнення реборд коліс мостового крана з рейками підкранової колії.

У результаті проведених досліджень була вирішена актуальна задача – розроблена система електропривода, що забезпечує безперекошний рух мостового крана із застосуванням індуктивних датчиків положення ходових коліс, що дозволяє шляхом регулювання швидкості електродвигунів пересування крана у функції поперечного зсуву ходових коліс суттєво знизити динамічні навантаження, що діють як на металоконструкцію мостового крана, так і на його ходову частину й на підкранові конструкції.

2.2.4. Математична модель механізму підйому вантажу

Механізм підйому вантажу електричного крана мостового типу розглядався як складна електромеханічна система в якій багатомасова механічна частина із пружними зв'язками й електрична частина в динамічних режимах впливають один на одного.

Процеси електромеханічного перетворення енергії в асинхронних двигунах описуються рівняннями рівноваги для напруг контурів, рівняннями рівноваги моментів, що діють на ротор, а також рівнянням електромеханічного перетворення енергії.

Для опису процесів, що відбуваються в асинхронному двигуні в даній роботі розроблена його модель у загальмованій системі координат α , β , γ (див. рисунок 2.14), що дозволяє досліджувати режими роботи двигуна при відхиленнях параметрів живильної мережі від номінальних значень.

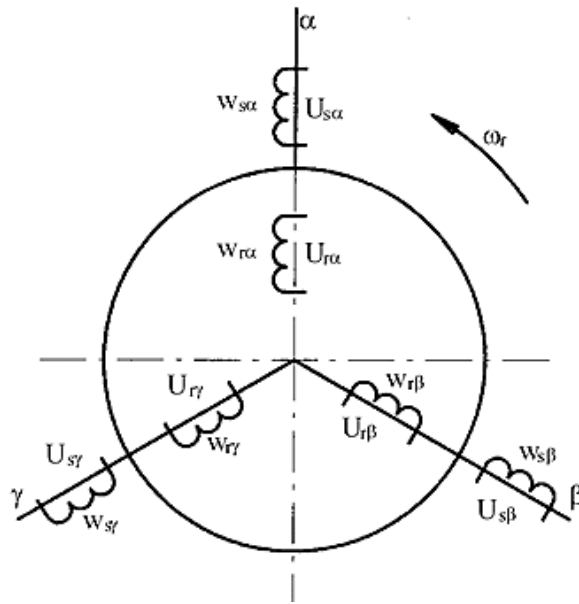


Рисунок 2.14 - Модель трифазної машини в загальмованій трифазній системі координат

Система рівнянь напруг і руху, що описує процеси електромеханічного перетворення енергії в трифазній асинхронній машині прийме наступний вид:

$$U_{s\alpha} = r_{s\alpha} i_{s\alpha} + \frac{d}{dt} (L_{s\alpha} i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} + M i_{r\alpha} - \frac{1}{2} M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}) \quad (2.12)$$

$$U_{s\beta} = r_{s\beta} i_{s\beta} + \frac{d}{dt} (L_{s\beta} i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} + M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{r\alpha} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}); \quad (2.13)$$

$$U_{s\gamma} = r_{s\gamma} i_{s\gamma} + \frac{d}{dt} (L_{s\gamma} i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} + M i_{r\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\alpha} - \frac{1}{2} M i_{r\beta}); \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} -U_{r\alpha} = & r_{r\alpha} i_{r\alpha} + \frac{d}{dt} (L_{r\alpha} i_{r\alpha} + M i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}) + \\ & + (\frac{3}{2} M i_{s\beta} + i_{r\beta} (L_{r\beta} + \frac{1}{2} M) - i_{r\gamma} (L_{r\gamma} + \frac{1}{2} M) - \frac{3}{2} M i_{s\gamma}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} -U_{r\beta} = & r_{r\beta} i_{r\beta} + \frac{d}{dt} (L_{r\beta} i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} + M i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\alpha}) + \\ & + (\frac{3}{2} M i_{s\gamma} + i_{r\gamma} (L_{r\gamma} + \frac{1}{2} M) - i_{r\alpha} (L_{r\alpha} + \frac{1}{2} M) - \frac{3}{2} M i_{s\alpha}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned}
-U_{r\gamma} = r_{r\gamma} i_{r\gamma} + \frac{d}{dt} (L_{r\gamma} i_{r\gamma} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} + M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\alpha} - \frac{1}{2} M i_{r\beta}) + \\
+ (\frac{3}{2} M i_{s\alpha} + i_{r\alpha} (L_{r\alpha} + \frac{1}{2} M) - i_{r\beta} (L_{r\beta} + \frac{1}{2} M) - \frac{3}{2} M i_{s\beta}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}},
\end{aligned}
\tag{2.17}$$

де s, r – індекси приналежності статора й ротору відповідно;

U – напруги в обмотках по осях;

i – струми в обмотках по осях;

M – взаємна індуктивність;

L – повна індуктивність обмоток по осях;

r – активний опір обмотки.

Рівняння руху:

$$M_{F_2} + M_{ин} + M_T = p \frac{\sqrt{3}}{2} M [(i_{s\alpha} i_{r\gamma} + i_{s\beta} i_{r\alpha} + i_{s\gamma} i_{r\beta}) - (i_{s\alpha} i_{r\beta} + i_{s\beta} i_{r\gamma} + i_{s\gamma} i_{r\alpha})],
\tag{2.18}$$

де M_{F_2} – момент від дії зусилля в поліспасті F_2 наведений до валу двигуна;

$M_{ин}$ – момент сил інерції оберткових мас;

M_T – гальмовий момент;

p – число пар полюсів двигуна.

Математична модель механічної частини заснована на двомасовий розрахунковій схемі крана мостового типу (див. рисунок 2.15).

Маса m_1 складається з наведеної маси кранового моста й маси візка, а маса m_2 – з маси вантажу та гаковий підвіски або грейфера. Твердість поліспаста позначена через c_2 , а твердість кранового моста – через c_1 і залежить від положення візка. Довжина канату намотаного на барабан позначена як l , x_1 і x_2 – координати моста й вантажу відповідно.

Розрахунки механічної частини відбувається у два етапи. На першому етапі відбувається навантаження канату і прогин моста.

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (c_1 + c_2) x_1 = -c_2 l.
\tag{2.19}$$

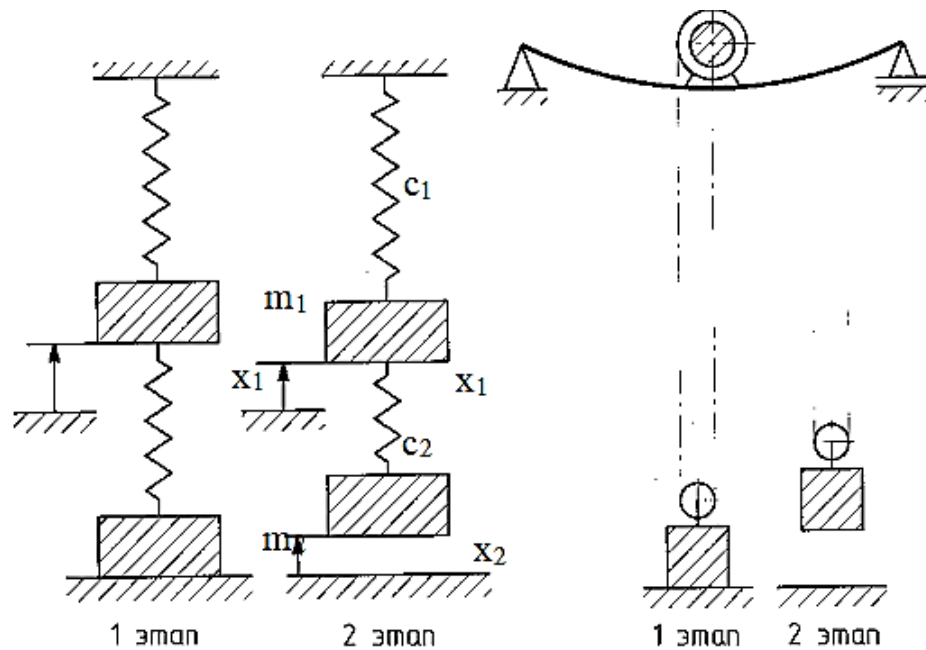


Рисунок 2.15. - Розрахункова модель мостового крана

Другий етап починається з моменту, коли зусилля в поліспасті F_2 досягнеться величини m_2g . Рівняння руху для другого етапу виглядає в такий спосіб:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (c_1 + c_2)x_1 - c_2 x_2 &= -c_2 l; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_2 x_1 + c_2 x_2 &= c_2 l - m_2 g. \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

По цих рівняннях розраховані зміни переміщень і зусилля, що діють у механізмах крана.

У моделі врахований вплив моменту, що розвивається гальмом, демпфірування й моменту від сил інерції оберткових мас механізму.

Момент сил інерції оберткових мас механізму, віднесений до валу електродвигуна, складається з моментів сил інерції маси валу з ротором і мас інших валів, наведених до валу двигуна:

$$M_{IH} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{d\omega_2}{u_{1-2}\eta_{1-2}dt} + \dots + J_i \frac{d\omega_i}{u_{1-i}\eta_{1-i}dt}, \quad (2.21)$$

де $J_1, J_2, \dots, J_i$ – моменти інерції мас, розташованих відповідно на першому, другому і i -м валах;

$\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \dots, \frac{d\omega_i}{dt}$ - кутові прискорення відповідно першого, другого й i -го валів;

u_{1-2} і η_{1-2} – передаточне число і ККД між першим і другим валами;

u_{1-i} і η_{1-i} – передаточне число і ККД між першим і i -тим валами.

2.2.5 Дослідження режимів роботи механізму підйому вантажу в графічній формі «Prokon Crane Beam».

Для дослідження механізму підйому вантажу крана мостового типу, на основі розробленої математичної моделі, була створена програма «Prokon Crane Beam». На рисунку 2.16 представлена блок-схема програми розрахунків.

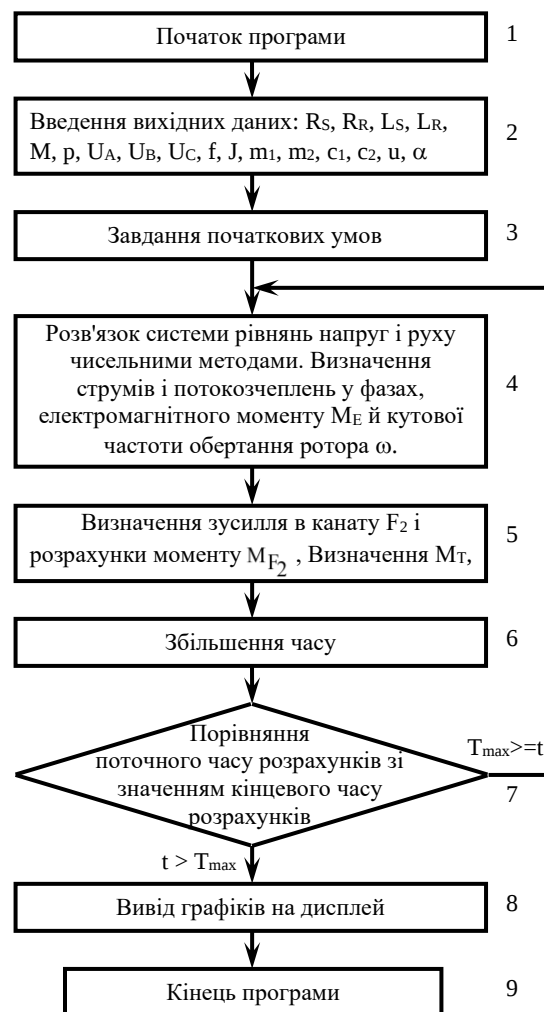


Рисунок 2.16 - Блок-схема програми розрахунків

Розроблена математична модель дозволяє:

- досліджувати процеси навантаження крана мостового типу;
- досліджувати режими роботи механізму підйому і його привода при відхиленнях параметрів живильної мережі від номінальних значень;
- імітувати спрацювання обмежника вантажопідйомності та вивчати процеси, що відбуваються при цьому.

На рисунку 2.17 у графічній формі представлені основні результати роботи програми «Prokon Crane Beam».

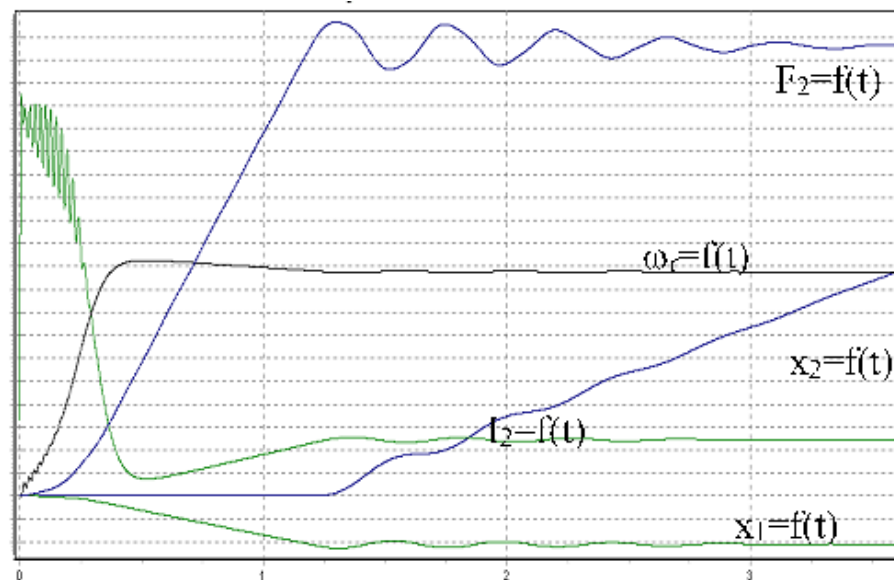


Рисунок 2.17 - Результат роботи програми «Prokon Crane Beam» (знімок екрана)

У результаті теоретичних досліджень доведено, що про масу вантажу, що піднімається, можна судити по таких інформативних параметрах як частота обертання n і струм ротора I_2 приводного двигуна механізму підйому. На рисунку 2.18 представлені залежності цих інформативних параметрів від маси вантажу, що піднімається, m_2 .

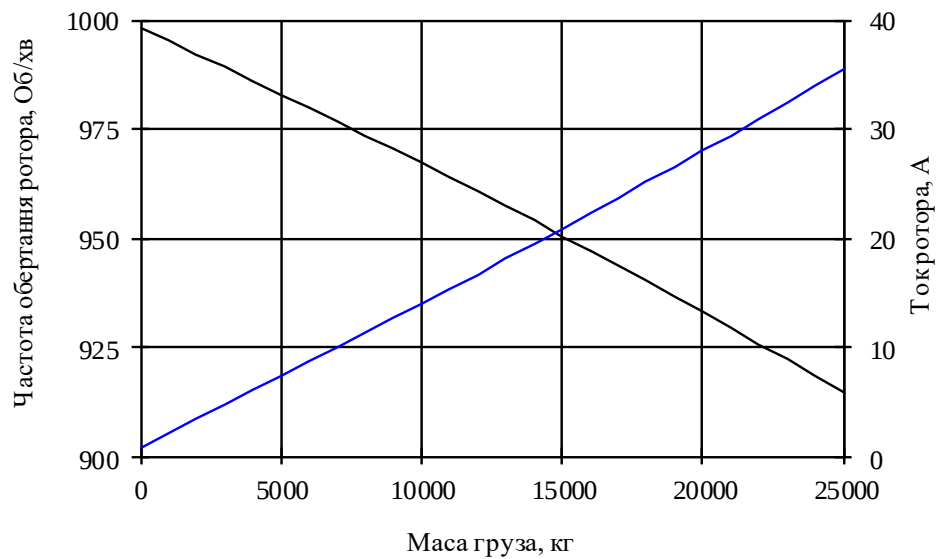


Рисунок 2.18 - Залежності $n=f(m_2)$ і $I_2=f(m_2)$ для двигуна MTF 311-6

Вивчені режими роботи привода при відхиленнях параметрів живильної мережі від номінальних значень і вплив цих відхилень на точність визначення маси вантажу, що піднімається, непрямыми методами (по характеристиках приводного електродвигуна).

Найбільш істотний вплив на роботу привода виявляють наступні показники якості живильної мережі:

- відхилення напруги;
- зміна частоти живильної мережі;
- асиметрія живильної напруги.

Дослідження, проведені в даній главі, дозволили виявити найбільш несприятливі режими роботи привода. До таких режимів роботи асинхронного двигуна ставляться:

- робота при зниженій напрузі;
- робота при підвищеній частоті живильної мережі;
- робота при асиметрії напруги живлення, і як крайній випадок – неповно фазний режим роботи.

При таких режимах роботи збільшується струм ротора, що, у свою чергу, обумовлює прискорене старіння ізоляції й скорочує термін служби двигуна.

На рисунку 2.19 - 2.22 представлені результати досліджень по визначенню впливу відхилень частоти ($f_1=49\text{Гц}$, $f_2=50\text{Гц}$, $f_3=51\text{Гц}$) і фазної напруги ($U_1=198\text{В}$, $U_2=220\text{В}$, $U_3=242\text{В}$) на точність виміру маси вантажу, що піднімається, по частоті обертання й току ротора.

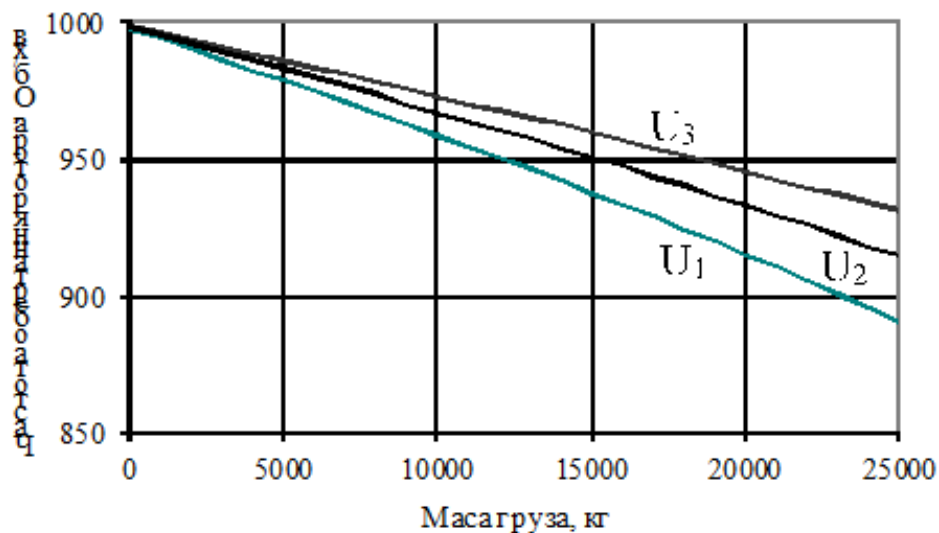


Рисунок 2.19 - Залежності $n=f(m_2)$ при різних значеннях фазної напруги

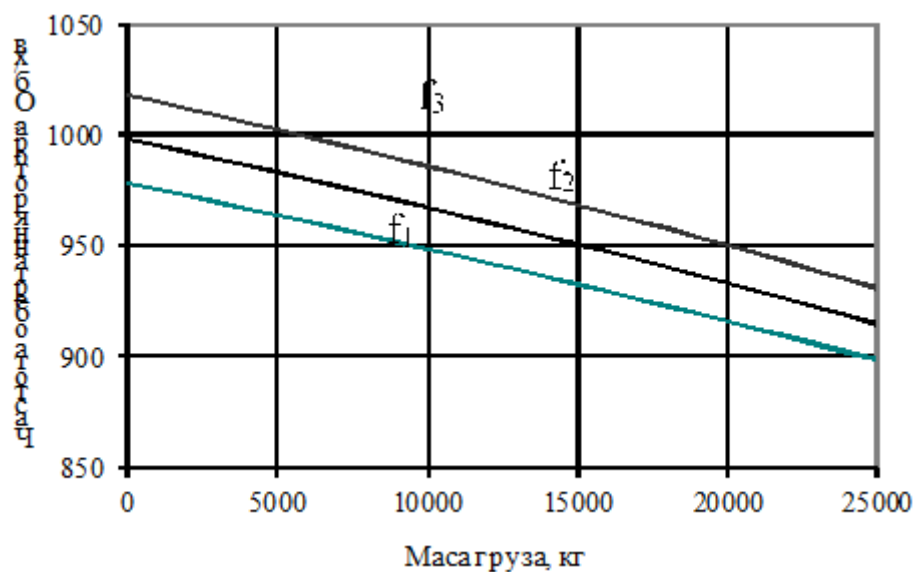


Рисунок 2.20 - Залежність $n=f(m_2)$ при різних частотах живильної мережі

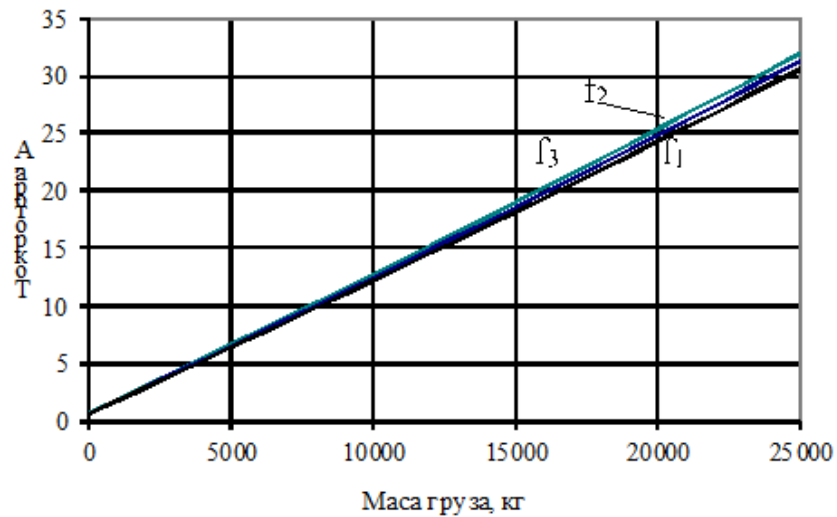


Рисунок 2.21 - Залежності $I_2=f(m_2)$ при різних частотах живильної мережі

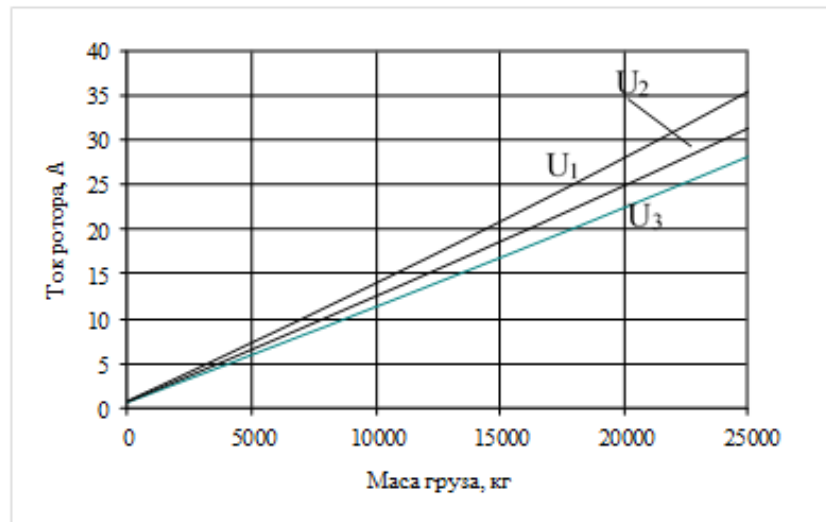


Рисунок 2.22 - Залежності $I_2=f(m_2)$ при різних значеннях фазної напруги

Із графіків наочно видно, що відхилення частоти й фазної напруги живильної мережі можуть значно впливати на точність визначення маси вантажу, що піднімається, непрямыми методами. У зв'язку із цим, запропоноване при визначенні маси вантажу по заздалегідь знятій залежності $m_2=f(i)$, представляти її у вигляді:

$$m_2 = f(i) \cdot k_U \cdot k_f, \quad (2.22)$$

де i – інформативний параметр, по яким визначається m_2 ;
 k_U – коефіцієнт, що враховує зміна напруги живильної мережі;
 k_f – коефіцієнт, що враховує зміна частоти живильної мережі.

Отримані вище залежності слушні для приводних асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором (опір ротора $R_2 = \text{const}$). Для двигунів з фазним ротором, які використовуються в електроприводах механізмів підйому з регульованою частотою обертання за рахунок уведення додаткових опорів у ланцюзі ротора, отримані залежності $n=f(R_2)$ і $I_2=f(R_2)$ при постійній значенні m_2 (рисунок 2.23).

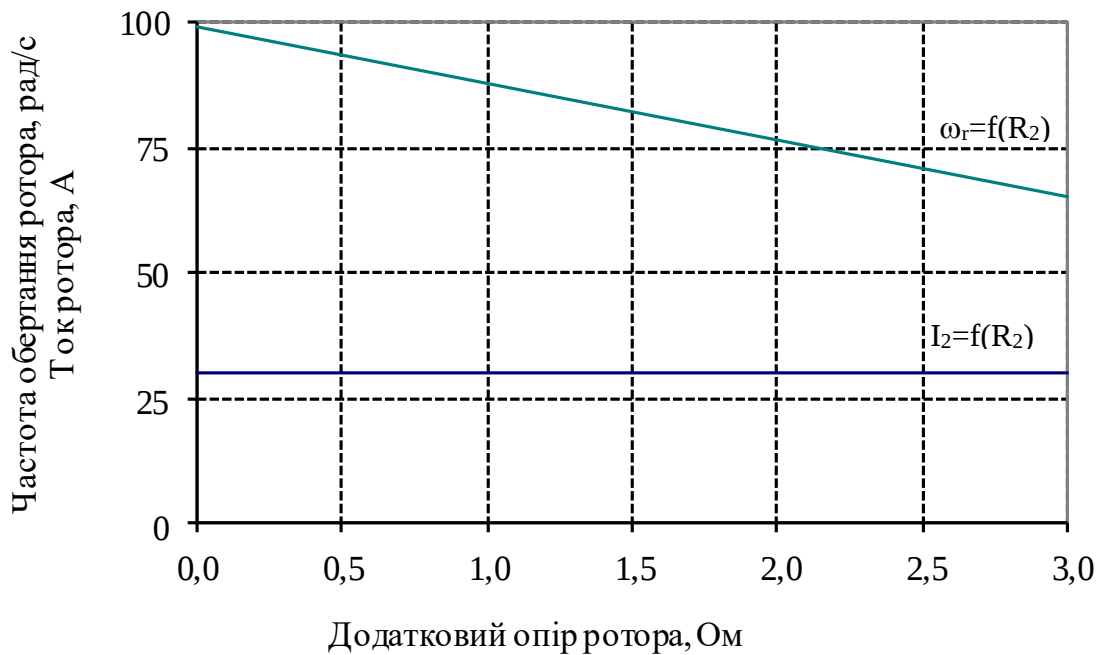


Рисунок 2.23 - Залежності $I_2=f(R_2)$ і $\omega_r=f(R_2)$ при $m_2=\text{const}$

2.3 Аналіз досліджень динаміки підйому і опускання вантажу

Вивчення змін підйому та опускання вантажу дозволяє виявити декілька шляхів для зменшення динамічних навантажень на елементи крана (див. рис. 2.24).

Для зниження рівня динамічних навантажень та тривалості їх впливу на елементи крана, важливо раціонально підібрати динамічні параметри системи. Для цього потрібно провести параметричний аналіз, який дозволить визначити вплив маси, моментів інерції, коефіцієнтів жорсткості та коефіцієнтів опору на динаміку процесу підйому вантажу. Варто зазначити,

що аналіз слід проводити в найважчих умовах експлуатації механізму, враховуючи певні обмеження щодо коливань динамічних параметрів. Ці обмеження зумовлені конструктивними особливостями механізму підйому вантажів та загальної конструкції крана, а також необхідністю забезпечити необхідну міцність конструкції, одночасно зменшуючи її матеріаломісткість.

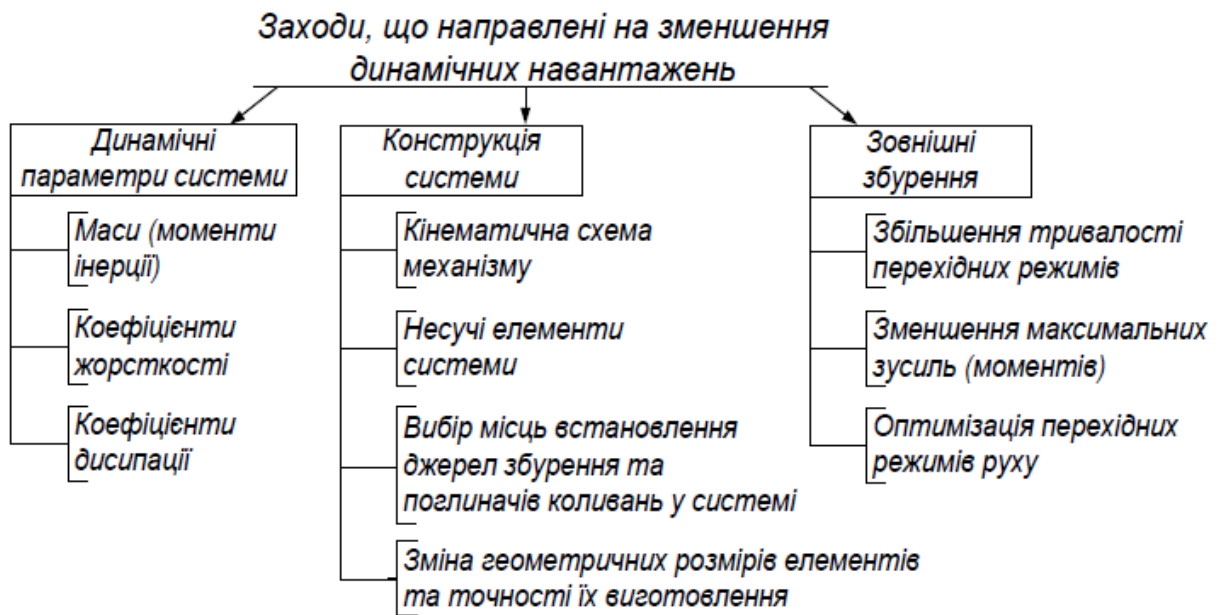


Рисунок 2.24 – Заходи направлені на зменшення динамічних навантажень у елементах механізму підйому вантажу

Для зниження динамічних навантажень в елементах вантажопідіймальної машини важливим є правильний вибір кінематичної схеми механізму підйому та конструкції несучих елементів крана (кількість кранових балок, їх профіль, кількість кранових опор, підкранові шляхи та ін.). Кінематична схема визначає напрямок та характер поширення навантажень по всій системі.

Зазначимо, що, як правило, кінематична схема механізму підйому вантажу розробляється з урахуванням таких факторів: заданої вантажопідйомності та продуктивності крана; можливості використання стандартних деталей і виробів; технологічності монтажу при встановленні крана; зменшення матеріалоємності конструкції; рівномірного розподілу ваги обладнання на несучих елементах кранової конструкції та інших умов.

Раціональна кінематична схема дозволяє знизити вплив динамічних зусиль, що виникають під час перехідних режимів роботи електроприводу механізму. Коректний розрахунок несучих елементів крана, зокрема кранових балок, забезпечує довговічність експлуатації при допустимому рівні металоємності конструкції.

Зміни геометричних параметрів кінематичних елементів механізму та точність їх виготовлення значно впливають на динамічні навантаження. Наприклад, зменшення зазорів і люфтів у механізмі підйому знижує сили ударів між зубцями в зубчастих передачах, муфтах та інших елементах, що підвищує їх ресурс і надійність.

Динамічні навантаження елементів механізму значною мірою залежать від характеру зовнішніх впливів, які характеризуються тривалістю, амплітудою та спектром частот. Важливо, щоб спектр частот зовнішніх впливів не збігався з власними частотами коливань елементів механізму, оскільки це може спричинити резонанс.

Збільшення тривалості перехідних процесів дозволяє знизити динамічні коефіцієнти роботи каната та кранового моста. Водночас це подовжує цикл підйому та опускання вантажу, що не завжди допустимо, наприклад, при перевантаженні контейнерів у портах.

Характер зміни зовнішніх впливів також визначає динамічну поведінку механізму підйому. Бажано, щоб їх наростання та спадання відбувалося плавно. У деяких випадках окрім максимальної величини впливу встановлюють обмеження на швидкість його наростання.

Збалансувати суперечливі вимоги до роботи механізму підйому вантажу можливо шляхом оптимізації перехідних режимів його руху. Сучасні системи керування крановими механізмами дозволяють реалізувати оптимальне керування без значних капітальних витрат, завдяки гнучкості програмного забезпечення

2.4 Висновки

Дослідження математичної моделі механізму підйому вантажу дозволило зробити наступні висновки:

- при вдосконалюванні обмежників вантажопідйомності необхідно приділити особливої уваги проблемі вибігу обертових мас, розв'язок цієї проблеми можливо за рахунок зменшення швидкості підйому при досягненні величини моменту від дії сили F_2 до граничного значення, а також за рахунок використання, що швидко замикаються короткохідними гальмами;
- на електричних кранах мостового типу можливе застосування непрямих методів визначення маси вантажу, що піднімається, по частоті обертання n або току I_2 ротора;
- визначені кращі області застосування різних інформативних параметрів для визначення маси вантажу, що піднімається;
- при використанні непрямих методів визначення маси вантажу, що піднімається, необхідно контролювати частоту і напругу живильної мережі та враховувати відхилення цих параметрів від норми.

3. ТЕОРЕТИЧНІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ

3.1. Порівняння, результатів отриманих теоретичним шляхом у програмі Mathcad 14, з результатами машинного експерименту з використанням 3D- моделі мостового крана

У результаті виконаних теоретичних досліджень перехідних процесів, були визначені наступні параметри: переміщення середніх і кінцевих частин моста крана; переміщення вантажу; швидкості і прискорення середніх частин моста; швидкості та прискорення кінцевих частин моста; горизонтальне інерційне навантаження на металоконструкцію крана; горизонтальна складова сили натягу вантажних канатів; амплітуда відхилення вантажних канатів від вертикалі.

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (2.1) (див. розділ 2), що описують рух тримасовий динамічної моделі мостового крана виконувалося на ЕОМ методом Рунге-Кутта в програмі Mathcad 14.

На рисунку 3.1. представлені результати розв'язку системи диференціальних рівнянь у вигляді графіків:

Підтвердження адекватності математичної моделі проводилося порівняльним аналізом основних параметрів процесу пересування крана.

Результати, отримані теоретичним шляхом у програмі Mathcad 14, рівнялися з результатами машинного експерименту з використанням 3 D- Моделі мостового крана представленої на рис.3.2, реалізованої в додатку COSMOS Motion програми SOLIDWORKS, які були підтверджені експериментальними даними І. В. Бутенко [14].

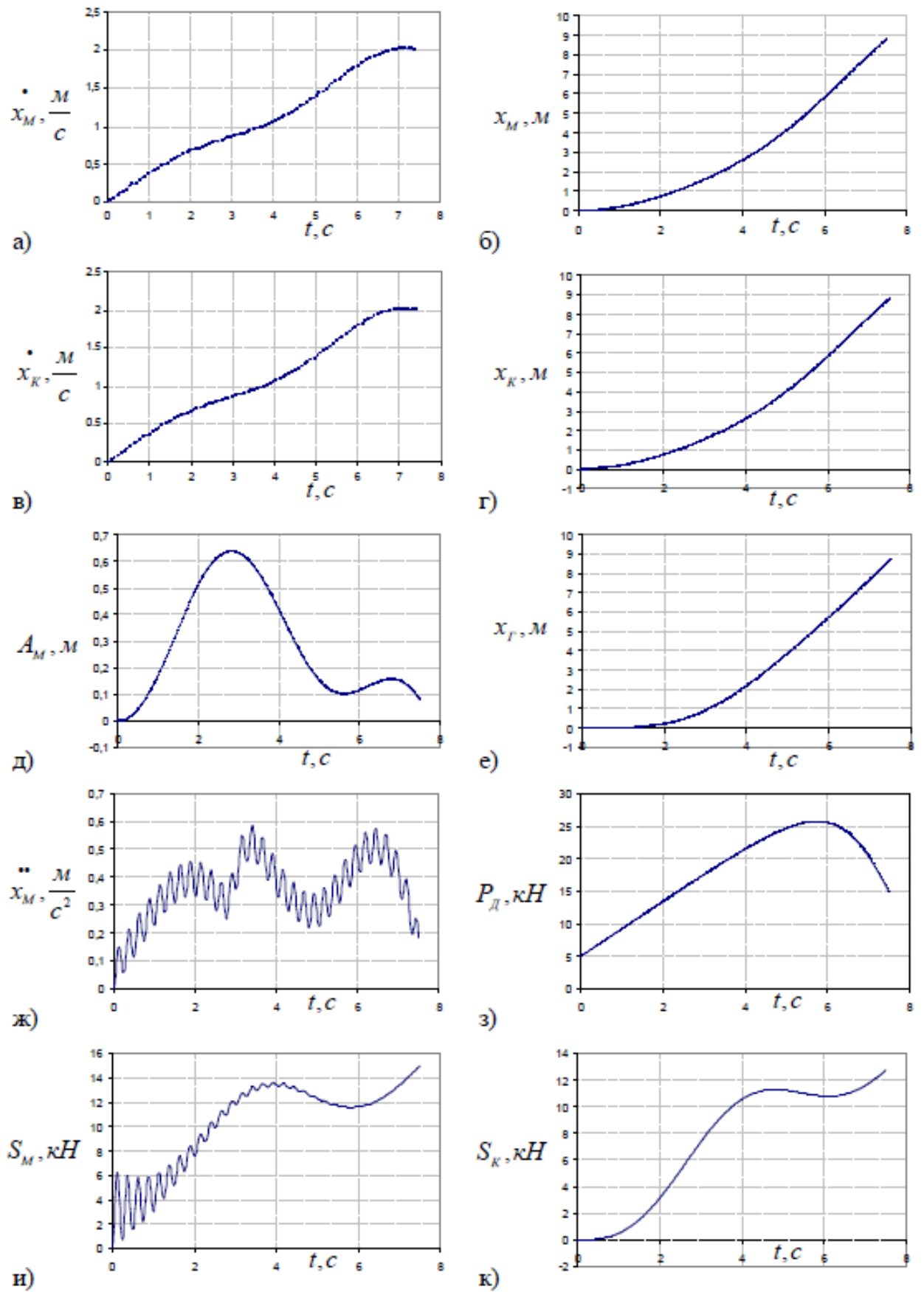


Рисунок 3.1 - Графічна вистава результатів розв'язку системи диференціальних рівнянь

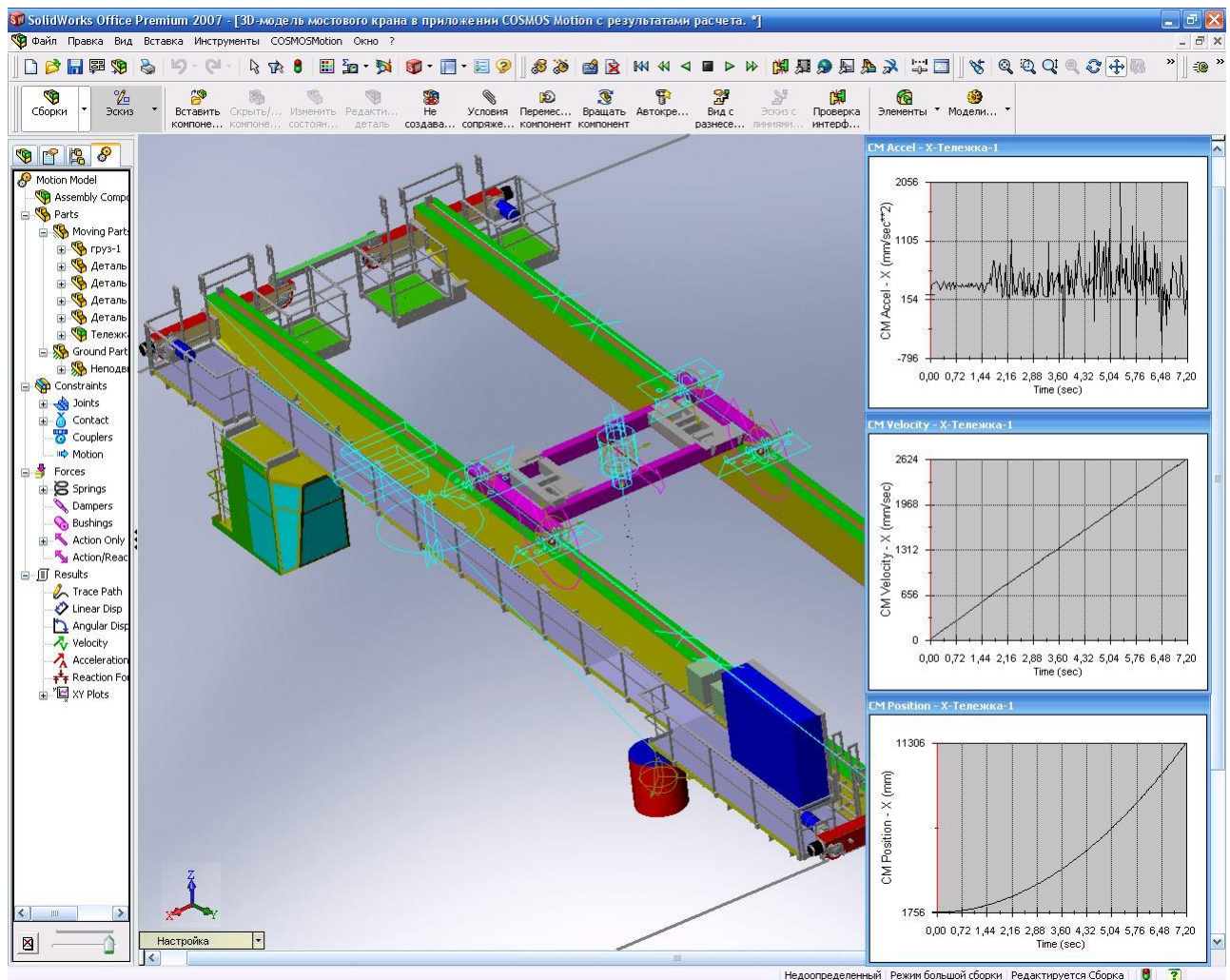


Рисунок 3.2 - 3 D-Модель мостового крана з результатами розрахунків

Підготовка машинного експерименту включала ряд етапів:

1. Створення 3 D-Моделей деталей мостового крана в програмі Solid Works;
2. Створення складання мостового крана з визначенням взаємозв'язків;
3. Завдання граничних умов (3 D-Контакту між колесами й рейками крана із завданням матеріалу поверхні тертя, завдання генератора руху на два приводні колеса, завдання маси вантажу);
4. Запуск розрахунків і одержання результатів (див. рис.3.2).

Приклад порівняння теоретичних і експериментальних даних представлений на рис. 3.3. Рівнялися наступні параметри:

- прискорення середніх частин моста крана (рис.3.3,а.);

- шлях, пройдений кінцевими балками (рис.3.3, б.);
- швидкість середніх частин моста крана при розгоні (рис.3.3,в.).

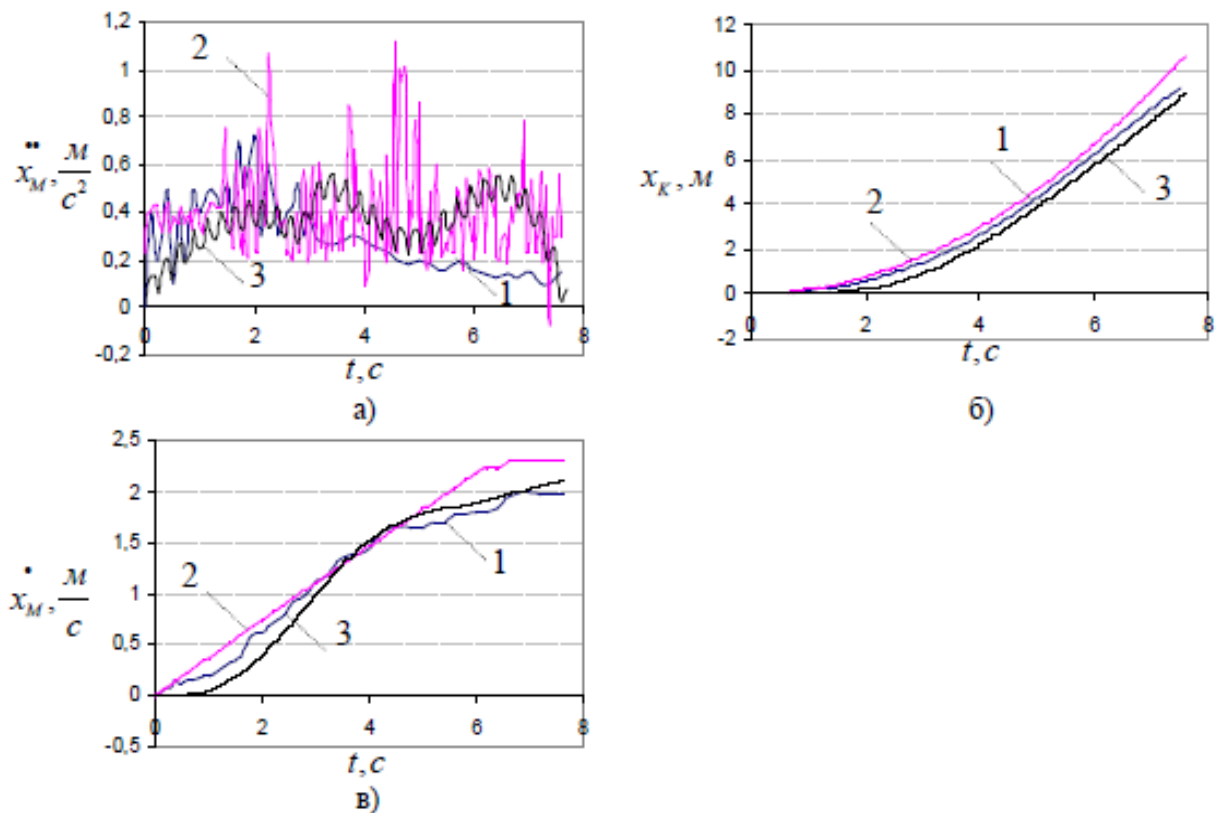


Рисунок 3.3 - Порівняння теоретичних і експериментальних даних:
 а- результати натурного експерименту по І. В. Бутенко [51]; б- результати машинного експерименту; в - результати теоретичних досліджень виконаних у програмі Mathcad.

Порівняння теоретичних і експериментальних даних підтвердило адекватність математичної моделі.

Далі запропонований метод оптимізації процесів пересування вантажопідйомних кранів мостового типу, який дозволяє одночасно оцінювати три параметри: максимальну амплітуду відхилення вантажних канатів від вертикалі A_M ; динамічне навантаження на металоконструкцію S_M , час розгону (гальмування) t_r . У відповідність із пропонованим методом, у якості цільової функції оптимізації процесу пересування крана запропонований узагальнений критерій оптимізації D .

$$D = \sqrt[3]{\exp \left[(1.375 + 0.19) \cdot (t_p)^{0.932} \right] + \exp \left[(3.979 - 0.079) \cdot S_M^{\max} \right] + \exp \left[-\exp(3.563 - 5.928) \cdot A^{\max} \right]} \quad (23)$$

При розв'язку завдання оптимізації процесу пересування вантажопідйомних кранів мостового типу призначені наступні обмеження: відповідно до теоретичних і експериментальних досліджень ухвалюється $2 \leq t_{разг} \leq 7$; $2 \leq t_{морм} \leq 7$; $0.1 \leq A_{max} \leq 0.8$; $10 \leq SM_{max} \leq 25$.

3.2. Програма для розрахунків і моделювання процесів пересування мостових кранів.

Програма (рис.3.4), використовується для оптимального добору динамічних характеристик, тобто властиво для проектування динамічної системи механізму пересування мостового крана. Програма створена на основі запропонованої адекватної математичної моделі й доповнена цільовою функцією (узагальненим критерієм оптимізації).

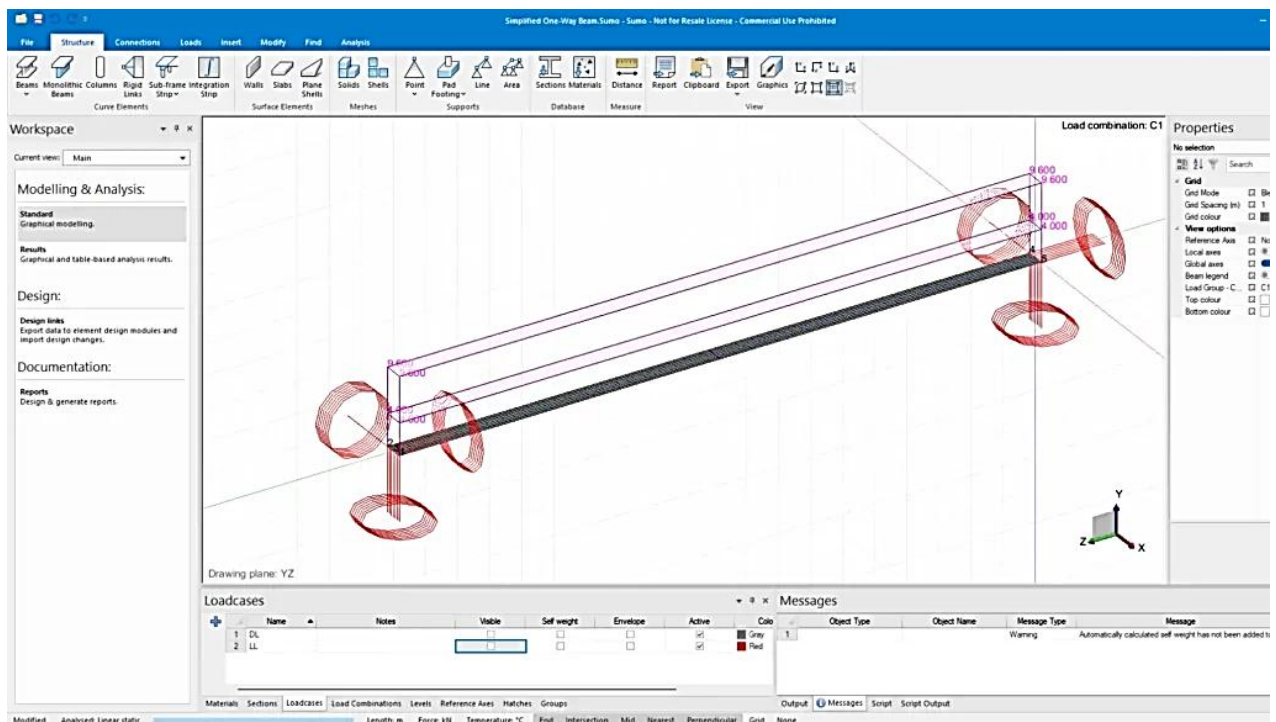


Рисунок 3.4- Робоче вікно розробленої програми розрахунків і моделювання процесів пересування мостових кранів

Алгоритм роботи програми представлено на рис. 3.5.

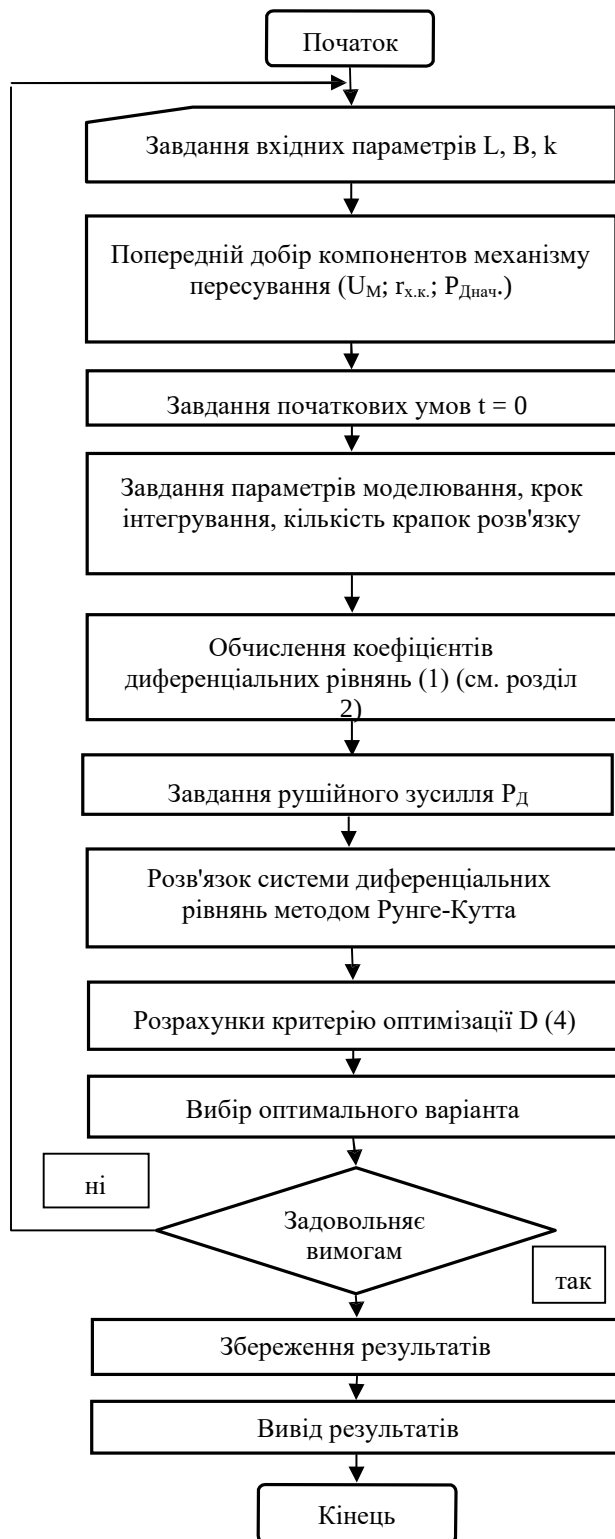


Рисунок 3.5 - Алгоритм роботи програми

Програма для розрахунків і моделювання процесів пересування мостових кранів складається з декількох етапів, основними з яких є: завдання геометричних параметрів крана; обчислення коефіцієнтів диференціальних рівнянь; завдання рушійного зусилля механізму пересування.

Імітаційне моделювання є найбільш ефективним засобом при розв'язку завдань проектування механізмів пересування кранів мостового типу. У процесі моделювання проробляється й розраховується безліч різних варіантів конструкції, у підсумку одержуючи необхідні параметри механізмів.

Таким чином, розроблювальна система автоматизації проектування включає до свого складу модуль розрахунків і аналізу динамічної системи механізму пересування мостового крана. Проектування механізму пересування здійснюється з метою

одержання оптимальних динамічних характеристик механізму пересування крана з обліком силових і швидкісних можливостей крана.

На рис 3.6. представлена структурна схема системи автоматизації проектування вантажопідйомних кранів мостового типу.

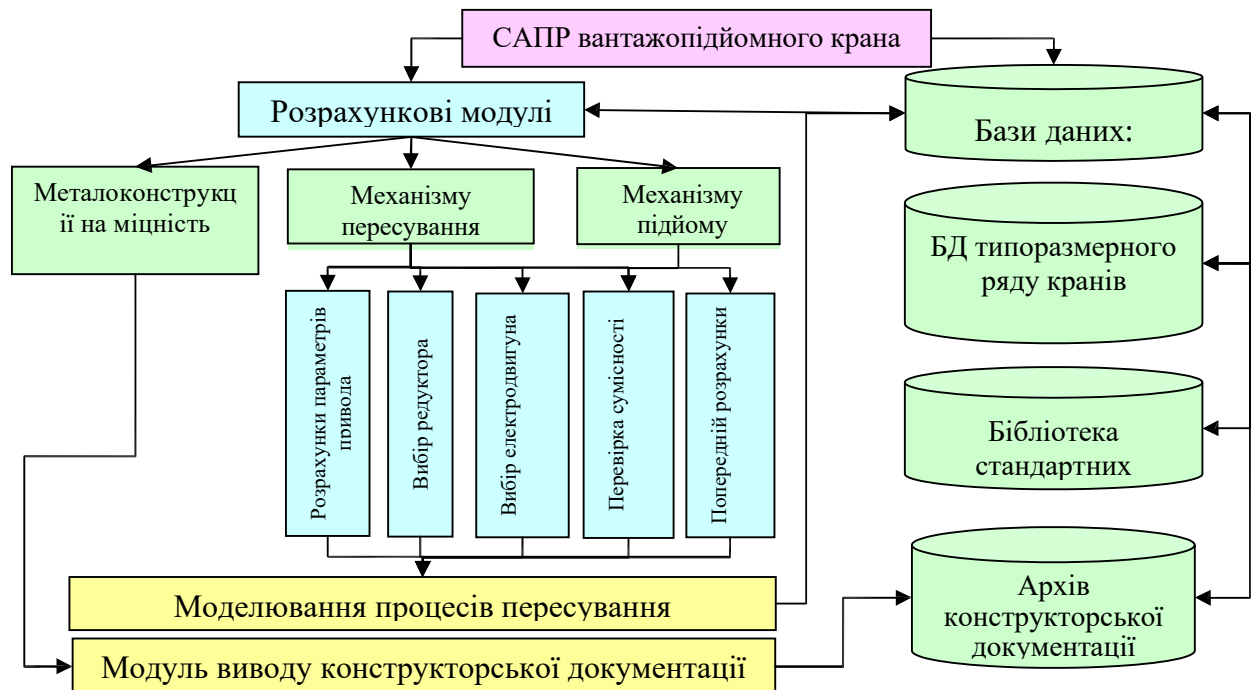


Рисунок 3.6 - Структурна схема системи автоматизації проектування вантажопідйомних кранів мостового типу

Розроблена схема дозволяє створити систему автоматизації проектування механізмів пересування і кранів у цілому з обліком основних динамічних характеристик і дає загальна вистава про вхідних до її складу розрахункових модулів, програм і методик.

3.3 Нелінійний динамічний аналіз підйомного механізму електричного мостового крана під час екстреного гальмування

Гальмування часто застосовується під час роботи кранів. Для електричних кранів існує два види гальмування, які в цій статті називаються відповідно нормальним гальмуванням та аварійним гальмуванням. Нормальне гальмування застосовується під час нормальної роботи та при помірних несправностях, таких як перегрів електричної системи. Однак у деяких

ситуаціях аварійне гальмування також неминуче. Наприклад, раптове відключення електроенергії, перевантаження по струму в ланцюзі приводного двигуна, контакт вантажозахоплювального пристрою з важелем противагового кінцевого вимикача або натискання кнопки аварійної зупинки [45], і так далі.

Звичайну операцію гальмування можна описати так: спочатку застосовується електричне гальмування, потім механічне гальмо, коли швидкість обертання двигуна досягає заданого низького рівня, а потім електродвигун вимикається менш ніж за секунду. Однак, коли відбувається екстрене гальмування, механізм зупиняється лише механічним гальмом, без процесу електричного гальмування.

Динамічні реакції за незвичайних обставин – це інші фактори, пов’язані з безпекою кранів. Для моделювання тривимірних нелінійних сейсмічних реакцій мостових кранів представим модель, що включає проблему контакту між колесами та рейками кранів, засновану на формулюванні багаточасткової динаміки.

Порівняємо вплив трьох видів граничних умов, які використовувалися для моделювання контакту між колесами та рейками відповідно як опори штифтів, елементи зазору та елементи фрикційного контакту, на сейсмічні реакції мостового крана.

Хоча екстрене гальмування є незвичною операцією, під час якої компоненти кранів можуть зазнавати найнесприятливіших навантажень, особливо ті, що керуються системами регулювання швидкості, оскільки динамічні навантаження під час нормальної роботи тепер менш серйозні після впровадження технології частотного регулювання, електричного гальмування та формування команд [33–35]. Тому динамічні навантаження під час екстреного гальмування додані як критичні розрахункові навантаження для забезпечення несучої здатності компонентів кранів в останньому виданні норм проектування кранів, але динамічний вплив враховується лише приблизно за допомогою коефіцієнта посилення. Однак, проблеми, які найбільше хвилюють інженерів-конструкторів, а саме характеристики

динамічних реакцій під час екстреного гальмування та відповідні фактори впливу, залишаються незрозумілими.

Оскільки відмова підйомного механізму є більш небезпечною, ніж відмова механізму пересування або переміщення, аварії, спричинені гальмуванням підйомних механізмів за допомогою механічних гальм, не є рідкістю, а випробування екстреного гальмування є нереалістичним або неможливим під час проектування виробу. Таким чином, оскільки неможливо визначити динамічні навантаження за допомогою експериментів на етапі проектування, прогнозування динамічних навантажень під час екстреного гальмування стає необхідним для проектування крана.

Спочатку представлено теоретичний підхід до дослідження процесу, а також розроблено нелінійну динамічну модель та алгоритм числового моделювання загального мостового крана. Потім обговорюється вплив на динамічну реакцію системи за різних параметрів та схем гальмування.

3.3.1. Динамічна модель

3.3.1.1 Фізична модель та припущення

Загалом, справжній електричний мостовий кран складається з мосту, одного або двох візків та пересувних механізмів, як показано на рисунку 3.7

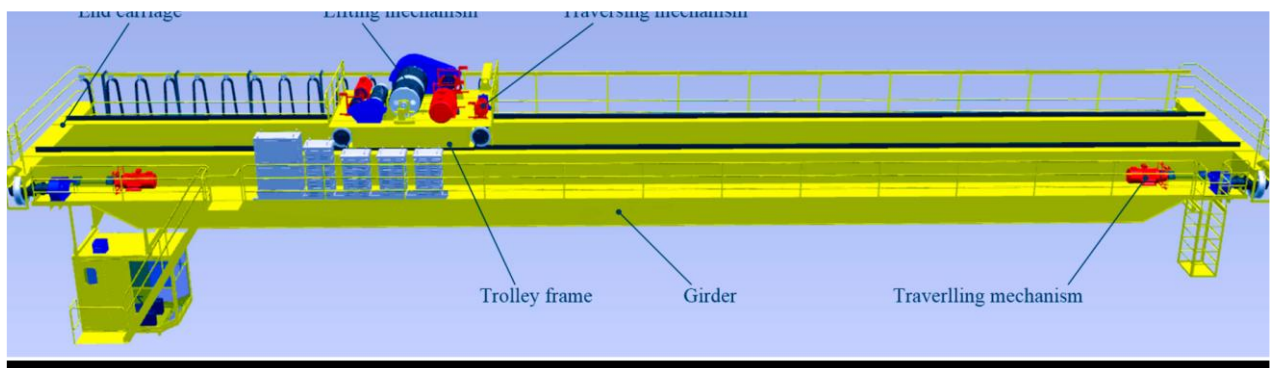


Рисунок 3.7 - Електричний мостовий кран.

Міст, що складається з двох однакових балок та двох однакових кінцевих кареток, являє собою зварну тонкостінну сталеву конструкцію. Балки та кінцеві каретки, висота та ширина яких значно менші за проліт крана, мають високу жорсткість на кручення. Поперечні перерізи балок та кінцевих кареток

залишаються незмінними, за винятком дуже невеликого діапазону на їхніх двох кінцях. Максимальний прогин балок менше ніж $L/1000$ – $L/750$ (L – проліт крана) і значно більший, ніж проліт кінцевих кареток.

Міст спирається на дві підкранові рейки за допомогою підкранових коліс з циліндричним протектором.

На верхніх поверхнях рейок є певна кривизна, а між рейкою та двома фланцями всіх підкранових коліс – бічний зазор від 20 мм до 30 мм.

Візок складається з одного або двох підйомних механізмів, пересувного механізму та рами візка. Якщо у візку є два підйомні механізми, їх називають відповідно основним та допоміжним підйомними механізмами.

Типовий підйомний механізм, як показано на рисунку 3.8 а, в основному складається з трифазного асинхронного двигуна, редуктора, механічного гальма (що називається робочим гальмом), зубчастої муфти з гальмівним барабаном (або зубчастої муфти без гальмівного барабана та гальмівного барабана), системи намотування троса (включаючи барабан для троса, шківи та один або два троси) та пристрою для завантаження вантажу. Зубчаста муфта встановлена на високошвидкісному подовженні валу редуктора та подовженні валу двигуна. Для компенсації неспіввідності між осями валу двигуна та високошвидкісного валу редуктора часто використовується плаваючий вал (пункт 5 на рисунку 3.8 б).

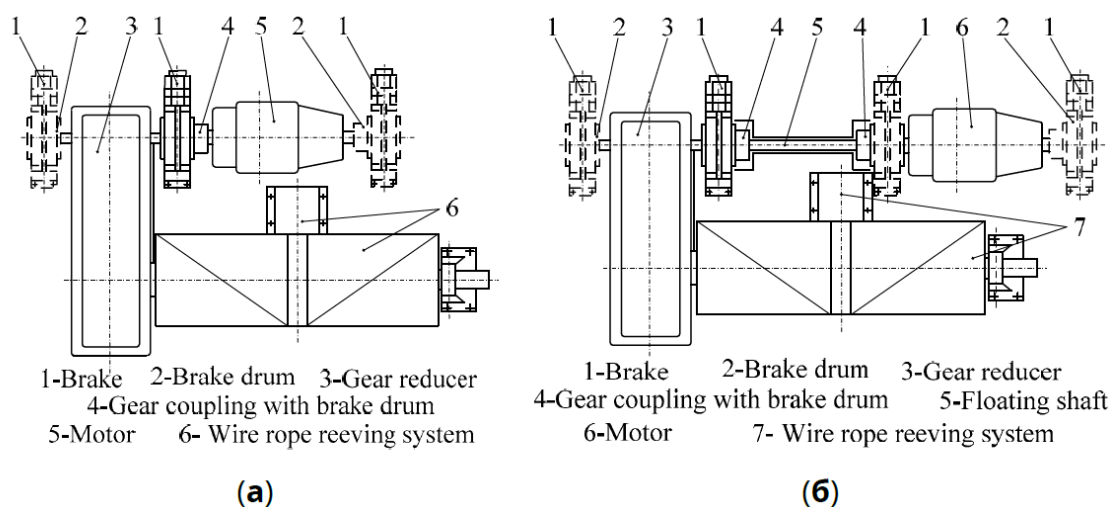


Рисунок 3.8 - Типова схема механічного гальма в підйомному механізмі мостового крана. (а) Підйомний механізм без плаваючого валу; (б) Підйомний механізм з плаваючим валом.

Механічне гальмо використовується не лише для утримання корисного навантаження, але й для уповільнення під час гальмування. Загалом, коли використовується одне робоче гальмо, воно встановлюється на високошвидкісному подовженні валу редуктора; коли використовуються два робочих гальма, інше гальмо може бути встановлене на іншому високошвидкісному подовженні валу редуктора або на одному з двох подовжувачів валу двигуна, як показано на рисунку 3.8 б.

Механізм переміщення може включати колеса, приводні двигуни, редуктори, гальма, вали та муфти тощо.

Як опорна конструкція підйомного механізму та механізму переміщення, рама візка, статично невизначена сталева конструкція високого порядку, має високу жорсткість на вигин та кручення.

У кранових механізмах моменти інерції трансмісійних валів та канатних шківів значно менші, ніж у інших частин. Крутильна деформація трансмісійних валів значно більша, ніж у інших частин, а зазори між трансмісійними частинами невеликі. Дротові канати є необертовими канатами з чергуванням звивання. Тобто, дроти в кожній гілці розташовані в одному спіральному напрямку, тоді як гілки намотуються в протилежних спіральних напрямках. Під час натягування дротяного каната, теоретично, немає обертового впливу на підвішений об'єкт, а сам дротовий канат також піддається лише розтягувальній силі. Корисне навантаження під час підйому зазнає лише поступального руху. Крім того, коли висота підйому менше 50 м, маса сталевго каната мала відносно маси піднятого важкого предмета; модуль пружності сталевго каната змінюється в певному невеликому діапазоні, хоча це нелінійна змінна, яка залежить від навантаження на канат, змащення тощо.

З огляду на вищезазначені особливості електричних мостових кранів, можна зробити такі обґрунтовані припущення:

1. Дві балки розглядаються як пружні Ейлерові балки з однаковою малою кривизною, рівномірним демпфуванням та розподілом маси.

2. Дротяний канат вважається без масовим пружним тілом з постійним модулем пружності та в'язким демпфуванням, яке може витримувати лише осьовий розтяг.

3. Рама візка, статори та ротори двигунів, муфти, гальмівні барабани (або диски), канатні барабани, шестерні, корпуси редукторів, канатні шківів, сталеві колеса та кінцеві каретки вважаються твердими тілами. Корисне навантаження (включаючи вантажозахоплювальний пристрій) вважається точковою масою.

4. Зазори між деталями трансмісії незначні.

Виходячи з вищезазначених припущень та схеми механічного гальма підйомних механізмів, зазначеної вище, фізичну модель мостового крана загального електричного типу під час гальмування підйомного механізму можна представити як систему, показану на рисунку 3.8.

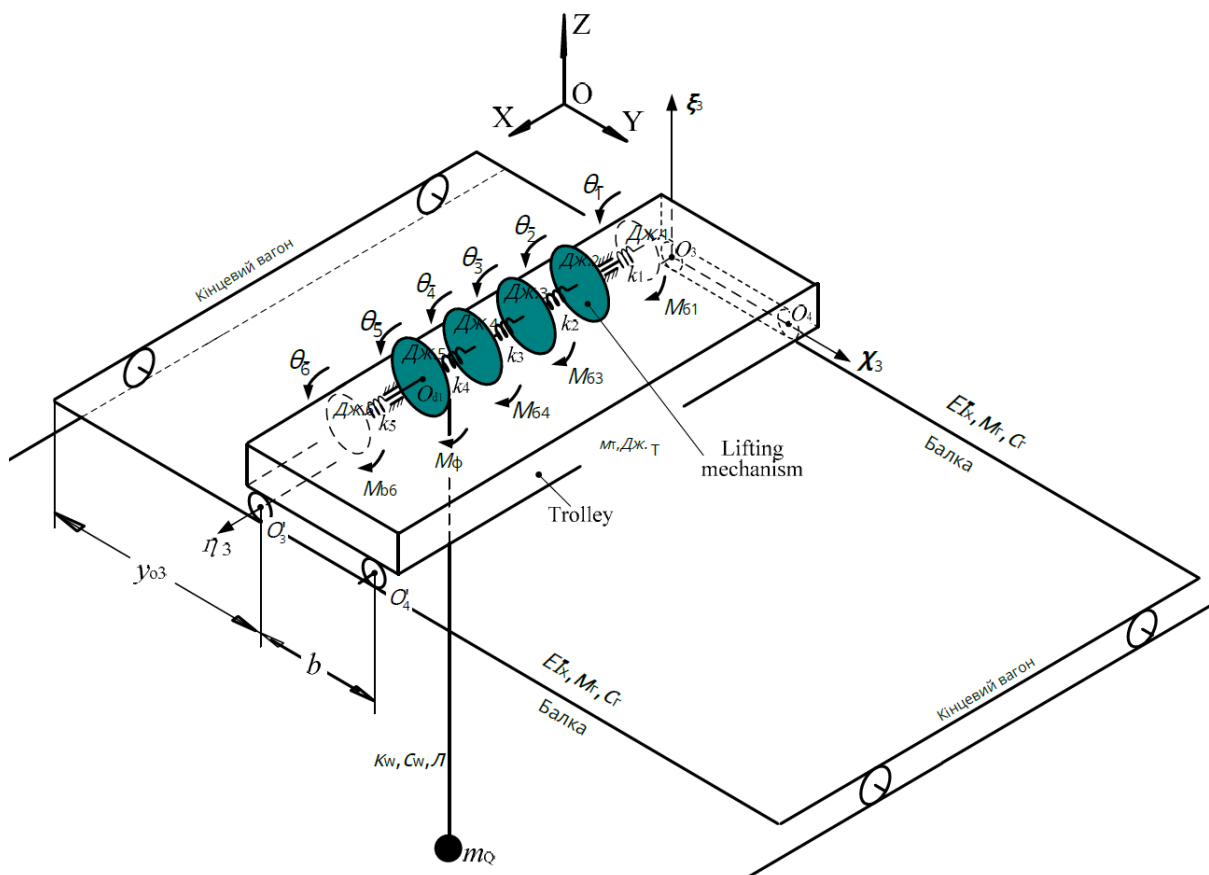


Рисунок 3.9 - Фізична модель електричного мостового крана під час гальмування підйомного механізму.

3.3.1.2 Енергія системи

Енергія крана включає потенційну енергію V та кінетичну енергію T . Потенційна енергія складається з енергії деформації передавальних валів, дротяного каната та двох балок, а також гравітаційної потенційної енергії візка та корисного вантажу. Кінетична енергія складається з кінетичної енергії двох балок та візка, спричиненої вібрацією, кінетичної енергії корисного вантажу, спричиненої його поступальним рухом у вертикальному напрямку, та кінетичної енергії обертових твердих тіл у підйомному механізмі, спричиненої обертальним рухом навколо власних осей.

Як показано на рисунку3, ортогональна система координат $OXYZ$ визначено в робочій області крана, а інша ортогональна система координат $O_3\chi_3\xi_3\eta_3$ закріплений на візку.

Зміщення w точки на осі двох балок, Y координата є y , відносно його положення під власною вагою балки, є функцією:

$$w(y, t) = \mathbf{N}(y)\mathbf{a}(t)$$

$$\mathbf{N}(y) = \left[\sin\left(\frac{\pi y}{L}\right), \sin\left(\frac{2\pi y}{L}\right), \dots, \sin\left(\frac{n\pi y}{L}\right) \right], \mathbf{a}(t) = \{a_1(t), a_2(t), \dots, a_n(t)\}^T \quad (3.1)$$

Тут, $\mathbf{a}(t)$ і n ($n \in N+$) відповідно вектор та кількість узагальнених координат, що використовуються для опису пружної деформації балок вздовж напрямку Z . Якщо статичне рівноважне положення балок під їхньою власною вагою визначається як нульове положення енергії деформації балок та площини XOY визначається як нульове положення гравітаційної потенціальної енергії системи, тоді потенціальну енергію крана можна виразити як;

$$V = \frac{1}{2}\boldsymbol{\theta}^T \mathbf{K}_L \boldsymbol{\theta} + \frac{1}{2}k_w[l(t) + l_d]\varepsilon^2(t) + \frac{1}{2}\mathbf{a}^T \mathbf{N}_{v1} \mathbf{a} + m_T g(C_T + \mathbf{N}_T \mathbf{a}) + m_Q g\{C_d + \mathbf{N}_d \mathbf{a} - l(t)[1 + \varepsilon(t)]\}$$

з

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\theta}^T &= [\theta_1(t), \theta_2(t), \theta_3(t), \theta_4(t), \theta_5(t), \theta_6(t)], \\ \mathbf{N}_{v1} &= \pi^4 E I_x \text{diag}(1, 2^4, \dots, n^4) / L^3, \mathbf{N}_T = [\chi_T \mathbf{N}(y_{o3} + b) + (b - \chi_T) \mathbf{N}(y_{o3})] / b, \\ \mathbf{N}_d &= [\chi_d \mathbf{N}(y_{o3} + b) + (b - \chi_d) \mathbf{N}(y_{o3})] / b, l_d = R_d / (2\mu m_s), \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\mathbf{K}_L = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & -k_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_5 & -k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 \end{bmatrix}$$

Тут, ε , l , і κ_w використовуються для опису відповідно деформації розтягу, вільної довжини та загальної сили розтягу на одиницю деформації сегментів дротяного каната, що висять на канатному барабані. M_T і M_Q – маси візка та піднятого об’єкта (включаючи вантажозахоплювальний пристрій) відповідно. C_i ($i = T, d$) – константи, що враховуються в пружній деформації, зумовленій власною вагою, кутом розвалу та геометричними розмірами балки. Q_i ($i = 1, 2, \dots, 6$) – кутове переміщення обертового твердого тіла у підйомному механізмі та перетворюється на величини відносно осі канатного барабана. C_i ($i = T, d$) – це, відповідно, модуль Юнга матеріалу балки та момент інерції поперечного перерізу балки відносно її нейтральної осі, яка паралельна до X -вісь. b колісна база візок. y_{O_3} Y координата точок на осі коліс візка O_3O_3' χ_d , χ_3 координата точок на осі канатного барабана. Те χ_3 координата центру ваги візка. R_d – радіус намотування дротяного каната на канатний барабан. μ – коефіцієнт тертя між канавкою канатного барабана та дротяним канатом. R_d закріплення блоку шківів k_i ($i = 1, 2, \dots, 5$) – жорсткість на кручення валу високошвидкісної передачі m_s у підйомному механізмі та перетворюється на величини відносно осі канатного барабана.

Кінетична енергія крана становить

$$T = \frac{1}{2} [m_g \dot{\mathbf{a}}^T \dot{\mathbf{a}} + \dot{\mathbf{a}}^T (\mathbf{N}_\Phi^T J_T \mathbf{N}_\Phi + \mathbf{N}_T^T m_T \mathbf{N}_T) \dot{\mathbf{a}} + m_Q \dot{Z}_Q^2 + \dot{\boldsymbol{\theta}}^T \mathbf{J}_L \dot{\boldsymbol{\theta}}]$$

$$\mathbf{J}_L = \text{diag}(J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6), \quad \mathbf{N}_\Phi = [\mathbf{N}(y_{O_3} + b) - \mathbf{N}(y_{O_3})]/b,$$

$$\dot{Z}_Q(t) = \mathbf{N}_d \dot{\mathbf{a}} - \dot{l}(t)[1 + \varepsilon(t)] - l(t)\dot{\varepsilon}(t) \quad (3.3)$$

m_g – маса балки, Дж. j_T – момент інерції візка відносно його центральної осі, яка паралельна M_{bi} ($i=1, 2, \dots, 6$) – моменти інерції обертового твердого тіла у підйомному механізмі та перетворюється на величини відносно осі канатного барабана. Для спрощення обертове тверде тіло з моментом інерції J , називається компонентом j_i .

3.3.1.3 Віртуальна робота неконсервативних сил

У динамічній системі мостового крана неконсервативними силами є гальмівні моменти M_{bi} ($i=1, 2, \dots, 6$) механічних гальм, момент опору M_f підйомного механізму, сили демпфування в пружних компонентах кранової системи та сила тертя між пазами канавки барабана для канатів та дротяним канатом, що обмотується навколо барабана для канатів.

Припустимо, що напрямки θ_i ($i=1, 2, \dots, 6$), M_{bi} ($i=1, 2, \dots, 6$), як показано на рисунку 3.9 за даними, і враховуючи сили демпфування у всіх пружних компонентах як в'язкі, тоді віртуальну роботу неконсервативних сил у системі крана можна сформулювати як

$$\delta W = -(\mathbf{M}_b + \mathbf{Q}_f + c_s \dot{\boldsymbol{\theta}}^T \mathbf{K}_L) \delta \boldsymbol{\theta} - c_g \dot{\mathbf{a}}^T \mathbf{N}_{V1} \delta \mathbf{a} - \{c_w \dot{\varepsilon}(t)[l(t) + 2l_d] + k_w \varepsilon l_d\} \delta \varepsilon$$

3

$$\mathbf{M}_b = [M_{b1}, 0, M_{b3}, M_{b4}, 0, M_{b6}], \mathbf{Q}_f = [0, 0, 0, 0, M_f, 0]$$

$$M_{bi} = \begin{cases} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_i) M_{bsi}(t), & \dot{\theta}_i \neq 0 \\ \leq M_{bsi}(t) \text{ or } \geq -M_{bsi}(t), & \dot{\theta}_i = 0 \end{cases} \quad (i = 1, 3, 4, 6)$$

$$M_f = m_f [k_w \varepsilon(t) + c_w \dot{\varepsilon}(t)], \quad m_f = \begin{cases} (1 - \eta_L) R_d / m_s, & \dot{\theta}_5 > 0 \\ -(1 - \eta_L) R_d / m_s, & \dot{\theta}_5 \leq 0 \end{cases}.$$

Тут, c_g , c_s , та c_w – коефіцієнти в'язкого демпфування матеріалу балки, передавальних валів підйомного механізму та дротяного каната відповідно. M_{bi} і M_{bsi} ($i=1, 2, \dots, 6$) – це функція часу гальмівного моменту та функція часу гальмівної здатності гальма y , які всі перетворюються на величини відносно осі канатного барабана. η_L – це ефективність підйомного механізму.

3.3.1.4 Рівняння руху та алгоритм моделювання

Загальна вільна довжина дротяного каната (сума початкової довжини сегмента каната, що намотується на барабан, та початкової довжини сегментів каната, що звисають з барабана) залишається незмінною.

Тому обмеження ϕ (виражене рівнянням (26) у [37]), що дає зв'язок між l , ε та θ_5 , включено до модифікованої функції Лагранжа $L = T - V + \lambda\phi$, де λ — множник Лагранжа.

Після застосування принципу Гамільтона, ігноруючи вищий порядок малої якості та позначивши $\lambda = -\lambda_1 c_w \dot{\varepsilon} - \lambda_2 k_w \varepsilon$, рівняння руху крана під час гальмування підйомного механізму виводяться як:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{aa} & m_Q(1+\varepsilon)\mathbf{N}_d^T\mathbf{R}^T & -m_Q[l+2l_d(1+\varepsilon)]\mathbf{N}_d^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{J}_L & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ m_Q\mathbf{N}_d & m_Q(1+\varepsilon)\mathbf{R}^T & -m_Q[l+2l_d(1+\varepsilon)] & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & 0 \end{bmatrix}, \quad (3.5)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_g\mathbf{N}_{v1} & \mathbf{0} & -2lm_Q\mathbf{N}_d^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & c_s\mathbf{K}_L & c_w(\lambda_1\mathbf{R} + m_f\mathbf{e}) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & -2m_Q\dot{l} - c_w[1+2l_d(1-\lambda_1)/l] & 0 \\ \mathbf{0} & \mathbf{R}^T & -2l_d & 1 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{N}_{v1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_L & k_w(\lambda_2\mathbf{R} + m_f\mathbf{e}) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & -k_w[1+2l_d(1-\lambda_2)/l] & 0 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} -m_Qg\mathbf{N}_d^T - m_Tg\mathbf{N}_T^T \\ -\mathbf{M}_b^T \\ -m_Qg \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{x}^T = [\mathbf{a}^T \quad \boldsymbol{\theta}^T \quad \varepsilon \quad l], \quad \mathbf{M}_{aa} = m_g\mathbf{I}_{n \times n} + m_T\mathbf{N}_T^T\mathbf{N}_T + m_Q\mathbf{N}_d^T\mathbf{N}_d + J_T\mathbf{N}_\Phi^T\mathbf{N}_\Phi,$$

$$\lambda_1 = (1+2l_d/l)/(1+2l_d/l-\varepsilon), \quad \lambda_2 = (1+2l_d/l-\varepsilon/2)/(1+2l_d/l-\varepsilon),$$

$$\mathbf{R}^T = (0, 0, 0, 0, 2\mu l_d, 0), \quad \mathbf{e}^T = (0, 0, 0, 0, 1, 0).$$

Рівняння (3.5) – це просто загальне рівняння руху електричного крана під час гальмування підйомного механізму. Існують усі два типи станів руху для кожного компонента $j_i (i=1, 3, 4, 6)$ під час гальмування, тобто у стані обертання та стані без обертання. Отже, якщо компонент j_i утримується

механічним гальмом j_i не може обертатися, рівняння руху (5) необхідно скоротити відповідно до наступних двох кроків:

Перший крок — підстановка вектора фновим вектором $\mathbf{f} = \mathbf{f} - \mathbf{K}_{\theta i}$.

Тоді рівняння руху (3.5) стає

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \tilde{\mathbf{f}} \quad (3.6)$$

де $\mathbf{K}_{\theta i} = \tilde{\theta}_i \mathbf{K}_{n+i}$, $\tilde{\theta}_i$ — кутове зміщення θ_i компонента j_i цю мить, $\mathbf{K}_{n+i}$ — вектор-стовпець, утворений $(n+i)$ для $\mathbf{K}$.

Другий крок — видалення $(n+i)$ -го стовпця матриць $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ і $\mathbf{K}$. Отримане рівняння стає рівнянням руху, коли компоненти j_i ($i=1, 2, 3, 4, 5, 6$) проводяться

$$\hat{\mathbf{M}}\ddot{\hat{\mathbf{x}}} + \hat{\mathbf{C}}\dot{\hat{\mathbf{x}}} + \hat{\mathbf{K}}\hat{\mathbf{x}} = \hat{\mathbf{f}} \quad (3.7)$$

Саме з причин, зазначених вище, процес гальмування складається з набору цих підпроцесів, що регулюються різними рівняннями для двох станів руху компонента Дж.я ($я=1, 3, 4, 6$). Тим часом, для

правильного перемикання між цими підпроцесами, стани руху компонента j_i ($i=1, 3, 4, 6$) необхідно перевіряти на кожному кроці числового інтегрування. Цей процес пояснюється наступним чином:

(1) Коли компонент $\dot{\theta}_i$ ($i=1, 3, 4, 6$)_I кінці кожного кроку числового інтегрування. Якщо $|\dot{\theta}_i| > 0$, тоді j_i ($i=1, 3, 4, 6$) все ще знаходиться в $|\dot{\theta}_i| = 0$, $|T_{J_i}| - M_{bsi}$ стан обертання; один раз $|T_{J_i}| - M_{bsi} \leq 0$, повинен б е розраховано (T_{j_i} — алгебраїчна сума всіх крутних моментів діючи на компонент j_i (крім гальмівного моменту M_{bsi}). Якщо $|T_{J_i}| - M_{bsi} \leq 0$, компонент j_i починає входити у стан без обертання; інакше компонент j_i продовжуватиме обертатися після цього моменту часу, коли напрямок обертання компонента j_i .

(2) Коли компонент j_i кінці кожного кроку числового інтегрування. Як тільки $|T_{J_i}| - M_{bsi}$ почне переходити в стан обертання. В іншому випадку компонент $|T_{J_i}| - M_{bsi} = 0$ і $d|T_{J_i}|/dt > 0$ все ще буде у стані без обертання.

Більше того, якщо на компонентах J_1 та/або J_6 немає механічних гальм, $(n + 1)$ -й та/або $(n + 6)$ -й рядок рівняння (3.5) та $(n + 1)$ -й та/або $(n + 6)$ -й стовпець матриць M , C та K слід видалити, а k_i ($i = 1$ та/або 5) у K_L та C слід встановити на нуль.

Коротше кажучи, рівняння руху, що описує процес гальмування підйомного механізму мостового крана, є нелінійним. Оскільки використовується кулонівське тертя, рівняння руху також є негладким. Крім того, матриці демпфування та жорсткості рівняння руху змінюються з часом, тому моделювання процесу гальмування є досить складним.

Для реалізації всіх розрахунків написано програми Matlab. Блок-схема алгоритму моделювання процесу гальмування підйомного механізму, в якому робочі гальма встановлені лише на компонентах 4 та 6, наведена на рисунку 3.10. На рисунку 3.10 $[t_0, t_{\text{end}}]$ – це інтегральний інтервал рівняння руху. x_0 та x'_0 – початкове значення, $y_0 = f x_0$, x_0 . t та y – миттєве значення часу в кінці кожного процесу інтегрування та відповідний розв'язок рівняння відповідно, $y = f x(t)$, $x(t)$.

Випадок i ($i = 1, 2, 3, 4$) – це змінна, що використовується для представлення стану руху компонента J_4 та J_6 .

3.3.1.5 Параметри моделювання

Для кращого розуміння поведінки кранів під час гальмування моделюються динамічні реакції під час гальмування підйомного механізму, оснащеного двома робочими гальмами 50-тонного мостового крана.

Перед гальмуванням система вважається квазістаціонарною, а електродвигун підйомного механізму працює із заданою швидкістю. Два робочі гальма, зібрані на компонентах j_4 і j_6 відповідно, вважаються ідентичними та активуються одночасно. Далі два робочі гальма, зібрані на компонентах j_4/j_6 , називаються гальмом 4/6, і називається початковою

швидкістю.

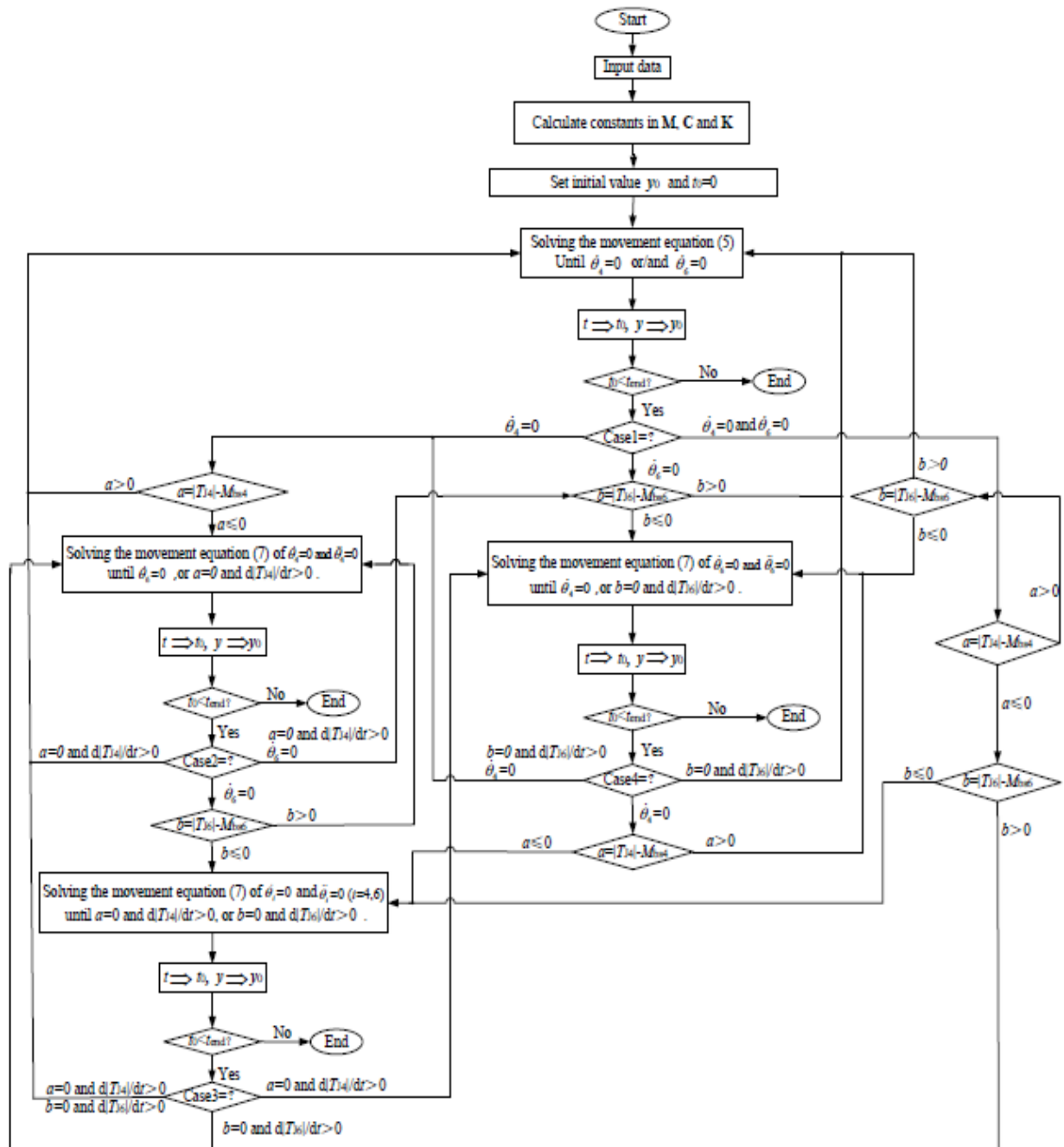


Рисунок 3.10 - Блок-схема алгоритму моделювання процесу гальмування підйомного механізму.

Згідно зі звітом про випробування від виробників, коефіцієнт динамічного тертя пар тертя механічного гальма, що використовується в кранах, є відносно незмінним, коли гальмо має достатня теплова ємність, а різниця між статичним та динамічним коефіцієнтами тертя досить мала, тому в цій роботі прийнято кулонівське тертя з рівними статичним та динамічним коефіцієнтами тертя.

Враховуючи механічну та електромагнітну затримку, а також зміну тиску на парах тертя на початковому етапі гальмування, зміна гальмівної здатності механічного гальма з часом ідеалізується як функція, показана на рисунку 3.11. Гальмівна здатність механічного гальма – це максимальний момент тертя між гальмівними накладками та гальмівним барабаном.

На рисунку 3.11, початок відліку осі часу є моментом, коли двигун і привід механічного гальма вимикаються, і коли корисне навантаження починає виходити з під контролю. T_{bs} - це момент, коли гальмівна здатність гальма починає зростати від нуля. t_{ba} – це інтервал часу, протягом якого

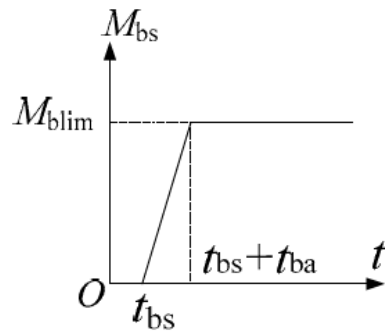


Рисунок 3.11 - Функція часу, що відображає гальмівну здатність механічного гальма.

гальмівна здатність гальма збільшується від нуля до максимального значення. M_{blim} — максимальна гальмівна здатність гальм, перетворена на відповідну величину відносно осі канатного барабана.

Параметри 50-тонного крана, що використовується при моделюванні двох основних процесів гальмування, наведено в таблиці 3.1. Дані про гальмо надані його виробником. Дані про сталевий трос надані [38].

Деякі інші дати розраховані авторами на основі машинних елементів цього фактичного крана. У подальших аналізах деякі параметри будуть змінені, тоді як інші параметри залишатимуться незмінними під час обговорення їхнього впливу.

Таблиця 3.1 - Дані, що використовуються для моделювання

$b = 2.87 \text{ m}$	$J_T = 13,459 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$L = 27 \text{ m}$	$t_{bs} = 0.2 \text{ s}$
$c_s = 2.32 \times 10^{-4} \text{ s}$	$k_2 = 5.038 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	$m_g = 8875 \text{ kg}$	$t_{ba} = 0.1 \text{ s}$
$I_x = 1.345 \times 10^{-2} \text{ m}^4$	$k_3 = 6.454 \times 10^8 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	$m_Q = 32,816 \text{ kg}$	$y_{o3b} = 11.305 \text{ m}$
$J_2 = 15,686 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$k_4 = 1.606 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	$m_s = 3$	$\eta_L = 0.89$
$J_3 = 3004 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$k_5 = 2.600 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$	$m_T = 12,802 \text{ kg}$	$\xi_g = 0.04$
$J_4 = 9211 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$k_w = 1.566 \times 10^8 \text{ N}$	$M_{blim} = 51,471 \text{ Nm}$	$\xi_w = 0.01$
$J_5 = 4185 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$l_{00} = 43 \text{ m}$	$n = 10$	$\chi_d = 1.66 \text{ m}$
$J_6 = 8544 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	$l_{0b} = 2 \text{ m}$	$n_e = 712 \text{ rpm}$	$\chi_T = 1.56 \text{ m}$

4. Регулювання швидкості двигуна, що використовується для приведення в дію підйомного механізму.

ξ_g та ξ_w – коефіцієнти демпфування, що відповідають c_g та c_w відповідно. l_{00} та l_{0b} – це вільна довжина, що відповідає вільній довжині підйомного механізму, що відповідає вільній довжині

Ми пропонуємо сценарії А та Б відповідно.

Q_3 Q'_3 , коли колеса Q_4 та Q'_4 розташовані на найнесприятливіших ділянках.

Коли починаються два основні сценарії, швидкість обертання приводного двигуна становить $n_0 = \pm n_e$, а посилення на високошвидкісну ось. Положення корисного навантаження визначається двома параметрами l_{0b} та y_{03b} .

На рисунках 3.12 та 3.13 показано деякі часові історії у сценаріях А та В відповідно. Вони описують $n \pm n_e$, які називаються сценаріями А та В відповідно. Крутні моменти, що створюються двома механічними елементами, що діють на вали високошвидкісних ланок, гальма.

У наступних результатах моделювання T_{si} ($i = 2, 3, 4, 5$) – це крутні моменти, що діють на вал, що використовуються гальма, та швидкість обертання (в об/хв) одного з компонентів J_4 та J_6 , який зупиняється першим (виражена для з'єднання компонентів J_i та J_{i+1} високошвидкісних ланок у підйомному механізмі та розрахована червоними пунктирними лініями). Часова шкала T_{s2} опущена, оскільки вона схожа на T_{s3} , лише її середні значення за допомогою $k_i(\theta_i - \theta_{i+1})$; M_{bi} ($i = 4, 6$) – це розраховані гальмівні моменти механічного гальма i ($i = 4, 6$) у першій та другій фазах, а також амплітуди її високочастотних складових у всіх фазах.

Ці результати щодо високошвидкісних з'єднань були перетворені назад на аналогічні величини стосовно високошвидкісної осі.

Цифри 6 і 7 показують деякі часові залежності у сценаріях А та В відповідно. Вони описують крутні моменти, що діють на вали високошвидкісних ланок, гальмівні моменти, що створюються двома механічними гальмами, та швидкість обертання (в об/хв) одного з

компонентів. j_4 і j_6 , яка зупиняється першою (позначено червоними пунктирними лініями). Часова історія T_{s2} пропущено, оскільки виглядає так T_{s3} , лише його середні значення в першій та другій фазах, а амплітуди його високочастотних складових у всіх фазах дещо менші.

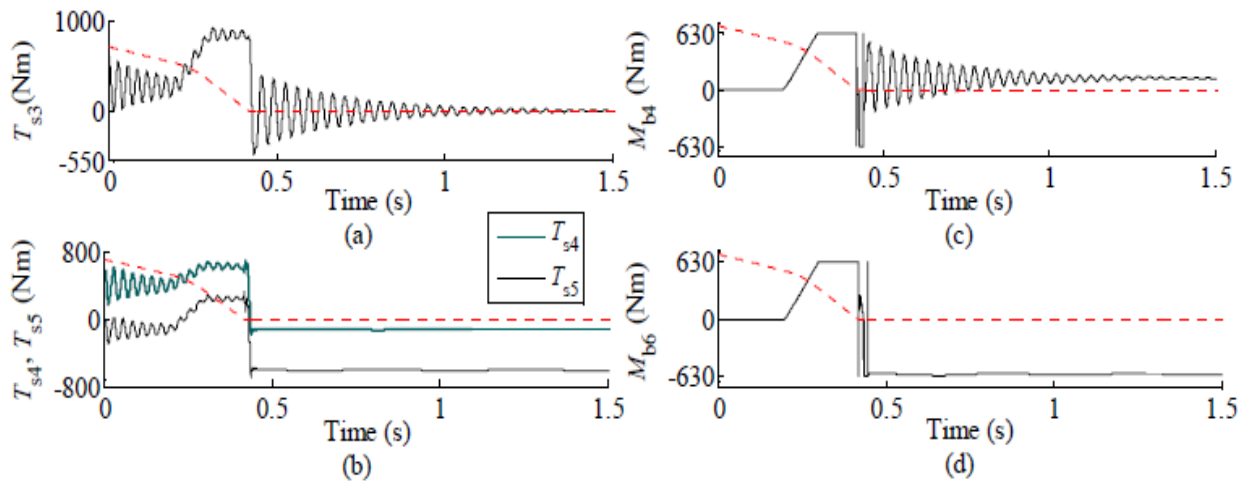


Рисунок 3.12 - Часові залежності крутних моментів високошвидкісних ланок та гальмівних моментів двох гальм у сценарії А. (а) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_3 і j_4 ; (б) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_i і j_{i+1} . ($i=4, 5$); (с) Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах j_4 ; (д) Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах j_6 .

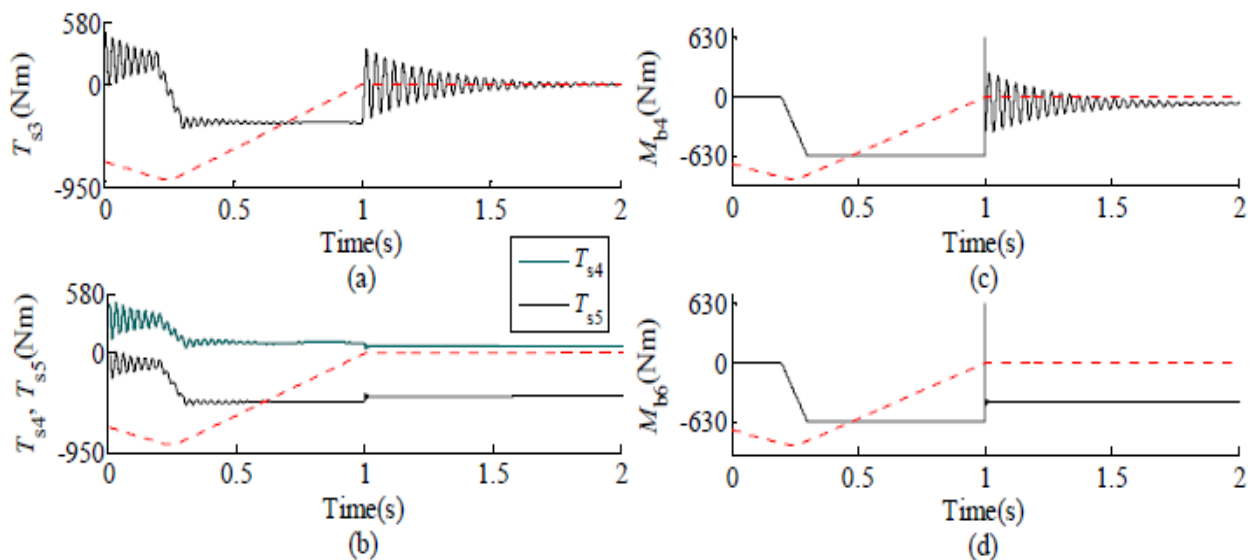


Рисунок 3.13 - Часові зміни крутних моментів на високошвидкісних ланках та гальмівних моментів двох гальм у сценарії В. (а). Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_3 і j_4 ; (б) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_i і j_{i+1} . ($i=4, 5$); (с); Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах Дж.4; (д) Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах j_6 .

З рисунка 3.12 а, б та рисунка 3.13 а, б, виявлено, що ці історії чітко поділені на три фази, які послідовно відповідають фазі без застосування гальм, фазі уповільнення внаслідок застосування механічних гальм, та d фаза після завершення гальмування відповідно.

У першій та третій фазах усі реакції крутного моменту змінюються в часі з кусково-постійними середніми значеннями, що означає, що кран піддається постійним зовнішнім силам протягом цих фаз. На початку другої фази середні значення цих реакцій зазнають лінійних змін зі збільшенням гальмівного моменту. Зрештою, ці середні значення стануть постійними, як тільки гальмівні моменти збільшаться до своїх граничних значень.

З точки зору традиційної теорії проектування кранів, трансмісійні вали підйомних механізмів піддаються лише пульсуючому навантаженню за робочий цикл крана. Однак, слід зазначити, що трансмісійні вали піддаються змінним у часі навантаженням у двох протилежних напрямках у сценаріях А та Б.

Цей вид навантаження набагато складніший, ніж пульсуюче навантаження, мінімальне значення якого дорівнює нулю, і він є більш шкідливим з точки зору втомної міцності, ніж пульсуюче навантаження з нульовим мінімальним значенням.

Наприкінці третьої фази різниця між T_{s5} і T_{s4} дорівнює різниці між крутним моментом навколо осі канатного барабана, спричиненим вагою корисного вантажу, та моментом опору підйомного механізму, та T_{s3} дорівнює нулю, що означає, що на плаваючий вал зрештою не діє навантаження. Ці результати задовольняють закон рівноваги.

Як показано на рисунку 3.12 с, d та рисунок 3.13 с, d, після завершення гальмування корисне навантаження нерівномірно підтримується двома гальмами, хоча обидва гальма ідентичні, спрацьовують одночасно та забезпечують майже однакову роботу тертя під час гальмування. Тим часом, згідно зі сценарієм А, між гальмівними барабанами та фрикційними

накладками гальм спостерігається заїдання-ковзання, перш ніж гальмівні барабани повністю зупиняться.

Рисунок 3.14 а, с представляють часові залежності навантаження на канаті у сценаріях А та В відповідно.

Рисунок 3.14 b, d представляють часові історії згинальних моментів на найнесприятливіших поперечних перерізах балок у сценаріях А та В відповідно. Ці часові історії також чітко поділені на три фази, а максимальні значення сили каната та згинальних моментів балок виникають після завершення/початку фази гальмування процесу підйому/опускання.

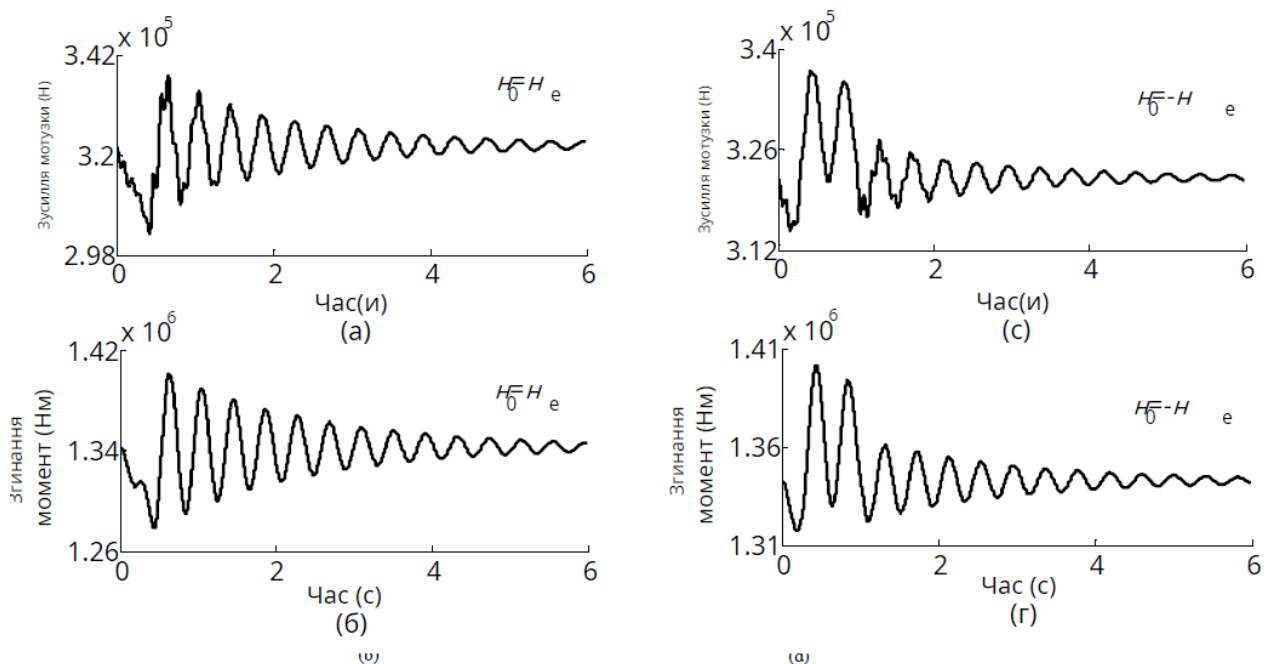


Рисунок 3.14 - .Часові залежності навантаження від каната та моменту згину, що діють на найнесприятливіші поперечні перерізи балок у сценаріях А та В) Сила каната за сценарієм А; (б) Згинальний момент у найнесприятливішому поперечному перерізі балки за сценарієм А; (с) Сила каната за сценарієм В; Згинальний момент у найнесприятливішому поперечному перерізі балки за сценарієм В.

3.4 Аналіз результатів моделювання

3.4.1 Часові зміни високошвидкісних ліній зв'язку

На основі числового моделювання виявлено, що на часові історії крутного моменту високошвидкісних ланок впливає не так сильно положення

корисного навантаження на балках, як величина корисного навантаження, максимальна гальмівна здатність гальм та часовий інтервал, коли гальмівна здатність гальма збільшується від нуля до максимальних значень.

Як показано на рисунку 3.15, піки крутного моменту та максимальний діапазон крутного моменту виникають, коли кран знаходиться під номінальним навантаженням або в стані холостого ходу; на третій фазі процесу гальмування амплітуди високочастотних складових ТСЗ помітно збільшуються, коли кран знаходиться в стані холостого ходу. Цей результат, а саме максимальний час гальмування підйомного механізму та максимальний гальмівний шлях корисного навантаження, визначаються процесом опускання номінального корисного навантаження на повній швидкості, що узгоджується з жорстким динамічним аналізом.

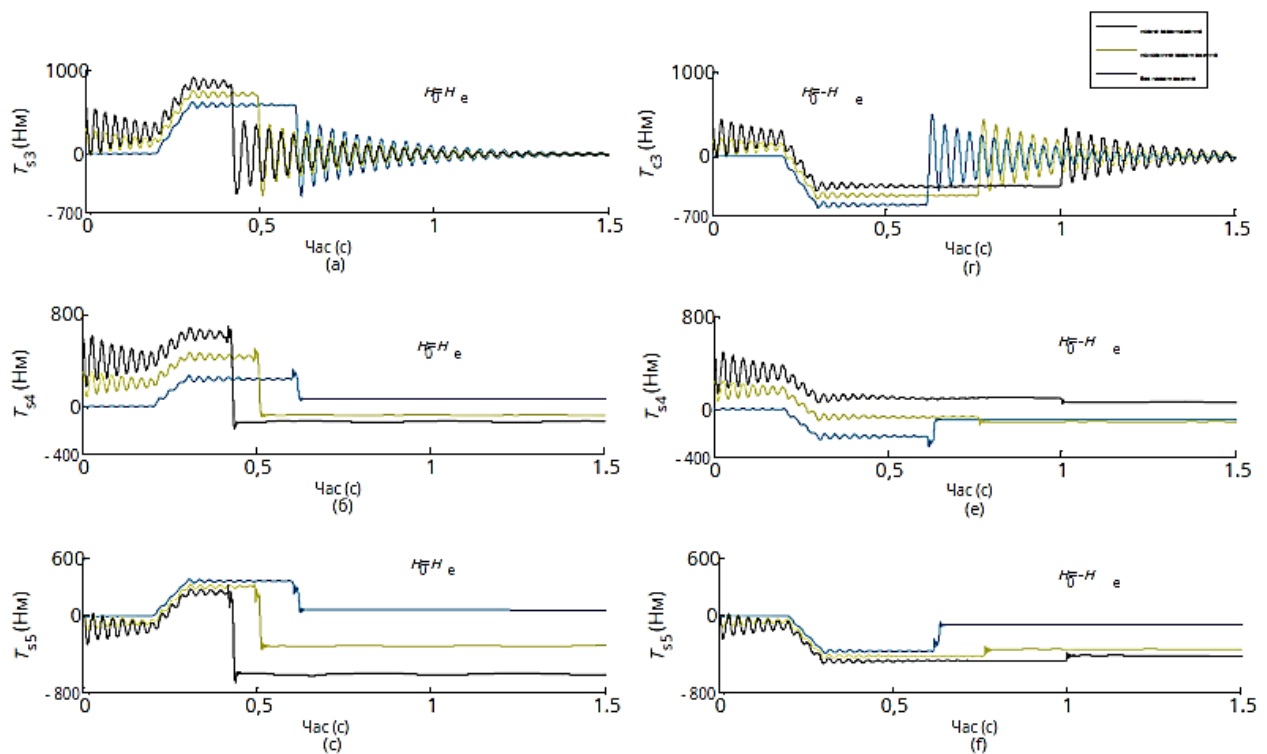


Рисунок 3.15 - Вплив величини корисного навантаження на часові зміни крутних моментів, що діють на високошвидкісні ланки. а) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_3 і J_4 коли починається гальмування p_e ; (б) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_4 і J_5 коли починається гальмування p_e ; (с) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_5 і J_6 коли починається гальмування p_e ; (д) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_3 і J_4 коли гальмування починається p_e ; (е) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_4 і J_5 коли гальмування починається p_e ; (ф)

Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_5 і J_6 коли гальмування починається n_e .

M_{blim} і t_{ba} - крутні моменти високошвидкісних ланок показано на рисунку 3.16. Жовті лінії показують історію крутних моментів у базових сценаріях. Наприклад, більший M_{blim} і коротший t_{ba} , чим коротший час гальмування підйомного механізму; тим більший M_{blim} і коротший t_{ba} , чим вищі пікові крутні моменти та діапазони крутного моменту; чим більші M_{blim} , більші амплітуди високочастотних складових T_{s3} на початку третьої фази; коротша t_{ba} , тим більші амплітуди високочастотних складових усіх моментів на початку другої фази. Крім того, M_{blim} і t_{ba} також впливатиме на момент тертя, що створюється кожним гальмом після завершення гальмування (див. рис.3.17).

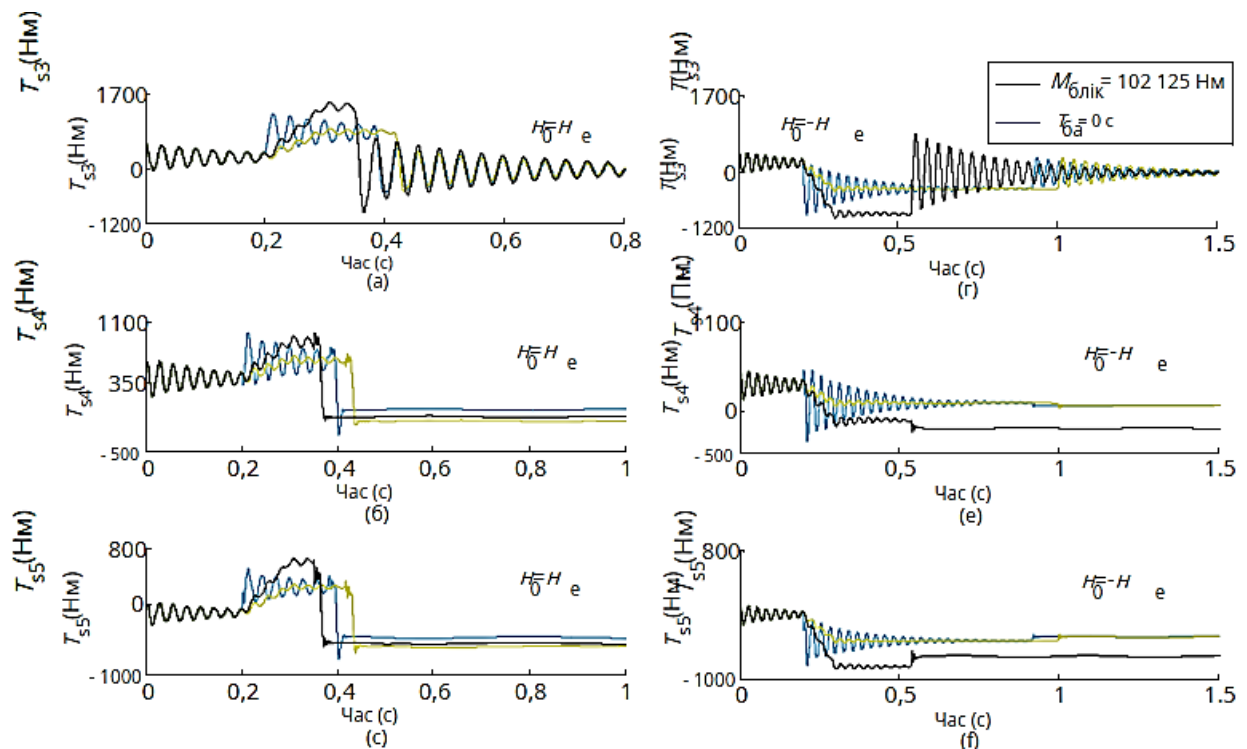


Рисунок 3.16 - Вплив M_{blim} та t_{ba} на часові залежності моментів, що діють на швидкохідних ланках. (а) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_3 і J_4 , коли $n_0 = n_{1e}$; (б) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_4 і J_5 , коли $n_0 = n_{1e}$; (с) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_5 і J_6 , коли $n_0 = n_{1e}$; (д) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_3 і J_4 , коли $n_0 = -n_{1e}$; (е) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_4 і J_5 , коли $n_0 = -n_{1e}$; (ф) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_5 і J_6 , коли $n_0 = -n_{1e}$.

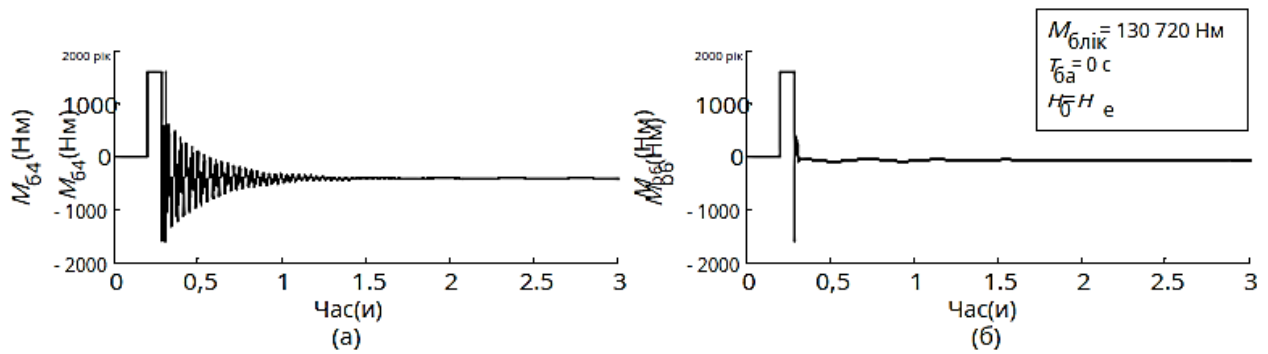


Рисунок 3.17 - Вплив M_{blim} та t_{ba} на момент тертя двох гальм, що утримують вантаж. (а) Гальмівний момент, створюваний гальмом, встановленим на компоненті J_4 ; (б) Гальмівний момент, створюваний гальмом, встановленим на компоненті J_6 .

Безсумнівно, менша початкова швидкість підйому механізму скорочує час гальмування, але початкова швидкість не може впливати на піки і діапазони крутних моментів, що діють на високошвидкісні ланки. Поки M_{bs} досягає свого максимального значення, коли гальмування завершується, пікові крутні моменти та діапазони крутних моментів майже такі ж, як і на рисунку 3.18. У протилежному випадку пік і діапазон крутних моментів зменшуються, оскільки $n_0 = \pm n_e$

Це явище також можна спостерігати на практиці.

Що стосується конфігурації з подвійним гальмом, найбільшою перевагою є її функція резервування, тобто очікується, що безпека корисного навантаження, обладнання та працівників навколо корисного навантаження буде забезпечена, якщо будь-яке з двох гальм вийде з ладу. Однак, коли під час гальмування зниженого номінального корисного навантаження на повній швидкості працює лише одне гальмо, робота тертя механічного гальма та гальмівний шлях корисного навантаження будуть у кілька разів вищими, ніж коли працюють обидва гальма (рисунок 3.19 а,б). Це означає, що для реалізації цієї функції схеми з подвійним гальмом слід враховувати вищу вимогу до теплової ємності гальма.

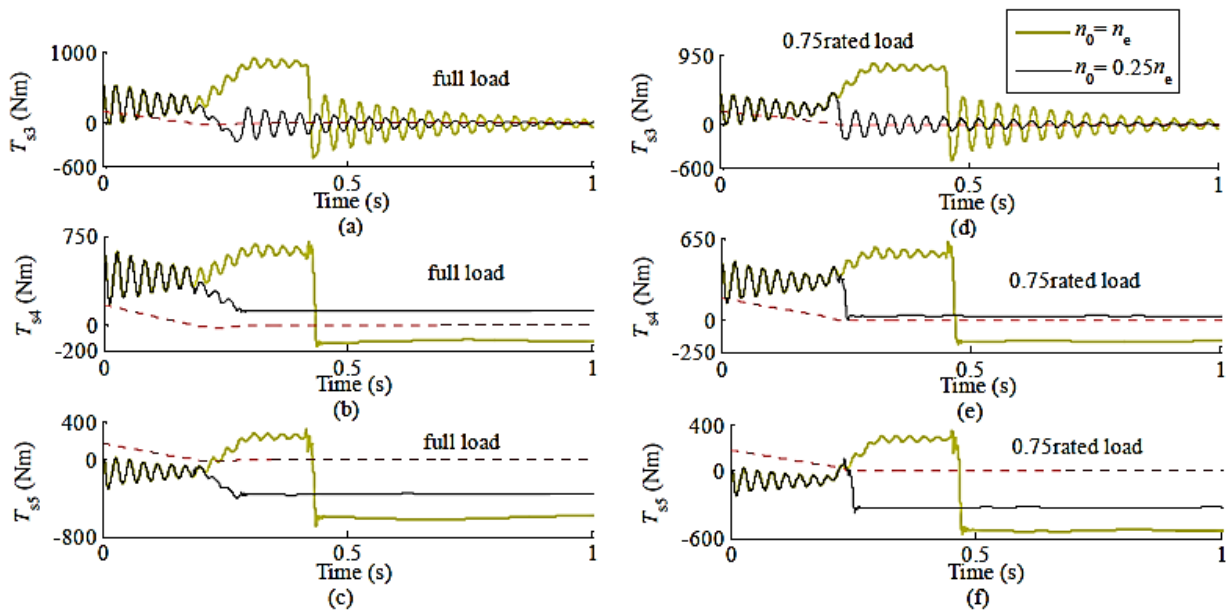


Рисунок 3.18 - Залежність моментів, що діють на високошвидкісні ланки під час гальмування, з часом для $N_g = 0,251$. (а) крутний момент компонентів, що з'єднують вал J_3 та J_4 , при повному навантаженні; (б) крутний момент компонентів, що з'єднують вал компоненти J_4 та J_5 при повному завантаженні; (с) Крутний момент валу, що з'єднує компоненти J_5 та J_6 при повному навантаженні навантаження; (д) Крутний момент компонентів, що з'єднують вал J_3 та J_4 , при 75% номінального навантаження; (е) Крутний момент компоненти з'єднання валу J_4 та J_5 при 75% номінального навантаження; (ф) крутний момент з'єднання валу компоненти J_5 та J_6 при 75% номінального навантаження.

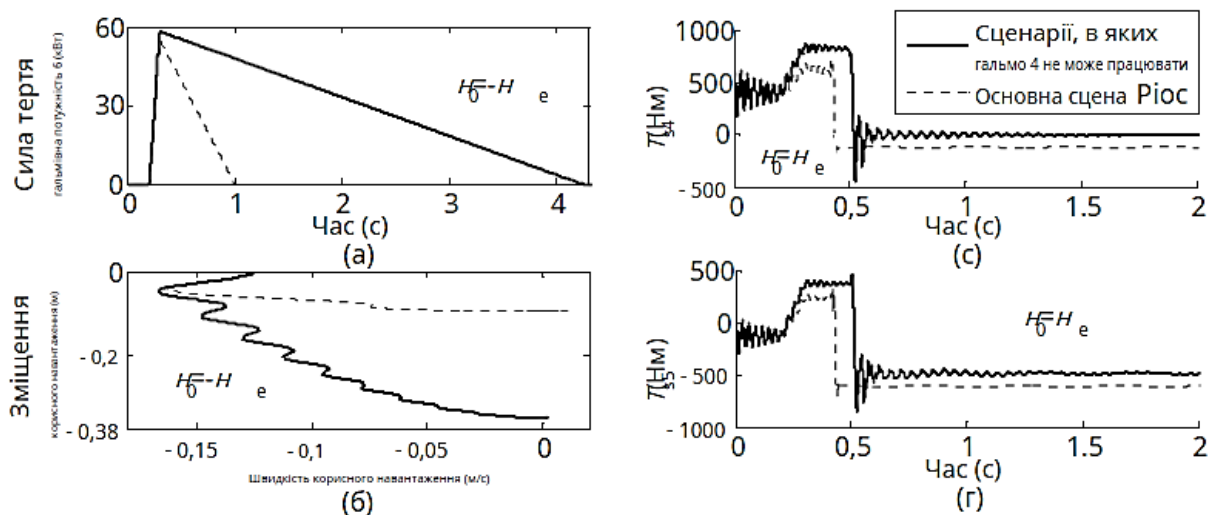


Рисунок 3.19 - Динамічні реакції, коли гальмо 4 не працює, відповідають базовим сценаріям. (а) Тертя потужність у гальмі, зібраному на компоненті J_6 , під час гальмування з опусканням; (б) Зміщення корисне навантаження під час гальмування зниженням; (с) крутний момент валу для з'єднання компонента J_4 та J_5 під час гальмування підйомом; (г) крутний момент валу для з'єднання компонентів J_5 та J_6 під час гальмування підйомом.

Крім того, піковий крутний момент високошвидкісних ланок відрізняється, коли використовується механічна гальма 4, під час гальмування номінального корисного навантаження підйомника на повній швидкості, пікові крутні моменти двох високошвидкісних подовжувачів валів редуктора вищі, коли гальмо 4 не працює (див. рисунок 3.19 с, г). Це вказує на те, що навантаження на високошвидкісні вали передачі слід враховувати.

3.4.2 Залежність сили каната та моменту згину балки від часу

Очевидно, що чим важче корисне навантаження і чим більше M_{blim} , тим більше максимальне значення та діапазон зміни навантаження на канат. Коли положення візка знаходиться $y_{o3} = 11,305$ м та $y_{o3} = 0,245$ м відповідно, порівняння часових записів відносної сили каната (співвідношення миттєвої сили каната до сили тяжіння піднятого об'єкта) під час процесів гальмування підйомного механізму, оснащеного подвійними гальмами, гальмівна здатність якого збільшується від 630 Нм ($M_{blim} = \text{від } 51,471 \text{ Нм}$) до 1250 Нм ($M_{blim} = 102,125 \text{ Нм}$), показано на рисунку 3.20.

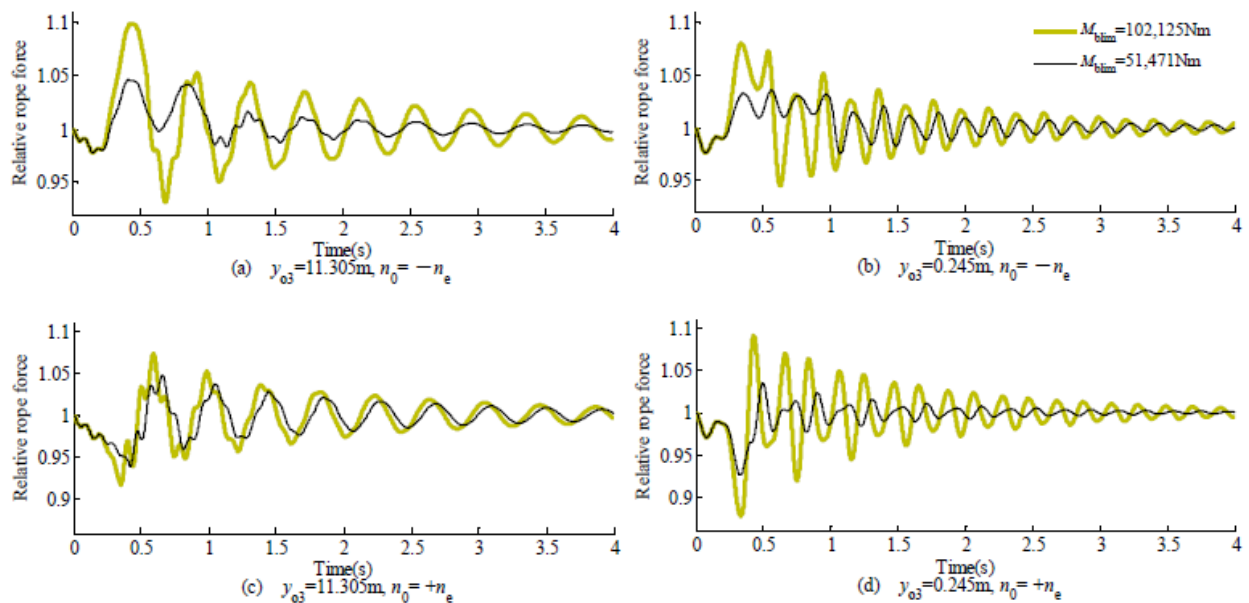


Рисунок 3.20 - Вплив M_{blim} на часові зміни сили каната. (а) Порівняння слабкої сили каната коли $y_{o3} = 11,305$ м та $n_0 = -n_e$; (б) Порівняння відносної сили каната, коли $y_{o3} = 0,245$ м та $n_0 = -n_e$; (с) Порівняння відносної сили каната, коли $y_{o3} = 11,305$ м та $n_0 = n_e$; (д) Порівняння окремої сили каната, коли $y_{o3} = 0,245$ м та $n_0 = n_e$.

Більш того, початкове положення корисного вантажу та початкова швидкість підйомного механізму впливають на максимальне значення сили каната в кожному процесі гальмування, а також на взаємозв'язки є нелінійними, як показано на рисунку 3.21. Початкове положення корисного навантаження задається параметрами l_0 та y_{03} .

Як показано на рисунку 3.21, при зміні y_{03} максимальна сила на канаті буває найбільшого значення в $y_{03} = 0,245$ м (граничне положення візка в частині прольоту крана). Діапазон зміни максимальне зусилля каната зменшується, коли візок наближається до середини балки. Відповідно до традиційної теорії проектування кранів, глобальний пік максимальної сили каната виникає, коли знаходиться візок посередині балок, а корисне навантаження гальмується під час опускання або раптово зростається зі свого опорна поверхня. Однак у цьому моделюванні є те, що глобальний піксель каната може завантажити під час гальмування підйомного механізму на повній швидкості в напрямку підйому, коли візок знаходиться в його граничне положення на кінці прольоту крана.

Для кращого розуміння впливу початкової швидкості на максимальне зусилля каната, результат при $y_{03} = 0,245$ м реорганізовано з рисунка 3.21 на рис. 3.22 (співвідношення між макс. сила на канаті та l_0 при різних p_0 , коли $y_{03} = 0,245$ м). Виявлено, що вплив початкової швидкості є всі різні процеси гальмування під час підйому та опускання корисного вантажу. Максимальна довжина каната сили дуже чутливі до початкової швидкості під час процесів гальмування підйому корисного завантаження; однак вони не такий під час гальмування опускання корисного вантажу.

Далі всі максимальні зусилля каната під час гальмування підйомного корисного вантажу не монотонно зростають з l_0 за тих самих p_0 . Зауважте, що коли $l_0 = 0,25$ та $0,1n_e$, підйомна сила механізм не гальмується механічними гальмами, доки не змінюється напрямок його руху, і гальмівні моменти все ще не досягнуть максимальної потужності після завершення гальмування. Тому, можливо, вищезазначені результати спільно зумовлені величиною гальмівного моменту під час гальмування, закінчується, а також стани системи руху на початку гальмування.

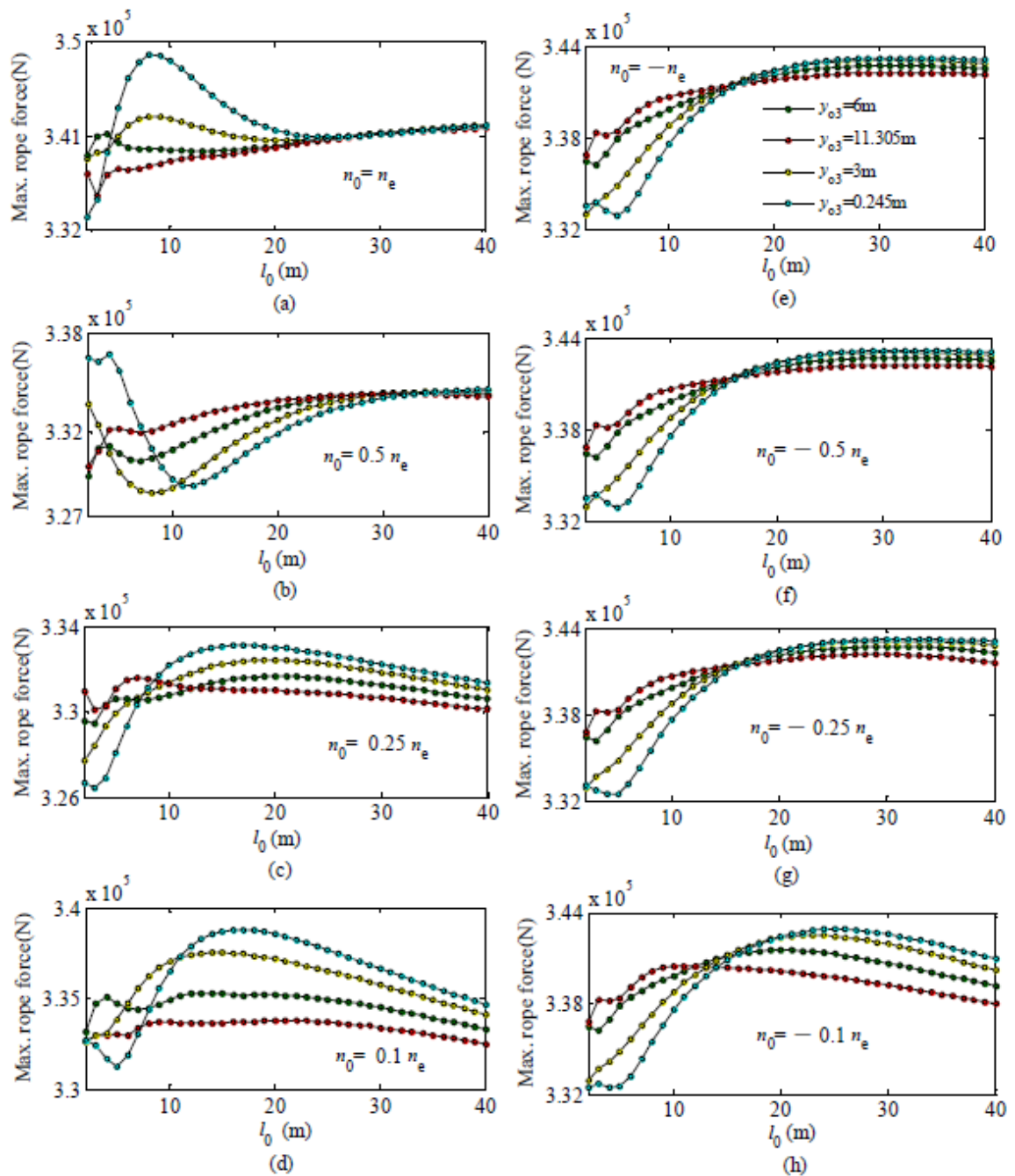


Рисунок 3.21 - Максимальна сила на канаті у залежності від початкової довжини підвісного каната l_0 при різних значеннях y_{o3} та різних n_0 . (a) Функціональний зв'язок між максимальною силою на канаті та n_0 , коли $n_0 = n_e$; (b) Функція свідчить між максимальним зусиллям на канаті та l_0 , коли $n_0 = 0,5n_e$; (c) Функціональне співвідношення між Макс. зусиллям натягу канату та l_0 , коли $n_0 = 0,25n_e$; (d) Функціональний зв'язок між макс. зусиллям натягу канату та l_0 коли $n_0 = 0,1n_e$; (e) Функціональна залежність між максимальними зусиллями на двигуні та l_0 , коли $n_0 = -n_e$; (f) Функція свідчить між максимальним зусиллям на канаті та l_0 , коли $n_0 = -0,5n_e$; (g) Функціональне співвідношення між Макс. зусиллям натягу канату та l_0 , коли $n_0 = -0,25n_e$; (h) Функціональна залежність між максимальними зусиллями на двигуні та l_0 , коли $n_0 = -0,1n_e$;

Під час опускання корисного вантажу на висоту $y_{03} = 0,245$ м, відповідно l_0 та максимальним навантаженням на канат сили під час гальмування при різних n_0 майже однакові, за всіма $l_0 = -0,1n_e$. Різниця між наявним при $l_0 = -0,1n_e$ та наявним при іншому l_0 відбувається лише при нижчих та вищих значеннях n_0 . Різниця стає більшою в ширшій області l_0 та n_0 , якщо положення візка ближче до середини прольоту крана (рис. 3.22). Це явище можна пояснити як результат ефекту підвищення вібрації балок. Крім того, існує аналогічний зв'язок для згинального моменту у поперечних перерізах балок

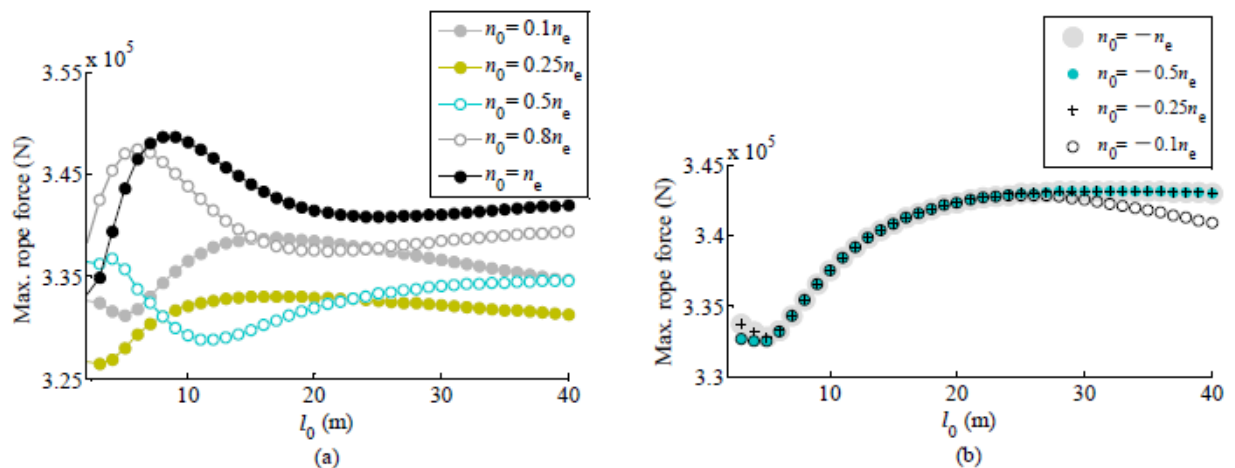


Рисунок 3.22 - Максимальне зусилля каната при $y_{03} = 0,245$ м та різних значеннях l_0 у залежності від початкової довжини підвісного каната l_0 . (a) Функціональний зв'язок між максимальними зусиллями на каналі та l_0 під час гальмування підйомного корисного завантаження на різній швидкості; (b) Функціональний зв'язок між максимальними зусиллями каната та l_0 при гальмуванні опускання корисного навантаження з різною швидкістю.

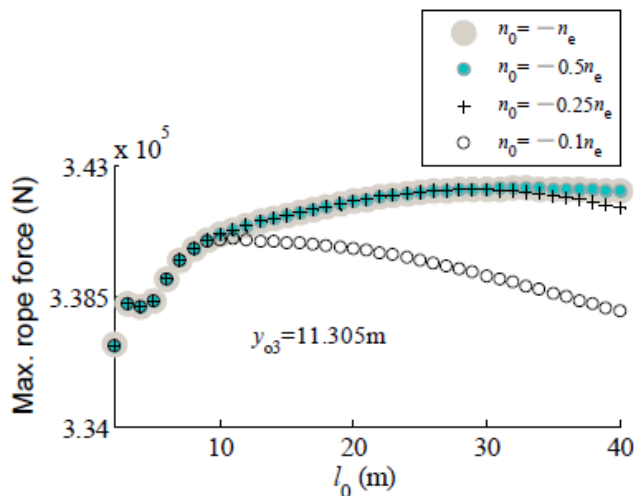


Рисунок 3.23 - Максимальні зусилля на канаті під час гальмування при $y_{03} = 11,305$ м та різних значеннях l_0 у залежності від початкової довжини підвісного каната n_0 .

3.5 Висновки

На основі принципу Гамільтона, на основі модифікованої функції Лагранжа та віртуальної роботи неконсервативних сил отримано нелінійну та негладку динамічну модель системи (корисне навантаження-візок-підйомний механізм-балки). Детально досліджено динамічні реакції та вплив деяких параметрів під час гальмування підйомного механізму двома механічними гальмами для зупинки корисного навантаження. Зроблено деякі висновки:

1. Швидкісні ланки підйомного механізму під час гальмування відчують коливальний крутний момент, що діє у двох протилежних напрямках із середнім значенням, не дорівнюючим нулю. Це вказує на те, що для збільшення терміну служби підйомних механізмів корисно уникати частого екстреного гальмування.

2. Якщо використовується схема з кількома гальмами, корисне навантаження навряд чи буде рівномірно підтримуватися цими гальмами після завершення гальмування. Пікові значення зусилля каната та згинального моменту балок можуть виникати під час гальмування корисного вантажу, що піднімається на повній швидкості, коли візок знаходиться на кінці прольоту крана.

3. Величина корисного навантаження, гальмівна здатність і час дії механічних гальм є дуже важливими факторами, що впливають на пікові значення та діапазон внутрішніх сил, що діють на всі компоненти крана під час гальмування. З іншого боку, положення візка головним чином впливає на внутрішні сили, що діють на сталевий канат і балки.

4. Положення встановлення механічного гальма та послідовність дій при використанні схеми з кількома гальмами можуть впливати на навантаження, що діють на високошвидкісні ланки підйомного механізму. Коли використовується підйомний механізм із схемою з двома гальмами, вантажопідйомність високошвидкісних ланок та теплоємність пари тертя гальма визначаються процесом, коли одне з двох гальм перестає працювати. Крім того, навантаження, що діють на компоненти кранів, вищі, якщо

гальмівна здатність механічних гальм вища. Тому при виборі механічних гальм необхідно збалансувати два фактори, тобто безпеку самих кранів та здатність безпечно зупиняти та утримувати корисні вантажі.

5. Вплив початкової швидкості на внутрішні сили, що діють на сталеву конструкцію та дротяний канат під час гальмування підйомного корисного вантажу, суттєво відрізняється від впливу під час гальмування вантажу, що опускається. Крім того, пікові значення внутрішніх сил, що діють на сталеву конструкцію та дротяний канат під час гальмування на нижчій початковій швидкості, не завжди менші, ніж під час гальмування на повній швидкості, тобто, що стосується сталевої конструкції та дротяного каната кранів, процес гальмування на нижчій початковій швидкості не гарантовано буде безпечнішим, ніж на повній швидкості.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Виконані теоретичні і експериментальні дослідження дозволяють підтвердити адекватність запропонованої математичної моделі та зробити висновки, які дозволяють поліпшити якість проектування, а так само вибирати раціональні режими при експлуатації, що дозволить поліпшити якість кранів, що випускаються, і підвищити їхня надійність в умовах експлуатації.

2. Проаналізовано проблему автоматизації проектування вантажопідйомних кранів, показав, що використання Cals-Технологій у вигляді інтегрованих САПР (CAD/CAM/CAE) та Pro/ENGINEER загального призначення для проектування деталей і механізмів крана без додаткових компонентів і спеціалізованих модулів недостатньо ефективно.

3. Запропонована математична модель вантажопідйомного крана мостового типу що описує процес пересування, розроблена на основі аналізу та узагальнення теоретичних і експериментальних даних. Що дозволило виявити і урахувати ті фактори, які впливають на величину максимальних навантажень на металоконструкцію і механізми крана, а так само на значення швидкостей, прискорень, переміщень, середніх і кінцевих частин крана та ін.

4. Розроблена програма розрахунків оптимальних динамічних характеристик вантажопіднімального крана мостового типу при пересуванні, в основу, якої покладена розроблена математична модель і узагальнений критерій оптимізації (цільова функція) процесу пересування.

5. Розроблена методика і алгоритм автоматизації проектування механізмів пересування вантажопіднімальних кранів мостового типу, що дозволяють створити САПР, яка у вигляді програми користувача враховує динамічні характеристики крана, що дозволяє здійснювати проектування з використанням сучасних CALS- технологій і в такий спосіб ухвалювати обґрунтовані конструкторські розв'язки.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Abdullahi, A.M.; Mohamed, Z.; Selamat, H.; Pota, H.R.; Zainal Abidin, M.S.; Fasih, S.M. Efficient control of a 3D overhead crane with simultaneous payload hoisting and wind disturbance: Design, simulation and experiment. *Mech. Syst. Signal Process.* 2020, 145, 106893. [CrossRef]
2. Adamiec-Wójcik, I.; Dra̧g, L.; Metelski, M.; Nadratowski, K.; Wojciech, S. A 3D model for static and dynamic analysis of an offshore knuckle boom crane. *Appl. Math. Model.* 2019, 66, 256–274. [CrossRef]
3. Antonio Rosales, Alaa Abderrahim, Markku Suomalainen, Mikael Haag, Tapio Heikkilä "Robot and Overhead Crane Collaboration Scheme to Enhance Payload Manipulation". — arXiv, 2025.
4. BSI. BS EN 13001-2-2004+A3-2009 Crane Safety-General Design Part 2: Load Actions; BSI: London, UK, 2009. 210, 120–126. [CrossRef]
5. Cekus, D.; Gnatowska, R.; Kwiaton, P. Impact of wind on the movement of the load carried by rotary crane. *Appl. Sci.* 2019, 9, 3842. [CrossRef]
6. Chen, H.; Xuan, B.; Yang, P.; Chen, H. A new overhead crane emergency braking method with theoretical analysis and experimental verification. *Nonlinear Dyn.* 2019, 98, 2211–2225. [CrossRef]
7. Cibicik, A.; Egeland, O. Dynamic modelling and force analysis of a knuckle boom crane using screw theory. *Mach. Theory* 2019, 133, 179–194. [CrossRef]
8. Cibicik, A.; Pedersen, E.; Egeland, O. Dynamics of luffing motion of a flexible knuckle boom crane actuated by hydraulic cylinders. *Mech. Mach. Theory* 2020, 143, 103616. [CrossRef]
9. DIN 15018 *Cranes; Steel structures; Calculation and construction*. — Deutsches Institut für Normung, 1998.
10. Ersin Das, William A. Welch, Patrick Spieler, Keenan Albee, Aurelio Noca, Jeffrey Edlund, Jonathan Becktor, Thomas Touma, Jessica Todd, Sriramya Bhamidipati, Stella Kombo, Maira Saboia, Anna Sabel, Grace Lim, Rohan Thakker, Amir Rahmani, Joel W. Burdick "Safe Payload Transfer with Ship-Mounted Cranes: A Robust Model Predictive Control Approach". — arXiv, 2025.

11. Feau, C.; Politopoulos, I.; Kamaris, G.; Mathey, C.; Chaudat, T.; Nahas, G. Experimental and numerical investigation of the earthquake response of crane bridges. *Eng. Struct.* 2015, 84, 89–101. [CrossRef]
12. Feyrer, K. *Wire Ropes-Tension, Endurance, Reliability*, 2nd ed.; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2015.
13. German Institute for Standardisation. DIN 15434-1-1989 Power Transmission Engineering—Principles for Drum- and Disc Brakes, Calculation; German Institute for Standardisation: Berlin, Germany, 1989.
14. Huh, J.; Nguyen, V.B.; Tran, Q.H.; Ahn, J.-H.; Kang, C. Effects of boundary condition models on the seismic responses of a container crane. *Appl. Sci.* 2019, 9, 241. [CrossRef]
15. ISO 12488-1:2012 *Cranes — Tolerances for wheels and travel and traversing tracks — Part 1: General*.
16. J. M. R. S. Tavares, P. M. D. P. Cunha, and J. A. C. Amado "Design and Control of Overhead Cranes: A Review". — Springer, 2019.
17. Jerman, B. An enhanced mathematical model for investigating the dynamic loading of a slewing crane. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.* 2006, 220, 421–433. [CrossRef]
18. Ju, F.; Choo, Y.S.; Cui, F.S. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload. *Int. J. Solids Struct.* 2006, 43, 376–389. [CrossRef]
19. Kobayashi, N.; Kuribara, H.; Honda, T.; Watanabe, M. Nonlinear seismic responses of container cranes including the contact problem between wheels and rails. *J. Press. Vessel Technol.* 2004, 126, 59–65. [CrossRef]
20. Kovač, M., & Petrović, D. *Simulation and Control of Overhead Crane Motion. Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, Vol. 141, 106700.
21. Li, J., & Wong, Y. K. *Dynamic Response of Overhead Cranes with Flexible Components. Journal of Sound and Vibration*, 2019, Vol. 438, pp. 123–138.
22. Manning, R.; Clement, J.; Kim, D.; Singhose, W.E. Dynamics and control of bridge cranes transporting distributed-mass payloads. *J. Dyn. Syst. Meas. Control* 2010, 132, 014505. [CrossRef]

23. Marc Wijnand, Brigitte d'Andréa-Novel, Lionel Rosier "Finite-time stabilization of an overhead crane with a flexible cable submitted to an affine tension". — arXiv, 2021.
24. Minh Nhat Vu, Michael Schwegel, Christian Hartl-Nesic, Andreas Kugi "Sampling-Based Trajectory (re)planning for Differentially Flat Systems: Application to a 3D Gantry Crane". — arXiv, 2022.
25. Niu, C.M.; Zhang, H.W.; Ouyang, H. A comprehensive dynamic model of electric overhead cranes and the lifting operations. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.* 2012, 226, 1484–1503. [CrossRef]
26. Otani, A.; Nagashima, K.; Suzuki, J. Vertical seismic response of overhead crane. *Nucl. Eng. Des.* 2002, 212, 211–220. [CrossRef]
27. Park, K.P.; Cha, J.H.; Lee, K.Y. Dynamic factor analysis considering elastic boom effects in heavy lifting operations. *Ocean Eng.* 2011, 38, 1100–1113. [CrossRef]
28. Posiadała, B. Influence of crane support system on motion of the lifted load. *Mech. Mach. Theory* 1997, 32, 9–20. [CrossRef]
29. Ramli, L.; Mohamed, Z.; Abdullahi, A.M.; Jaafar, H.I.; Lazim, I.M. Control strategies for crane systems: A comprehensive review. *Mech. Syst. Signal Process.* 2017, 95, 1–23. [CrossRef]
30. S. M. Sapuan, A. M. Abdullah, and M. S. Zainudin "Design and Analysis of Overhead Cranes". — CRC Press, 2018.
31. Severin, D.; Dörsch, S. Friction mechanism in industrial brakes. *Wear* 2001, 249, 771–779. [CrossRef]
32. Shapiro, A. H., and Strelkov, A. *Crane Dynamics: Analysis and Modeling of Bridge and Gantry Cranes*. — Springer, 2020. — 410 p.
33. Singer, N.C.; Seering, W.P. Preshaping command inputs to reduce system vibration. *J. Dyn. Syst. Meas. Control* 1990, 112, 76–82. [CrossRef]
34. Singhose, W. Command shaping for flexible systems: A review of the first 50 years. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.* 2009, 10, 153–168. [CrossRef]

35. Sun, G.; Kleeberger, M.; Liu, J. Complete dynamic calculation of lattice mobile crane during hoisting motion. *Mech. Mach. Theory* 2005, 40, 447–466. [CrossRef]
36. Tomasz, H. Modeling the dynamics of cargo lifting process by overhead crane for dynamic overload factor estimation. *J. Vibroeng.* 2017, 19, 75–86.
37. Tomczyk, J.; Cink, J.; Kosucki, A. Dynamics of an overhead crane under a wind disturbance condition. *Autom. Constr.* 2014, 42, 100–111. [CrossRef]
38. Urbas', A. Computational implementation of the rigid finite element method in the statics and dynamics analysis of forest cranes. *Appl. Math. Model.* 2017, 46, 750–762. [CrossRef]
39. Wang, D.; Yin, J.; Zhu, Z.; Zhang, D.; Liu, D.; Liu, H.; Sun, F. Preparation of high friction brake shoe material and its tribological behaviors during emergency braking in ultra-deep coal mine hoist. *Wear* 2020, 458–459, 203391. [CrossRef]
40. Wittenberghe, J.V.; Ost, W.; Baets, P.D. Testing the friction characteristics of industrial drum brake linings. *Exp. Tech.* 2012, 36, 43–49. [CrossRef]
41. Wu, Q.; Wang, X.; Hua, L.; Xia, M. Dynamic analysis and time optimal anti-swing control of double pendulum bridge crane with distributed mass beams. *Mech. Syst. Signal Process.* 2020, 144, 106968. [CrossRef]
42. Yildirim, S, .; Esim, E. A new approach for dynamic analysis of overhead crane systems under moving loads. In *CONTROLO 2016, Proceedings of the 12th Portuguese Conference on Automatic Control*, Guimarães, Portugal, 14–16 September 2016; Garrido, P., Soares, F., Moreira, A., Eds.; Springer: Cham, Switzerland, 2017; pp. 471–481.
43. Zhang, M.; Zhang, Y.; Ji, B.; Ma, C.; Cheng, X. Adaptive sway reduction for tower crane systems with varying cable lengths. *Autom. Constr.* 2020, 119, 103342. [CrossRef]
44. Zhang, X., & Sun, Z. *Finite Element Analysis of Bridge Crane Structures under Dynamic Loads. Engineering Structures*, 2021, Vol. 245, 112857.

45. Zhao, X.; Huang, J. Distributed-mass payload dynamics and control of dual cranes undergoing planar motions. *Mech. Syst. Signal Process.* 2019, 126, 636–648. [CrossRef]
46. Zhao, Y.; Cheng, Z.; Sandvik, P.C.; Gao, Z.; Moan, T.; Van Buren, E. Numerical modeling and analysis of the dynamic motion response of an offshore wind turbine blade during installation by a jack-up crane vessel. *Ocean Eng.* 2018, 165, 353–364. [CrossRef]
47. Білик, С. І., Романюк, Ю. А. Математичне моделювання динаміки вантажопідйомних кранів при зміні навантажень. — Науковий вісник НУ «Львівська політехніка», №884, 2018, с. 102–108.
48. Бутенко, І. В. Динамічний аналіз мостових кранів при змінних навантаженнях. — Харків: ХНАДУ, 2019. — 142 с.
49. Гаврилюк, В. М. Підйомно-транспортні машини: конструкція, розрахунок і експлуатація. — К.: Вища школа, 2015. — 432 с.
50. Григоров О. В., Губський С. О. Вплив механізму пересування мостового крана на ресурс металоконструкції. Національний технічний університет «Харківський політехнічний Інститут». *Вестник ХНАДУ.* 2012. Вип. 57. С. 296–299.
51. ДСТУ EN 13001-1:2018. Крани. Загальні принципи розрахунку. Частина 1. Загальні основи та вимоги. — К.: Мінекономрозвитку України, 2018. — 47 с.
52. ДСТУ ISO 4301-5:2016. Крани вантажопідіймальні. Класифікація. Частина 5. Мостові та козлові крани. — К.: ДП «УкрНДНЦ», 2016. — 21 с.
53. ДСТУ ISO 9927-1:2003. Крани вантажопідіймальні. Інспекція. Частина 1. Загальні вимоги. — К.: Держспоживстандарт України, 2003. — 18 с.
54. Карпенко, А. І. Підйомно-транспортні системи в машинобудуванні. — Дніпро: НМетАУ, 2013. — 332 с.
55. Ковальчук, І. М., та ін. Оптимізація режимів руху мостових кранів із метою зниження динамічних навантажень. — Вісник ТНТУ, №1, 2020, с. 78–84.

56. Кушнір, Л. В. Дослідження коливань мостових кранів із урахуванням пружності колії та вітрових навантажень. — Наукові вісті НТУУ «КПІ», №4, 2022, с. 45–52.
57. Литвин, В. І., Кравчук, П. М. Механіка кранів: підручник для студентів машинобудівних спеціальностей. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. — 345 с.
58. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу мостових кранів. — К.: ЦП “Компрінт”, 2015. — 197 с.
59. Ловейкін, В. С., Ромасевич, Ю. О. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. — К.: ЦП «Компрінт», 2016. — 320 с.
60. Мельник, П. І. Підйомно-транспортні машини: розрахунок, монтаж, експлуатація. — Харків: ХНАДУ, 2016. — 298 с.
61. Петров П.П. Обґрунтування перехідних режимів переміщення вантажопідйомних кранів мостового типу: дис. канд. техн. наук: 05.23.05 / П.П. Петров. — Київ, 2020. — 180 с.
62. Плахотник, О. В. Теорія механізмів і машин. Частина III. Динаміка машин. — К.: НТУУ «КПІ», 2018. — 275 с.
63. Пономаренко, О. С. Дослідження динамічної стійкості мостових кранів при русі з вантажем. — Вісник ДонНТУ, №2, 2019, с. 88–94.
64. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. — НПАОП 0.00-1.01-07. — К.: Міністерство праці та соціальної політики України, 2007. — 124 с.
65. Савчук, В. Д. Визначення параметрів коливань мостових кранів із пружною підвіскою вантажу. — Наукові праці ВНТУ, №2, 2021, с. 64–70.
66. Середа, А. В. Вібраційні процеси в механізмах мостових кранів. — Вісник Національного технічного університету «ХПІ», №23, 2021, с. 115–122.
67. Сидоренко В.В. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів / В.В. Сидоренко. — Львів: Видавництво ЛНУ, 2018. — 256 с.
68. Слепужніков Є.Д., Фідровська Н.М., Варченко І.С. Механізми пересування мостових кранів: монографія — Харків: НУЦЗУ, 2019. С. 124 с.

69. Стрижак В. В. Особливості виникнення і усунення перекосів мостових кранів з роздільним частотно-регульованим приводом механізму пересування. Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка. Серія. Галузеве машинобудування, будівництво, 2012. Вип. 1. С. 61–66.
70. Тищенко, М. О. Методика розрахунку динамічних навантажень у конструкціях мостових кранів. — Вісник Одеського національного політехнічного університету, №3, 2020, с. 55–63.
71. Ткаченко, В. П. Теоретичні основи коливань елементів металоконструкцій кранів. — К.: НТУУ «КПІ», 2017. — 192 с.
72. Хмара Л.А., Колісник М.П., Голубченка О.І. Будівельні крани конструкція та експлуатація. – К.: Техніка, 2001 – 291 с.
73. Чернявський, В. І. Методи зменшення динамічних навантажень у вантажопідіймальних машинах. — Вісник НТУ «ХПІ», №15, 2022, с. 72–79.

ДОДАТОК

(Слайди презентації)

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені В.Н. КАРАЗІНА

Навчально-науковий інститут «Українська
інженерно-педагогічна академія»

(назва факультету/інституту)

Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання

(назва кафедри)

кваліфікаційна робота рівня вищої освіти "магістр"

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЄКТУВАННЯ
МОСТОВОГО КРАНА З УРАХУВАННЯМ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Спеціальність G11 Машинобудування .

Освітня програма: Підйомно – транспортні машини і обладнання

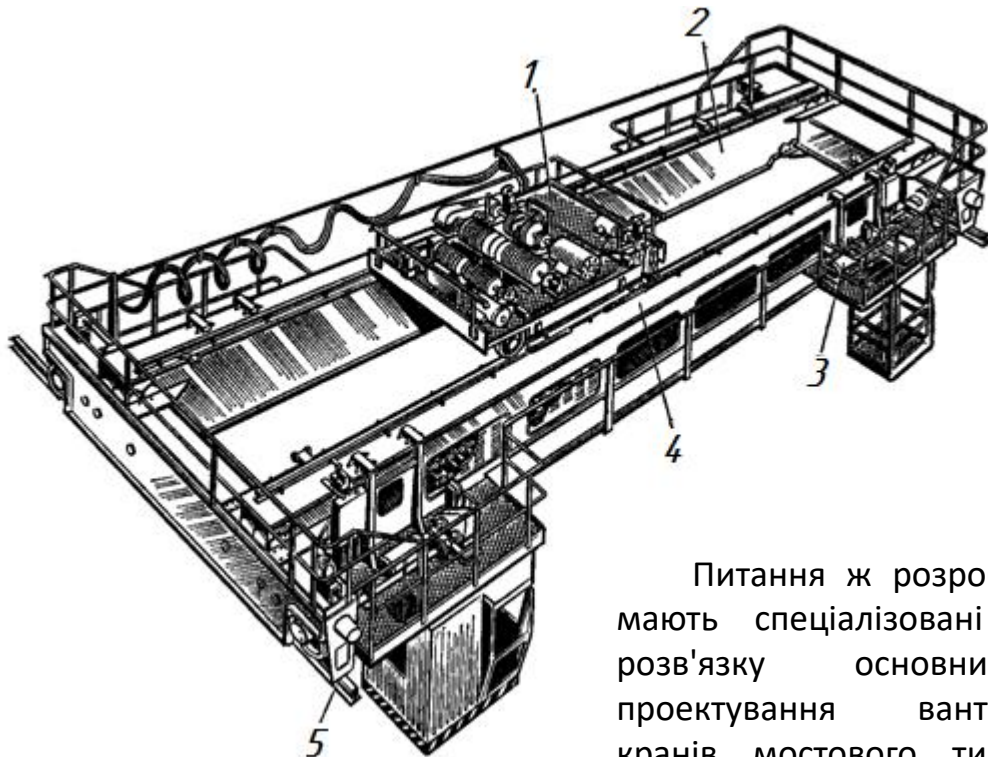
Виконав студент групи ЗГМ 24мг

Олександр МЄЛЬНІКОВ

Керівник к.т.н., доц.

Олег КОНДРАТЮК.

Мостовий спеціальний кран вантажопідйомністю 50т.
АТ "Українські енергетичні машини"



Питання ж розробки САПР, що мають спеціалізовані модулі для розв'язку основних завдань проектування вантажопідйомних кранів мостового типу розглянуті недостатньо і у цей час малоефективне використовуються на виробництві. Тому розробка алгоритмів створення САПР механізмів вантажопідйомних кранів мостового типу і кранів у цілому, а так само програм для розрахунків динамічних характеристик є досить **актуальною проблемою.**



Метою роботи є підвищення ефективності функціонування системи автоматизації проектування мостового крана на основі розробленого алгоритму обліку динамічних характеристик, що дозволяє вдосконалювати процес проектування основних механізмів і крана в цілому.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1) Провести теоретичні й експериментальні дослідження процесу пересування для визначення основних динамічних характеристик (переміщень, швидкостей, прискорень крана й вантажу).

2) Розробити нову математичну модель, що враховує динамічні характеристики механізму пересування й досліджувати існуючі математичні моделі процесу пересування крана мостового типу й методики для визначення максимальних динамічних навантажень діючих на міст крана в горизонтальній площині й на вантажні канати.

3) Виконати аналіз роботи крана при пересуванні з використанням математичної моделі з метою оцінки впливу різних факторів на динамічні характеристики, і розв'язати завдання оптимізації перехідних процесів.

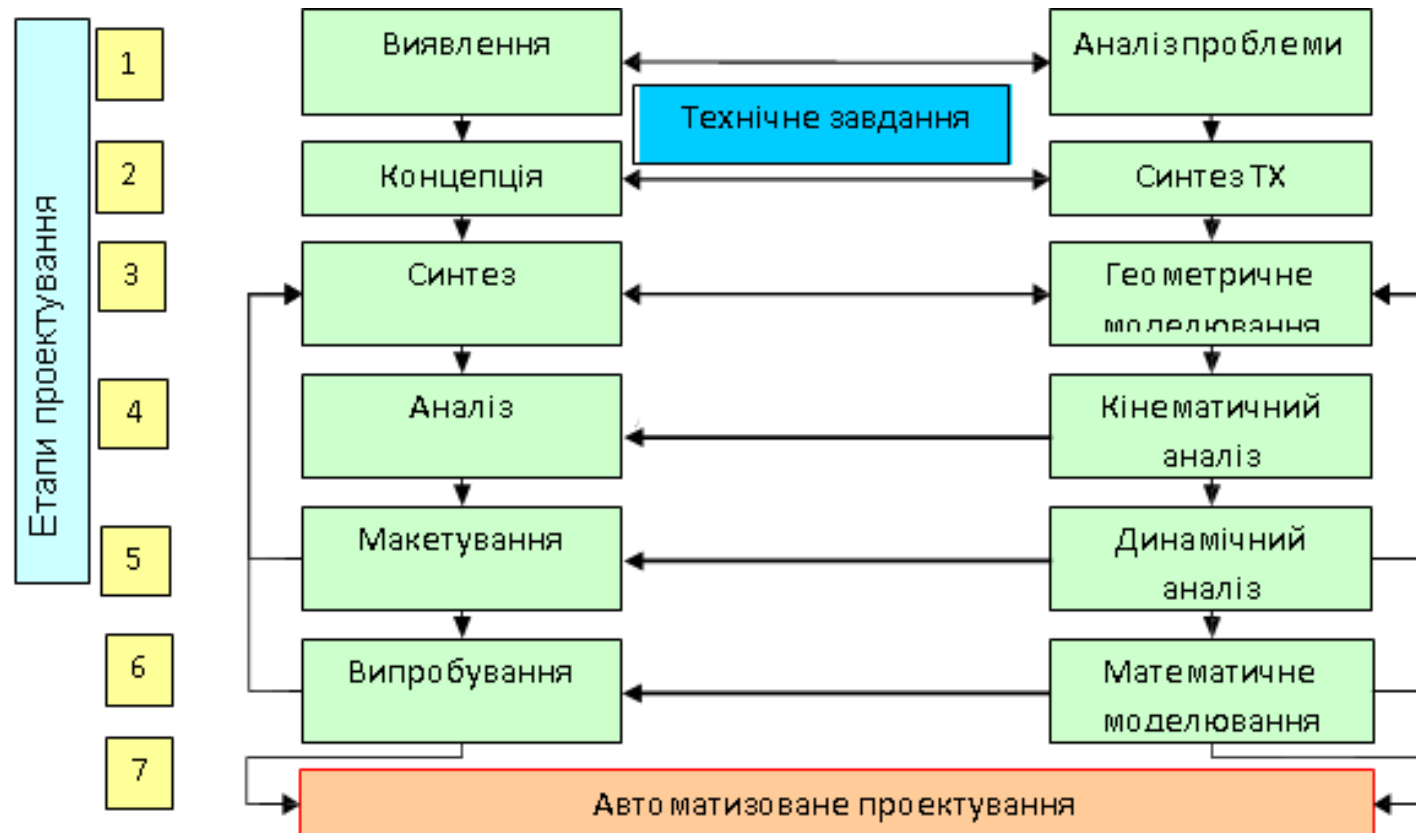
4) Розробити методику автоматизації проектування механізмів пересування мостового крана з урахуванням динамічних характеристик крана.

5) Для автоматизації процесу проектування механізму пересування й крана в цілому розробити алгоритм, що дозволяє створити САПР, яка у вигляді користувацької програми дозволить урахувати динамічні характеристики крана при проектуванні.

Об'єкт дослідження: механізм пересування мостового крана.

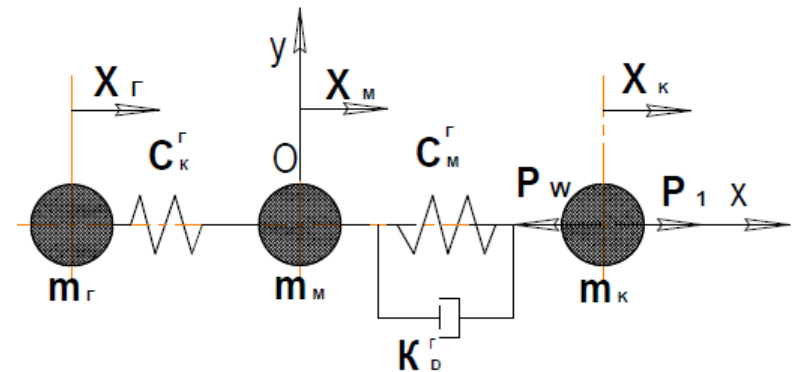
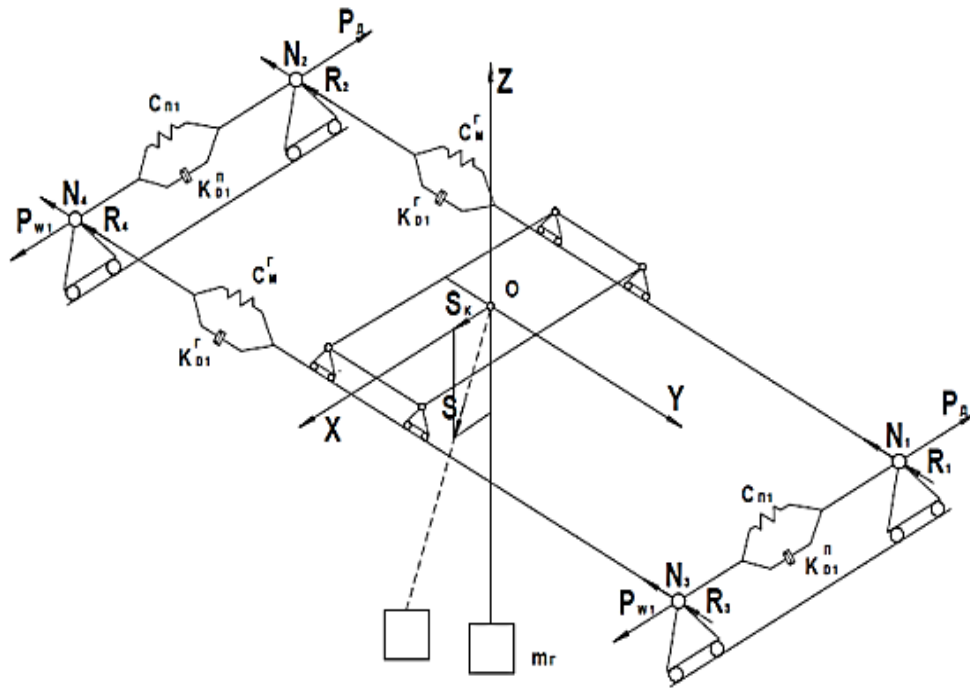
Предмет дослідження: основні динамічні характеристики механізму пересування мостового крана.

Методи дослідження: При проведенні досліджень і реалізації поставлених завдань використовувалися теоретичні основи автоматизованого проектування, методи математичного моделювання, математичного аналізу, теорії алгоритмів.



Впровадження у проектування CALS-технології сприяє зниженню виробничих витрат, скороченню термінів розробки та підвищенню рентабельності. Для підприємств, які працюють на внутрішньому та зовнішньому ринках, це створює додаткові конкурентні переваги, адже впровадження міжнародних стандартів обміну даними (ISO 10303 STEP, ISO 15926 тощо) полегшує кооперацію з іноземними партнерами, постачальниками та замовниками.

Отже, використання CALS-технологій у проектуванні мостових кранів є актуальним, необхідним і перспективним напрямом розвитку сучасного машинобудування. Воно не лише підвищує якість і надійність продукції, але й створює передумови для переходу до індустрії 4.0, де всі процеси взаємопов'язані, автоматизовані і керуються цифровими даними. У підсумку це сприяє формуванню високотехнологічного виробництва, здатного оперативно реагувати на потреби ринку та забезпечувати стаке технічне зростання галузі



$$\begin{aligned}
 m_K \cdot \ddot{x}_K + K_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M^r \cdot (x_K - x_M) - P_1 + P_W &= 0; \\
 m_M \cdot \ddot{x}_M + K_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M^r \cdot (x_K - x_M) + C_K^r \cdot (x_M - x_r) &= 0; \\
 m_r \cdot \ddot{x}_r - C_K^r \cdot (x_M - x_r) &= 0;
 \end{aligned} \quad (1)$$

де додатково вводяться в розрахунки сили:

$$S_M = K_D^r \cdot (\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M^r \cdot (x_K - x_M); \quad (2)$$

$$S_K = C_M^r \cdot (x_M - x_r); \quad (3)$$

де прийняті наступні позначення:

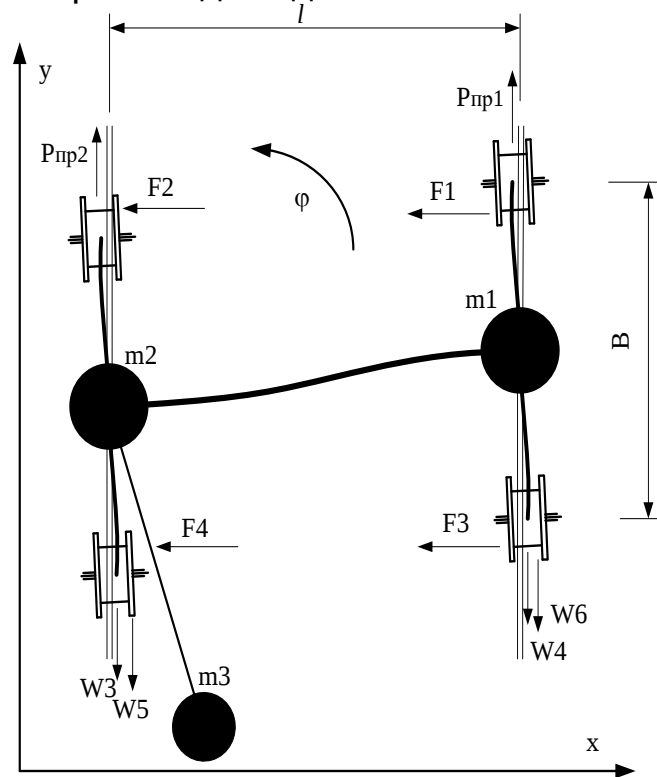
$m_{\Pi\Pi}$ - наведена до поступального переміщення крана маса обертових частин привода, (кг); m'_K - наведена до поступального переміщення крана маса кінцевих частин моста, (кг); $m_K = m_{\Pi\Pi} + m'_K$;

m_M - наведена до поступального переміщення крана до середини прольоту маса середніх частин моста і вантажного візка, (кг); m_r - маса вантажу, (кг); P_D - рушійна сила механізму пересування, наведена до обода приводних ходових коліс, Н; P_W - сила статичного опору пересуванню крана, Н; S_M - горизонтальне інерційне навантаження на металоконструкцію крана; S_K - горизонтальна складова натягу вантажних канатів; C_M^r - коефіцієнт твердості металоконструкції крана в горизонтальній площині, Н/м; C_K^r - аналог твердості системи підвіски вантажу на канатах, тобто умовний коефіцієнт твердості вантажних канатів, Н/м; K_D^r - коефіцієнт загасання коливань (демпфірування) металоконструкції в горизонтальній площині; x_{Π} ; x_K ; x_M ; x_r - шляхи, що проходять відповідні маси від початку координат, м.

Ухвалюючи за початок відліку момент включення електродвигуна механізму пересування, задані наступні початкові умови для розв'язку системи (1): $t = 0$;

$$x_K = 0; x_M = 0; x_r = 0; S_M = 0; P_{D,нач} = 50 \text{ кН}.$$

Параметричний синтез математичної моделі здійснювався зміною наступних параметрів: часу розгону крана, початкових значень рушійної сили механізму пересування, зміною геометричних розмірів крана (проліт, база, довга підвісу вантажу і його маса), радіус ходових коліс крана, передатне відношення редуктора механізму пересування та ін.



$$\left. \begin{aligned} P_{np1} - W_3 - W_5 - \frac{d\Pi_{\Sigma}}{dy_1} &= m_1 \cdot \frac{d^2 y_1}{dt^2}; \\ P_{np2} - W_4 - W_6 - \frac{d\Pi_{\Sigma}}{dy_2} &= \\ &= (m_2 + m_3) \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} + m_3 \cdot l_{\Pi} \cdot \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \cdot \cos(\varphi_3) - m_3 \cdot l_{\Pi} \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt}\right)^2 \sin(\varphi_3); \\ &- m_3 \cdot g \cdot l_{\Pi} \cdot \sin(\varphi_3) = m_3 \cdot l_{\Pi}^2 \cdot \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + m_3 \cdot l_{\Pi} \cdot \frac{d^2 y_2}{dt^2} \cdot \cos(\varphi_3). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= -c \cdot (x_1 - \frac{B}{2} \cdot \varphi_1 - x_{k1}); F_2 = -c \cdot (x_2 - \frac{B}{2} \cdot \varphi_2 - x_{k2}); \\ F_3 &= -c \cdot (x_1 + \frac{B}{2} \cdot \varphi_1 - x_{k3}); F_4 = -c \cdot (x_2 + \frac{B}{2} \cdot \varphi_2 - x_{k4}); \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} F_1 + F_3 - \frac{E \cdot F}{l} \cdot (x_1 - x_2) &= m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2}; \\ F_2 + F_4 + \frac{E \cdot F}{l} \cdot (x_1 - x_2) &= \\ &= (m_2 + m_3) \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} + m_3 \cdot l_{\Pi} \cdot \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \cdot \cos(\varphi_4) - m_3 \cdot l_{\Pi} \cdot \left(\frac{d\varphi_4}{dt}\right)^2 \sin(\varphi_4); \\ &- m_3 \cdot g \cdot l_{\Pi} \cdot \sin(\varphi_4) = m_3 \cdot l_{\Pi}^2 \cdot \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} + m_3 \cdot l_{\Pi} \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} \cdot \cos(\varphi_4). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Поперечний зсув коліс:

приводні колеса

$$\left. \begin{aligned} K_1 \cdot \frac{dx_{k1}}{dt} &= c \cdot (x_1 - \frac{B}{2} \cdot \varphi_1 - x_{k1}) \cdot (v_{y1} \mp K_1 \cdot r_1 \cdot \omega_{1k} \cdot \xi) - \\ &- K_1 \cdot r_1 \cdot \omega_{1k} \cdot (\varphi_1 + \beta_{k1}); \\ K_2 \cdot \frac{dx_{k2}}{dt} &= c \cdot (x_2 - \frac{B}{2} \cdot \varphi_2 - x_{k2}) \cdot (v_{y2} \mp K_2 \cdot r_2 \cdot \omega_{2k} \cdot \xi) - \\ &- K_2 \cdot r_2 \cdot \omega_{2k} \cdot (\varphi_2 + \beta_{k2}), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

холости колеса

$$\left. \begin{aligned} \frac{K_1}{1 \mp K_1 \xi} \frac{dx_{k3}}{dt} &= (c \cdot (x_1 + \frac{B}{2} \cdot \varphi_1 - x_{k3}) - \frac{K_1}{1 \mp K_1 \xi} \cdot (\varphi_1 + \beta_{k3})) \cdot v_{y1}; \\ \frac{K_2}{1 \mp K_2 \xi} \frac{dx_{k4}}{dt} &= (c \cdot (x_2 + \frac{B}{2} \cdot \varphi_2 - x_{k4}) - \frac{K_2}{1 \mp K_2 \xi} \cdot (\varphi_2 + \beta_{k4})) \cdot v_{y2}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де P_{np1}, P_{np2} – тягові сили приводних коліс мостового крана; W_3, W_4 – сили опору пересуванню крана; W_5, W_6 – додаткові сили опору пересуванню крана при торканні реборд коліс кранових рейок; y_1, y_2 – переміщення мас крана уздовж рейок; φ_3 – кут відхилення вантажу від вертикалі по координаті Y ; x_1, x_2 – переміщення мас крана поперек рейок; $x_{k1} \div x_{k4}$ – переміщення коліс крана поперек рейок; φ_4 – кут відхилення вантажу від вертикалі по координаті X ; B – база крана; $M_1 \div M_4$ – обертальні моменти кінцевих балок моста; m_1, m_2, m_3 – наведені маси моста й вантажу; J_{m1}, J_{m2} – моменти інерції наведених мас моста; ξ – коефіцієнт піддатливості моста при дії на нього поперечної сили; β_{ki} – монтажний кут перекосу колеса при установці; l_{Π} – довжина підвісу вантажу; E – модуль поздовжньої пружності пролітних балок крана; F – площа перетину, яка зазнає деформації; l – довжина пролітної балки мостового крана; K_1, K_2 – коефіцієнти пружного ковзання; Π_{Σ} – потенційна енергія деформації пролітних балок; $F_1 \div F_4$ – пружні сили, що діють між ходовими колесами й рамою моста; r_1, r_2 – радіуси ходових коліс; ω_{1k}, ω_{2k} – кутові швидкості ведучих коліс; C – коефіцієнт твердості кінцевої балки моста.

Аналітичні дослідження впливу параметрів електричної і механічної частин електроприводів на динамічні властивості ЕМС пересування мостового крана у системі MATLAB®.

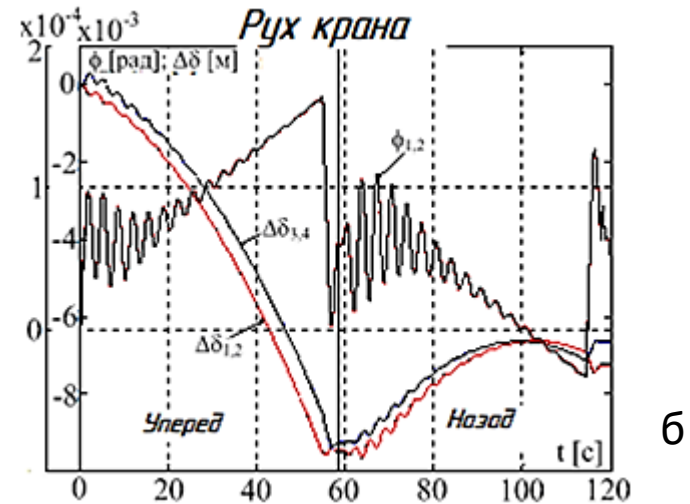
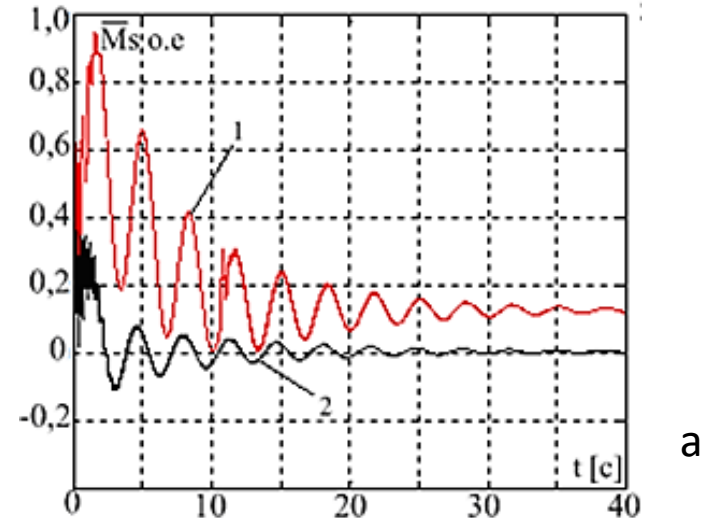
$$\left. \begin{aligned} \frac{\beta_{1a}(\bar{\omega}_0 - \bar{\omega}_1)}{(T_{Y1} \cdot p + 1)} - \bar{M}_S - \bar{M}_{C1} &= T_{m1} \cdot p \cdot \bar{\omega}_1; \\ \frac{\beta_{2a}(\bar{\omega}_0 - \bar{\omega}_2)}{(T_{Y2} \cdot p + 1)} + i \cdot \bar{M}_S - \bar{M}_{C2} &= T_{m2} \cdot p \cdot \bar{\omega}_2; \\ T_S \cdot p \cdot \bar{M}_S &= (\bar{\omega}_1 - i \cdot \bar{\omega}_2), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Якщо в системі рівнянь (9) прийняти $\beta_{1d} = \beta_{2d} = \beta$, $T_{m1} = T_{m2} = T_m$, $T_{1E} = T_{2E}$, $i = 1$, то з корінь характеристичного рівняння системи можна одержати подвійну нерівність, у випадку виконання якого в паралельній ЕМС буде протікати аперіодичний перехідний процес:

$$\sqrt{\frac{8 \cdot T_m}{T_S}} \leq \bar{\beta} \leq \frac{T_m}{4 \cdot T_S} \quad (10)$$

де $T_{mi} = J_i \cdot \omega_6 / M_6$ – механічна стала часу мас; $T_S = M_6 / (\omega_6 \cdot C_S)$ – постійна часу жорсткості; $\beta_{id} = \beta_{id} \cdot \omega_6 / M_6$ – нормоване значення жорсткості механічної характеристики; $M_S = M_S / M_6$ – момент перекосу; T_{Ei} – момент перекосу; i – коефіцієнт приведення; $M_{Ci} = M_{Ci} / M_6$ – момент статичного опору; ω_6 , M_6 – базові значення швидкості та моменту, відповідно; C_S – жорсткість паралельної ЕМС.

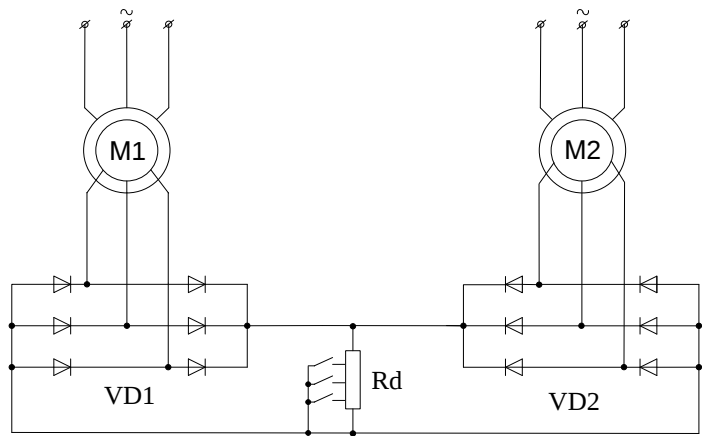
Перехідні процеси ЕМС мостового крана



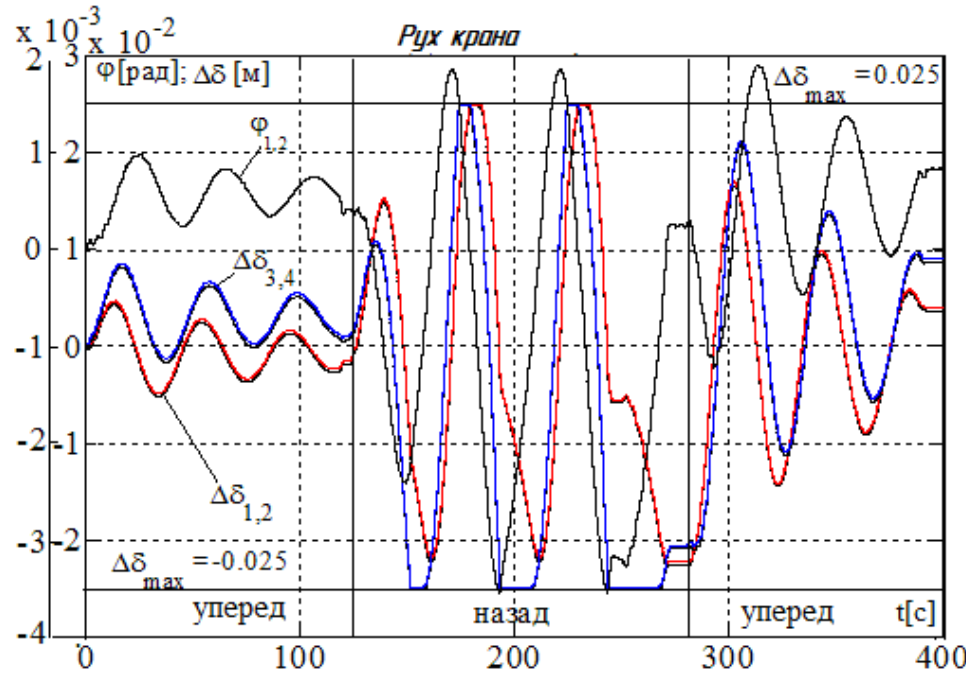
а) значення сили перекосу, 1– система ЕП без синхронізації швидкостей; 2 – система ЕП із синхронізацією швидкостей;

б) поперечний зсув коліс і кут перекосу крана при використанні системи ЕП із синхронізацією кутових швидкостей обертання електродвигунів

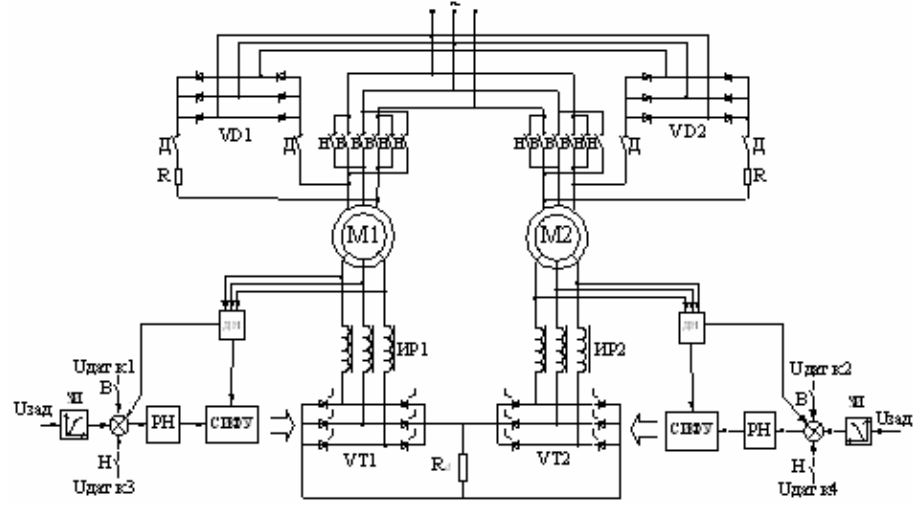
Схема узгодженого обертання електроприводів з електричним зв'язком по ланцюгу постійного струму



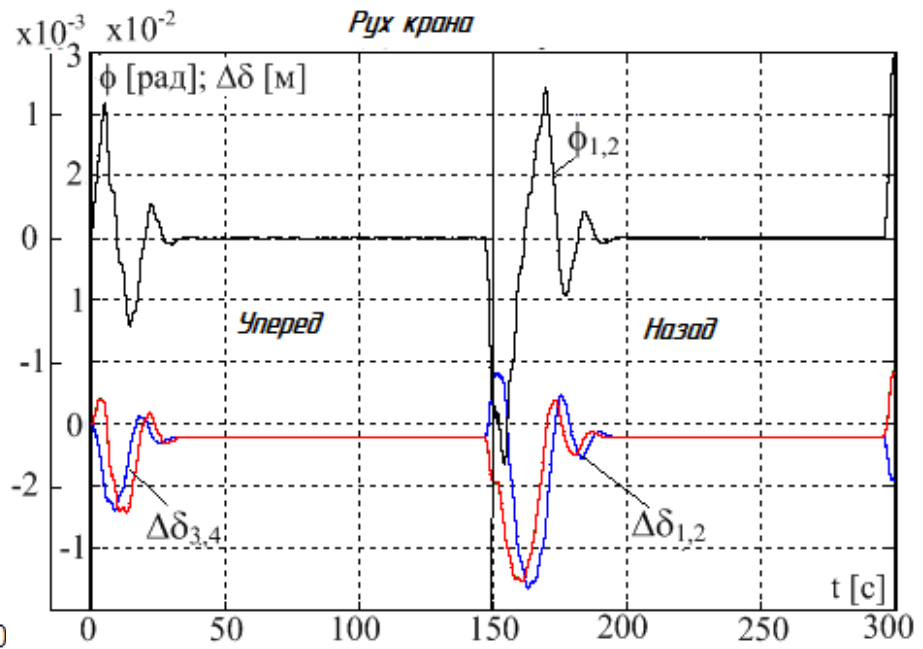
Поперечний зсув і кут повороту під час руху крана на конічних колесах із системою синхронізації електроприводів

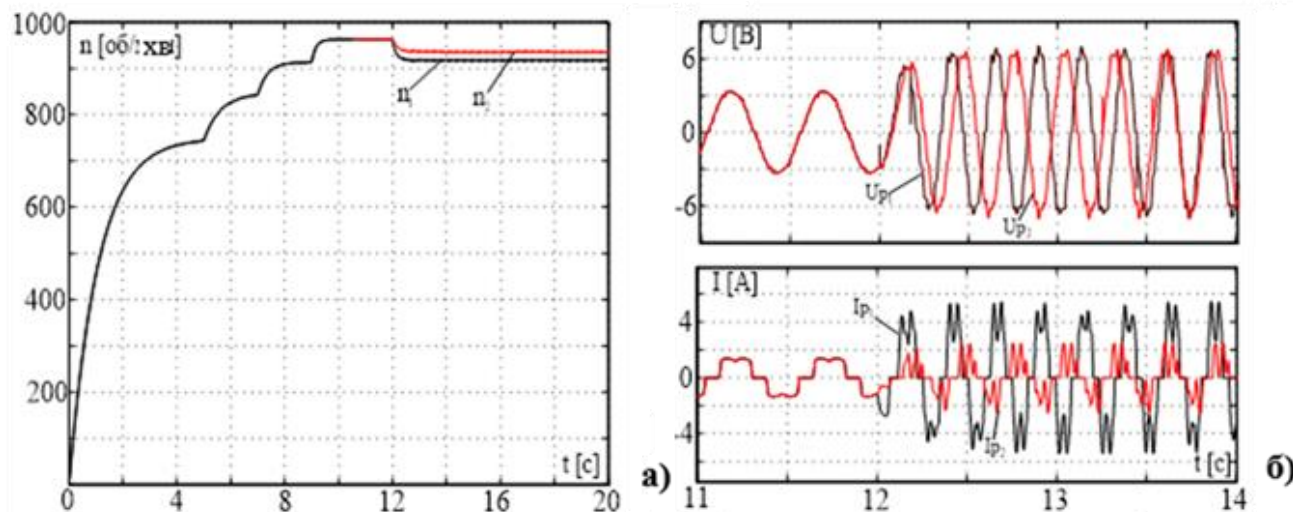


Функціональна схема модернізованого електроприводу з електричним зв'язком по постійному ланцюгу струму

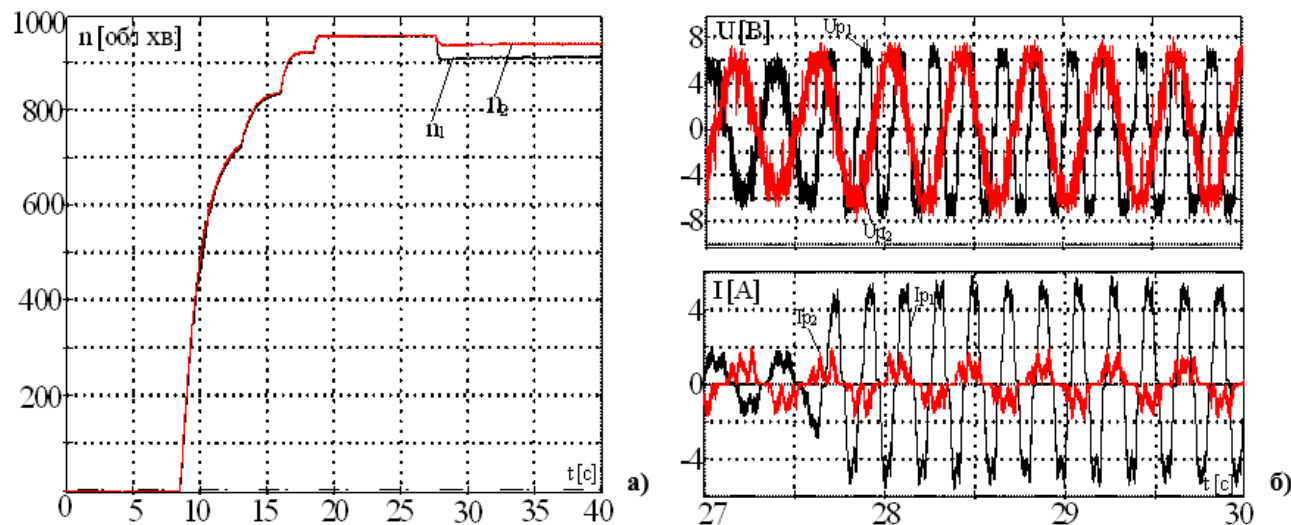


Поперечний зсув і кут повороту при використанні системи ЕП з контролем поперечного зсуву ходових коліс мостового крана

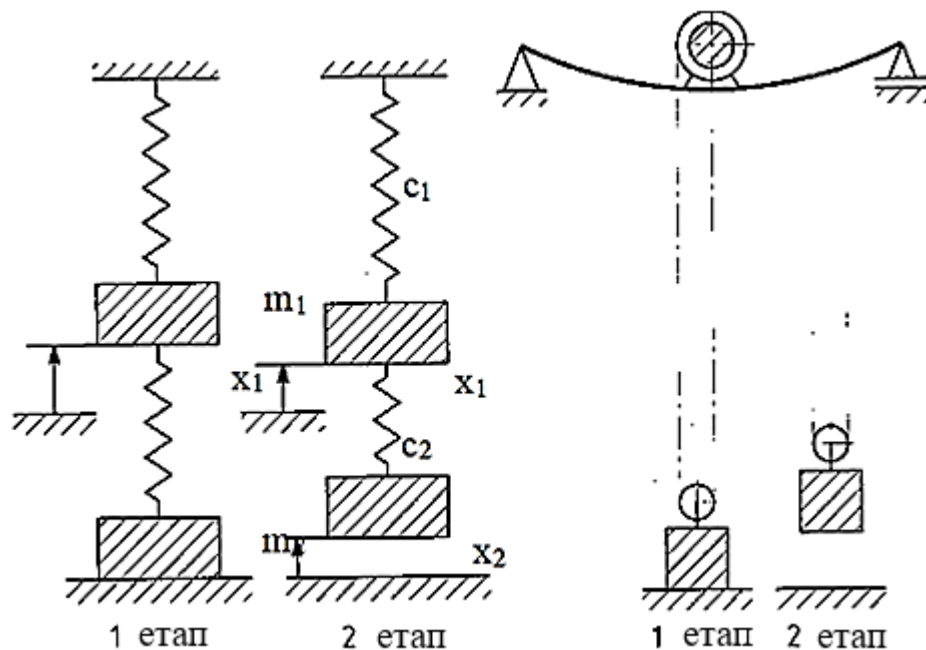




Графіки зміни швидкості (а), струму і напруги (б) при збільшенні навантаження на один із двигунів, отримані при експерименті



У результаті проведених досліджень була вирішена актуальна задача – розроблена система електропривода, що забезпечує безперекосний рух мостового крана із застосуванням індуктивних датчиків положення ходових коліс, що дозволяє шляхом регулювання швидкості електродвигунів пересування крана у функції поперечного зсуву ходових коліс суттєво знизити динамічні навантаження, що діють як на металоконструкцію мостового крана, так і на його ходову частину й на підкранові конструкції.



На першому етапі відбувається навантаження канату і прогин моста.

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (c_1 + c_2)x_1 = -c_2 l$$

Другий етап починається з моменту, коли зусилля в поліспасті F_2 досягнеться величини $m_2 g$. Рівняння руху для другого етапу виглядає в такий спосіб:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (c_1 + c_2)x_1 - c_2 x_2 &= -c_2 l; \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - c_2 x_1 + c_2 x_2 &= c_2 l - m_2 g. \end{aligned} \right\}$$

По цих рівняннях розраховані зміни переміщень і зусилля, що діють у механізмах крана.

У моделі врахований вплив моменту, що розвивається гальмом, демпфірування й моменту від сил інерції обертювих мас механізму.

Момент сил інерції обертювих мас механізму, віднесений до валу електродвигуна, складається з моментів сил інерції маси валу з ротором і мас інших валів, наведених до валу двигуна:

$$M_{IH} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{d\omega_2}{u_{1-2}\eta_{1-2}dt} + \dots + J_i \frac{d\omega_i}{u_{1-i}\eta_{1-i}dt},$$

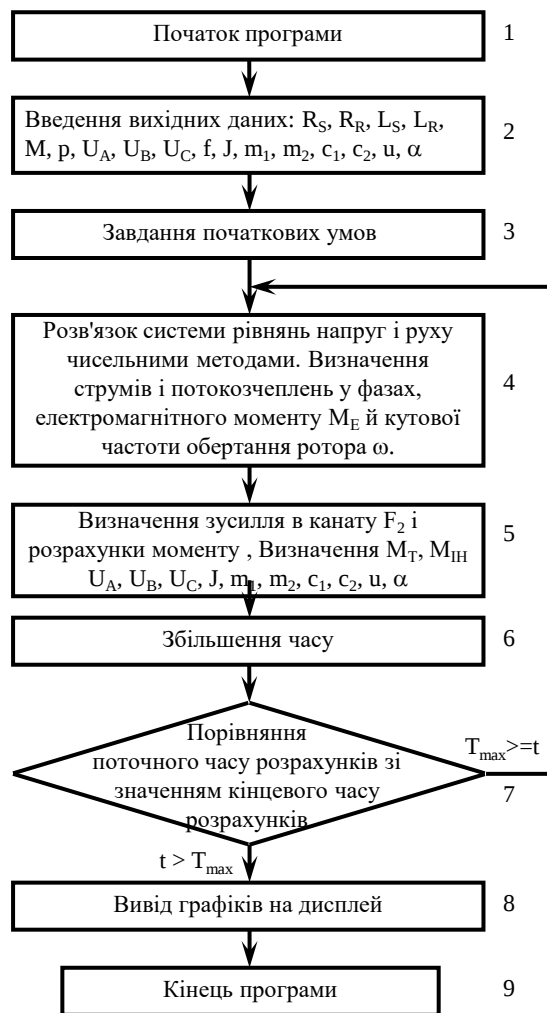
де $J_1, J_2, \dots, J_i$ – моменти інерції мас, розташованих відповідно на першому, другому і i -м валах;

$\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \dots, \frac{d\omega_i}{dt}$ – кутові прискорення відповідно першого, другого і i -го валів;

u_{1-2} і η_{1-2} – передаточне число і ККД між першим і другим валами;

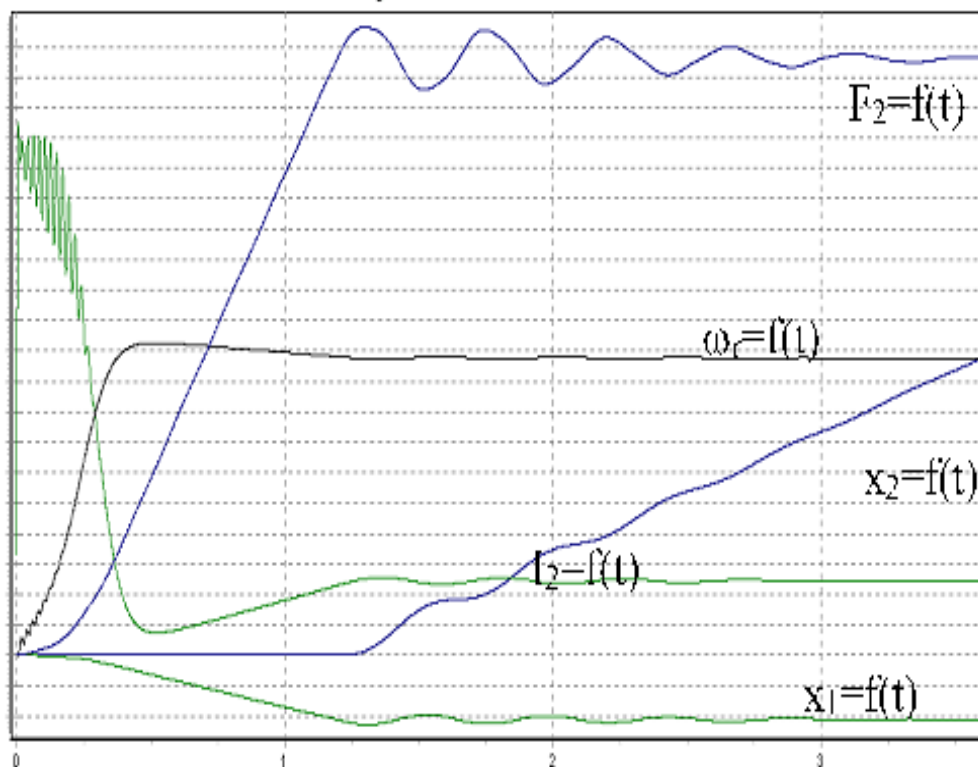
u_{1-i} і η_{1-i} – передаточне число і ККД між першим і i -тим валами.

Блок-схема програми розрахунків

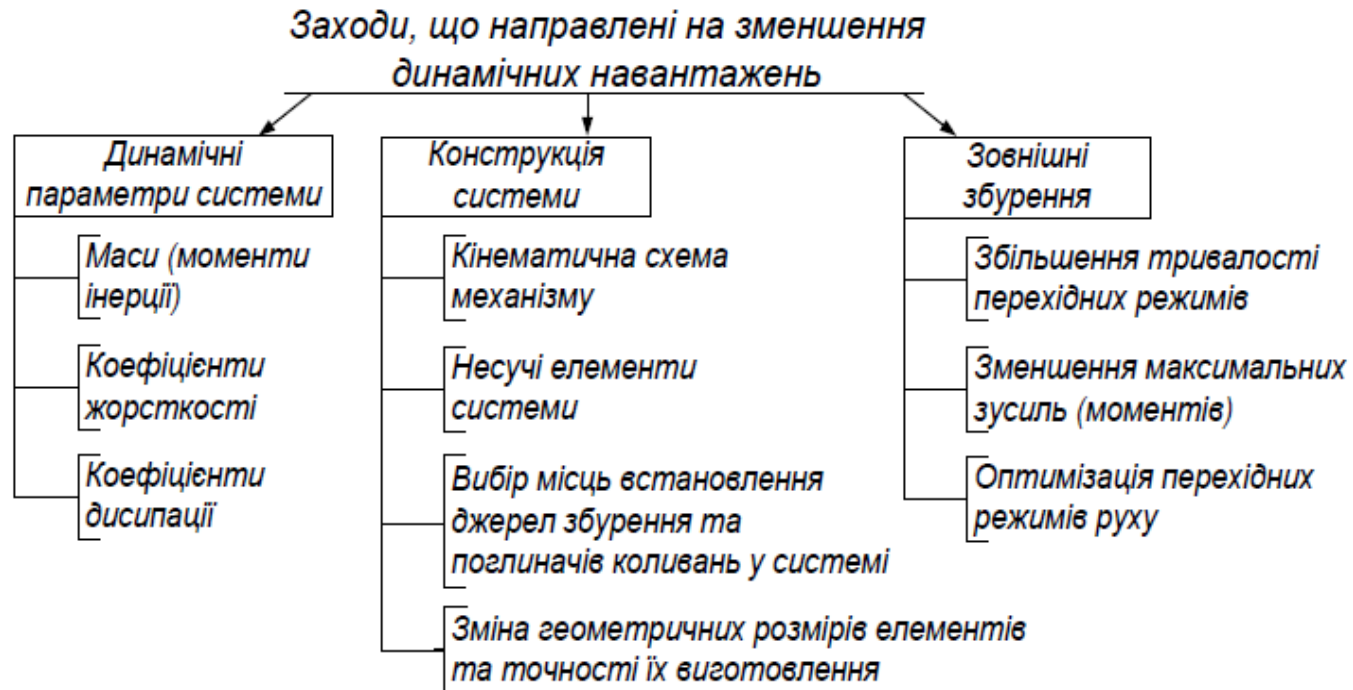


Розроблена математична модель дозволяє:

- досліджувати процеси навантаження крана мостового типу;
- досліджувати режими роботи механізму підйому і його привода при відхиленнях параметрів живильної мережі від номінальних значень;
- імітувати спрацювання обмежника вантажопідйомності та вивчати процеси, що відбуваються при цьому.



Заходи направлені на зменшення динамічних навантажень у елементах механізму підйому вантажу 11

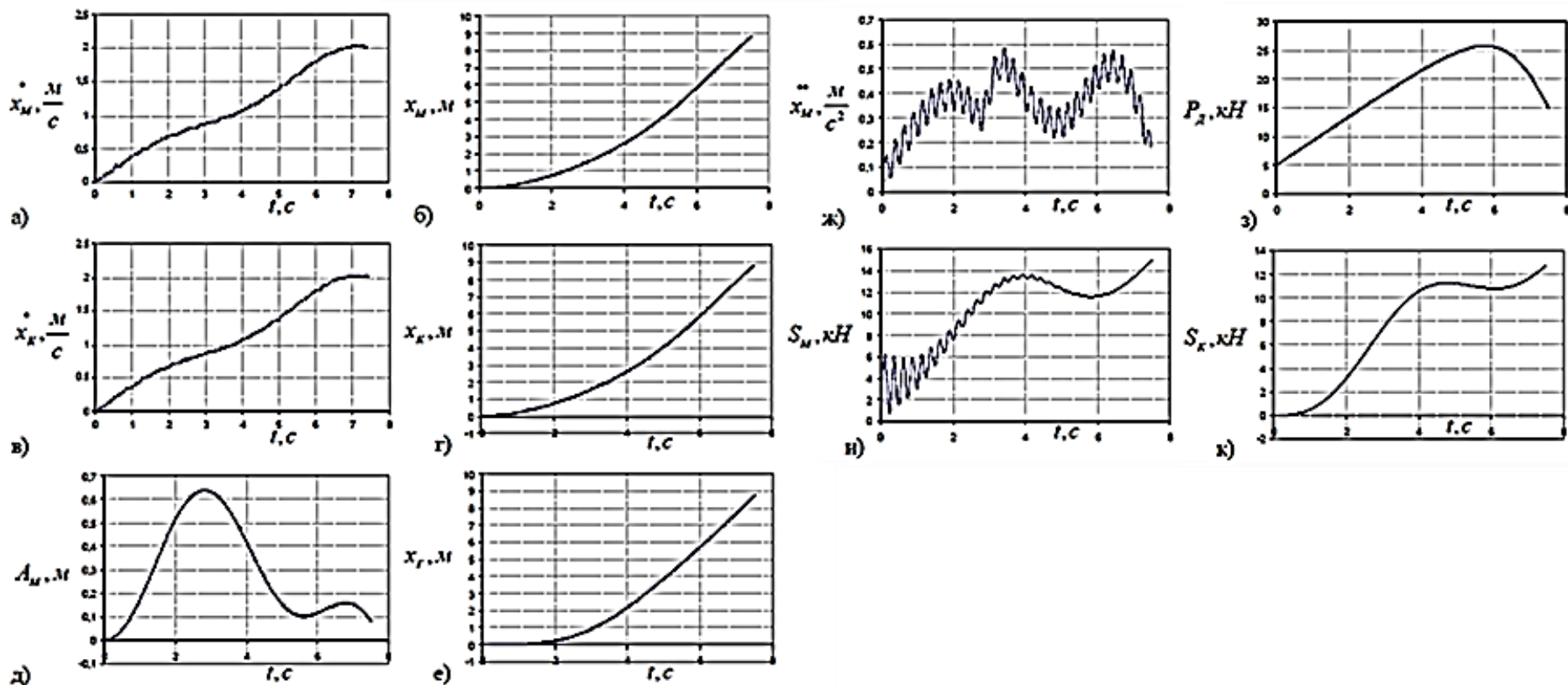


Дослідження математичної моделі механізму підйому вантажу дозволило зробити наступні висновки:

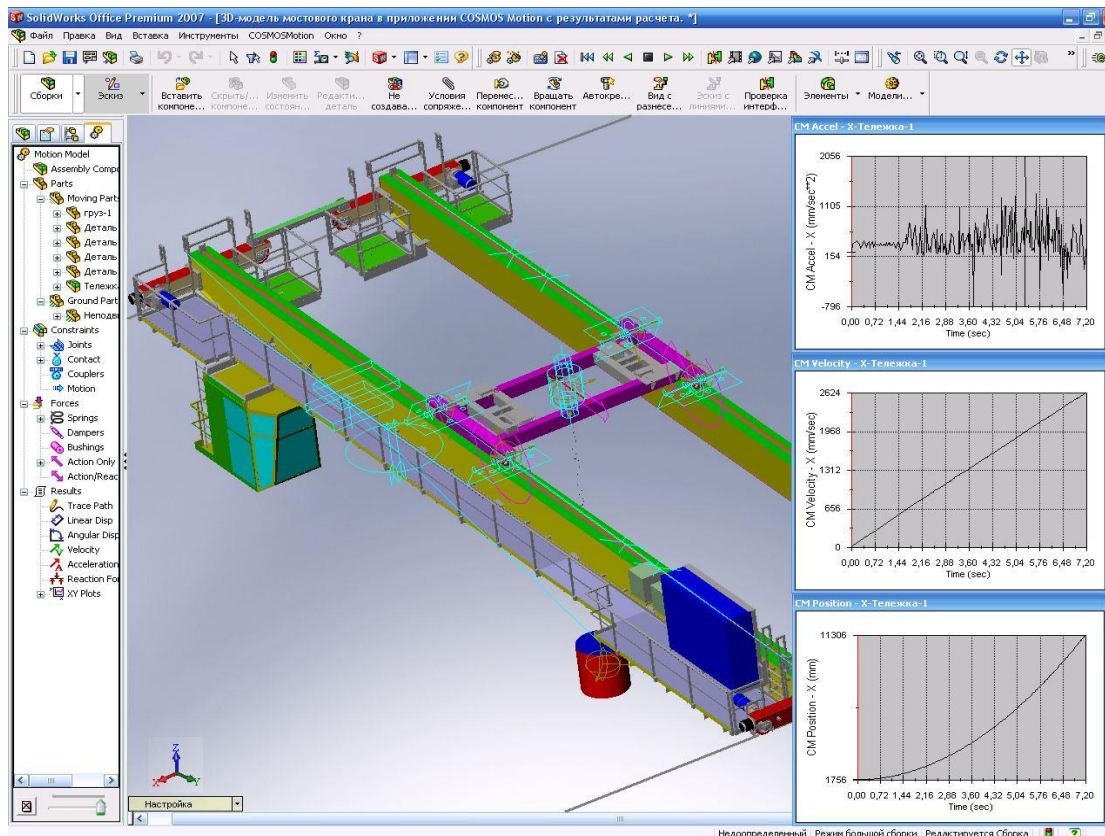
- при вдосконалюванні обмежників вантажопідйомності необхідно приділити особливої уваги проблемі вибігу обертових мас, розв'язок цієї проблеми можливо за рахунок зменшення швидкості підйому при досягненні величини моменту від дії сили F_2 до граничного значення, а також за рахунок використання, що швидко замикаються короткохідними гальмами;
- на електричних кранах мостового типу можливе застосування непрямих методів визначення маси вантажу, що піднімається, по частоті обертання n або току I 2 ротора;
- визначені кращі області застосування різних інформативних параметрів для визначення маси вантажу, що піднімається;
- при використанні непрямих методів визначення маси вантажу, що піднімається, необхідно контролювати частоту і напругу живильної мережі та враховувати відхилення цих параметрів від норми.

Порівняння, результатів отриманих теоретичним шляхом у програмі Mathcad®, з результатами машинного експерименту з використанням 3D- моделі мостового крана

Розв'язок системи диференціальних рівнянь (1,2,3) (див. слайд 4), що описують рух тримасовий динамічної моделі мостового крана виконувалося на ЕОМ методом Рунге-Кутта в програмі Mathcad 14.

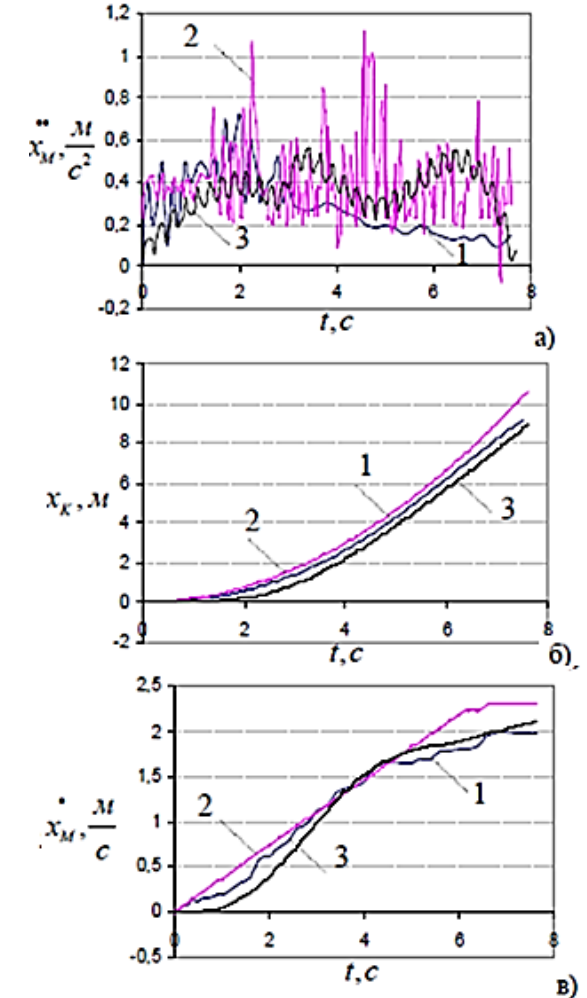


Результати, отримані теоретичним шляхом у програмі Mathcad 14, рівнялися з результатами машинного експерименту з використанням 3 D-Моделі мостового крана представленої на рис.3.2, реалізованої в додатку COSMOS Motion програми SOLIDWORKS, які були підтверджені експериментальними даними І. В. Бутенко



Порівняння теоретичних і експериментальних даних:

а- результати натурального експерименту по І. В. Бутенко;
 б- результати машинного експерименту;
 в - результати теоретичних досліджень виконаних у програмі Mathcad.



Порівняння теоретичних і експериментальних даних підтвердило адекватність математичної моделі.

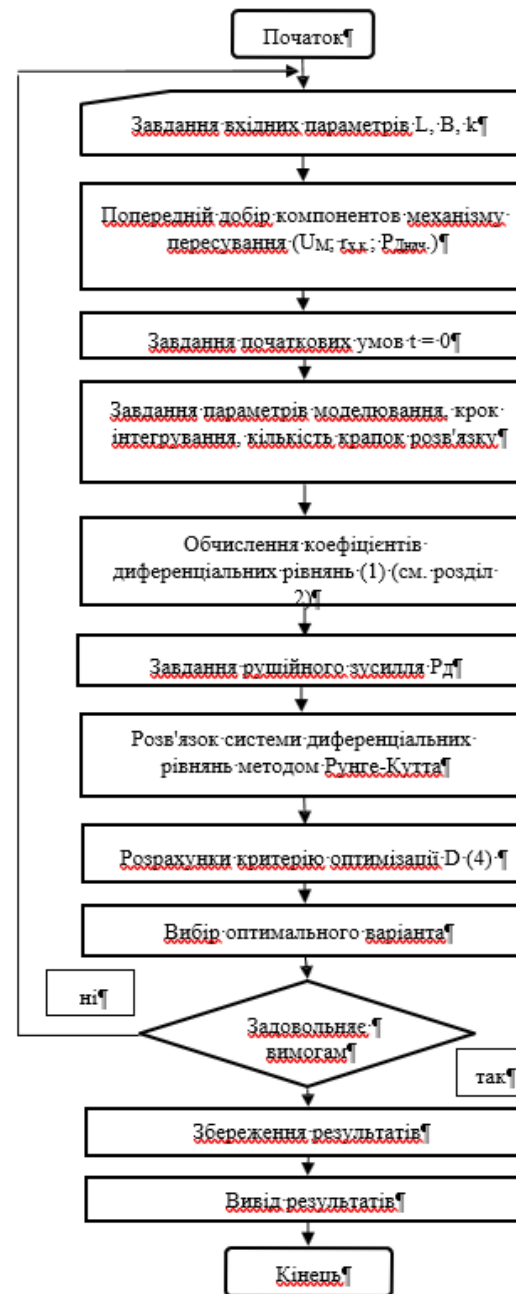
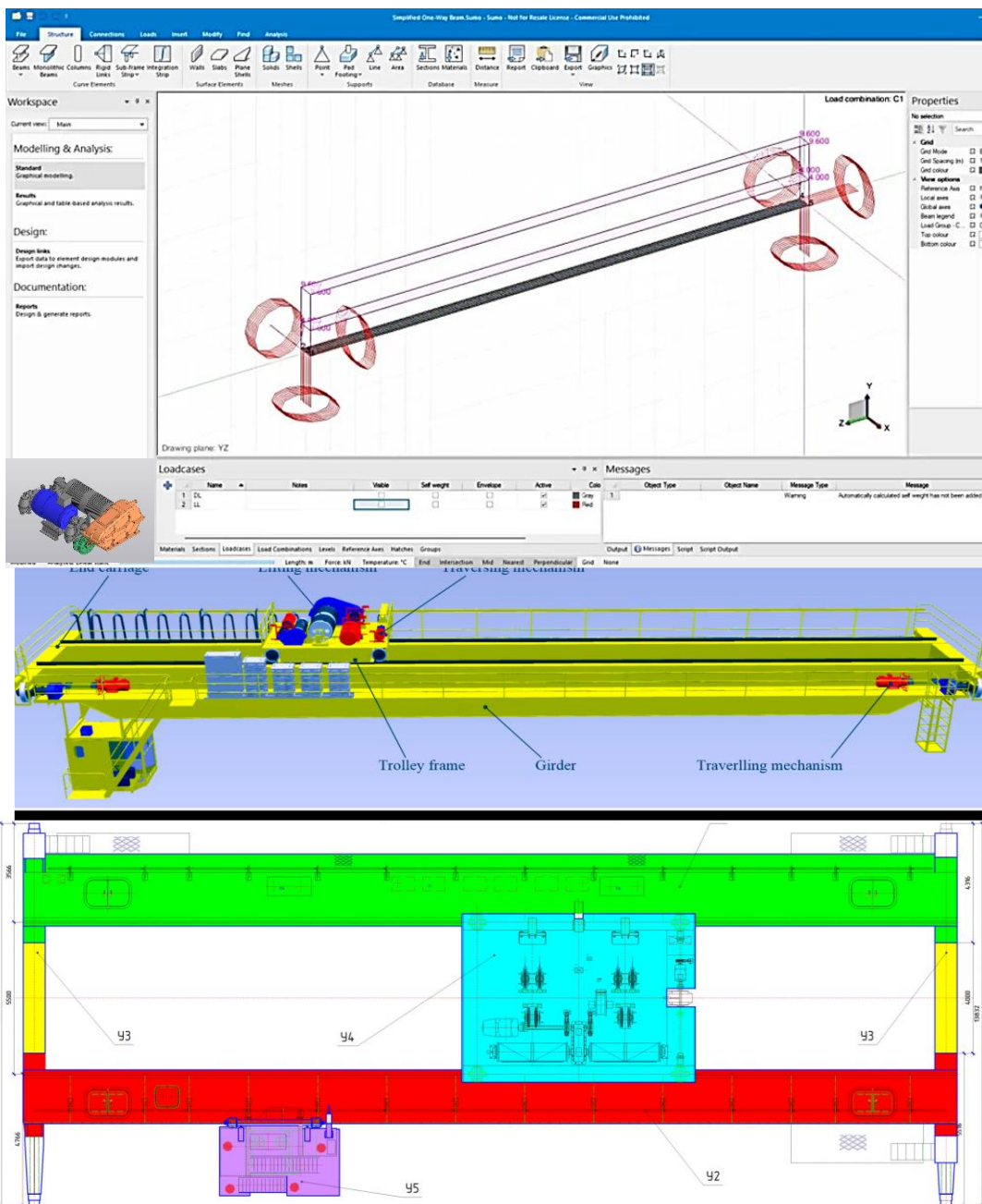
Далі запропонований метод оптимізації процесів пересування вантажопідйомних кранів мостового типу, який дозволяє одночасно оцінювати три параметри: максимальну амплітуду відхилення вантажних канатів від вертикалі A_M ; динамічне навантаження на металоконструкцію S_M ; час розгону (гальмування) t_p . У відповідність із пропонуваним методом, у якості цільової функції оптимізації процесу пересування крана запропонований узагальнений критерій оптимізації D.

$$D = \sqrt[3]{\exp \left[(1.375 + 0.19) \cdot (t_p)^{0.932} \right] + \exp \left[(3.979 - 0.079) \cdot S_M^{\max} \right] + \exp \left[-\exp (3.563 - 5.928) \cdot A_M^{\max} \right]}$$

Робоче вікно розробленої програми розрахунків і моделювання процесів пересування кранів мостового типу

Алгоритм роботи програми

14

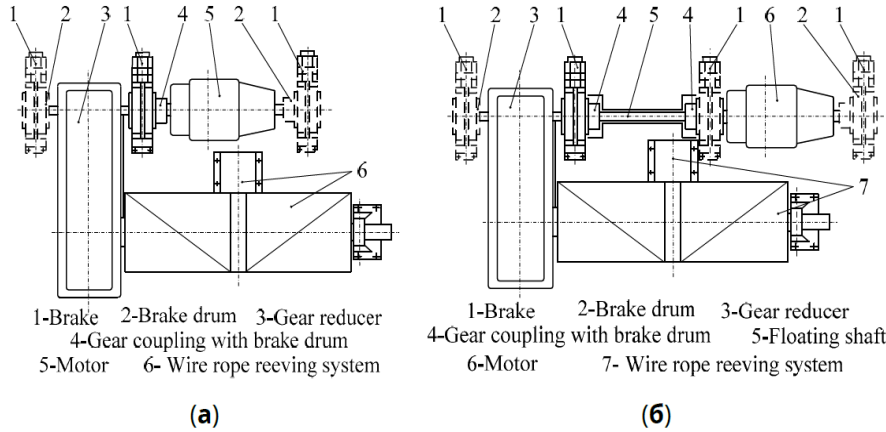


Нелінійний динамічний аналіз підйомного механізму електричного мостового крана під час екстреного гальмування

15

Динамічні навантаження під час екстреного гальмування додані як критичні розрахункові навантаження для забезпечення несучої здатності компонентів кранів в останньому виданні норм проектування кранів, але динамічний вплив враховується лише приблизно за допомогою коефіцієнта посилення. Однак, проблеми, які найбільше хвилюють інженерів-конструкторів, а саме характеристики динамічних реакцій під час екстреного гальмування та відповідні фактори впливу, залишаються незрозумілими.

Типова схема механічного гальма в підйомному механізмі мостового крана. (а) Підйомний механізм без плаваючого валу; (б) Підйомний механізм з плаваючим валом.



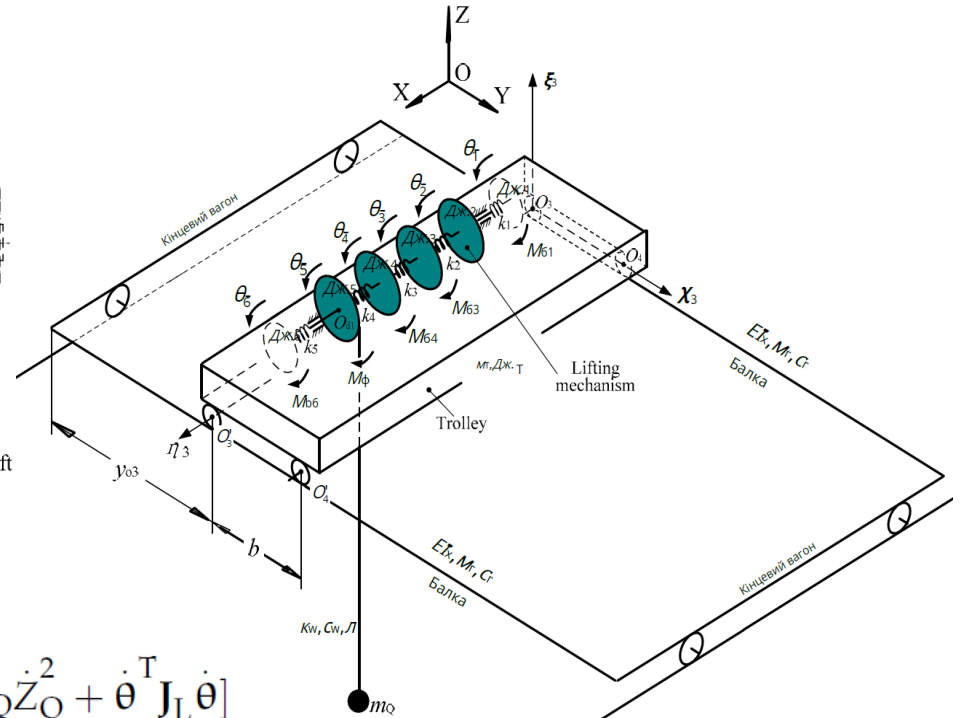
Кінетична енергія крана

$$T = \frac{1}{2} [m_g \dot{\mathbf{a}}^T \dot{\mathbf{a}} + \dot{\mathbf{a}}^T (\mathbf{N}_\Phi^T \mathbf{J}_T \mathbf{N}_\Phi + \mathbf{N}_T^T m_T \mathbf{N}_T) \dot{\mathbf{a}} + m_Q \dot{Z}_Q^2 + \dot{\theta}^T \mathbf{J}_L \dot{\theta}]$$

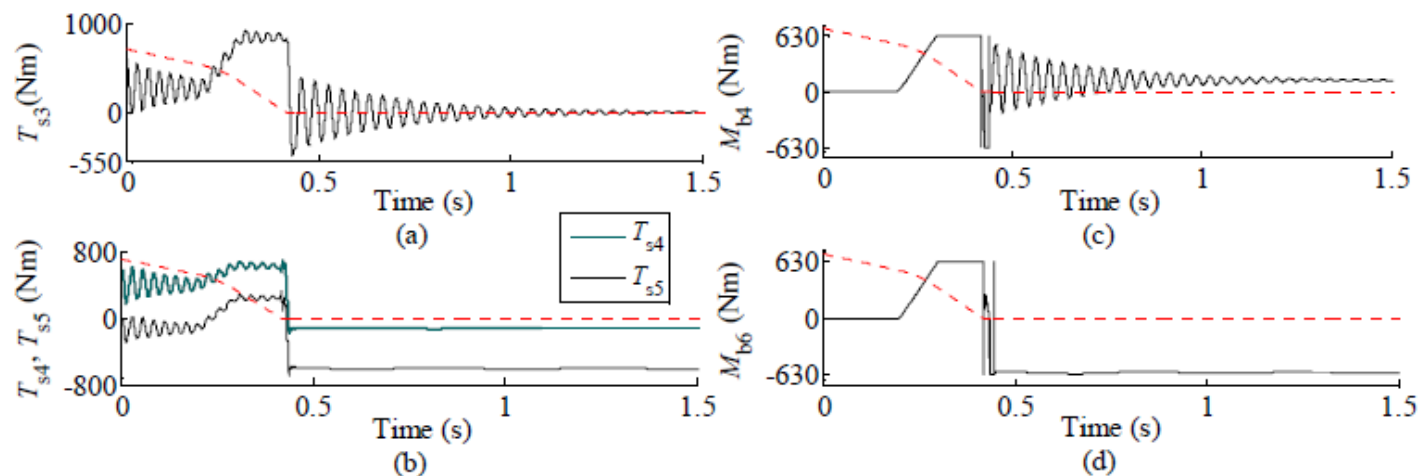
$$\mathbf{J}_L = \text{diag}(J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6), \mathbf{N}_\Phi = [\mathbf{N}(y_{03} + b) - \mathbf{N}(y_{03})]/b,$$

$$\dot{Z}_Q(t) = \mathbf{N}_d \dot{\mathbf{a}} - \dot{l}(t)[1 + \varepsilon(t)] - l(t)\dot{\varepsilon}(t)$$

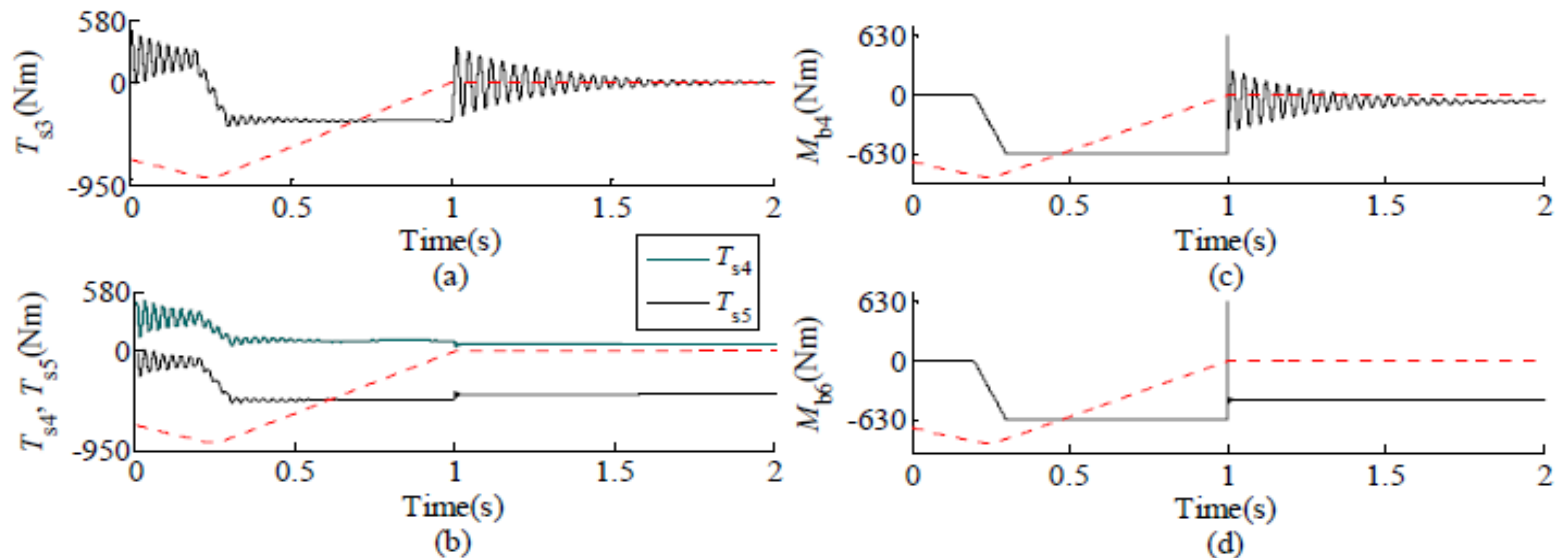
Фізична модель електричного мостового крана під час гальмування підйомного механізму.



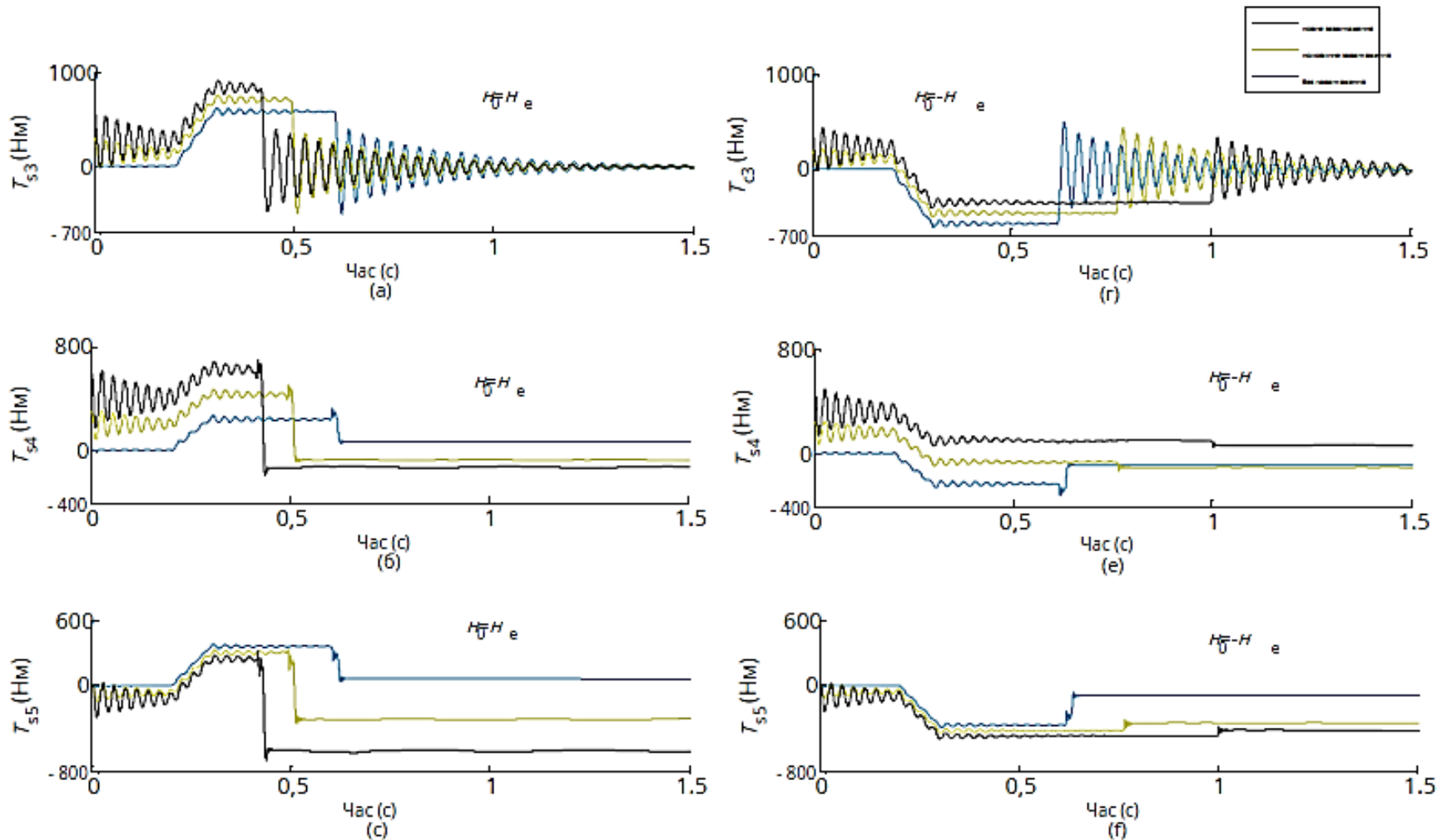
Часові залежності крутних моментів високошвидкісних ланок та гальмівних моментів двох гальм у сценарії А. (а) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_3 і j_4 ; (б) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_i і j_{i+1} . ($i=4, 5$); (с) Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах j_4 ; (д) Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах j_6 .



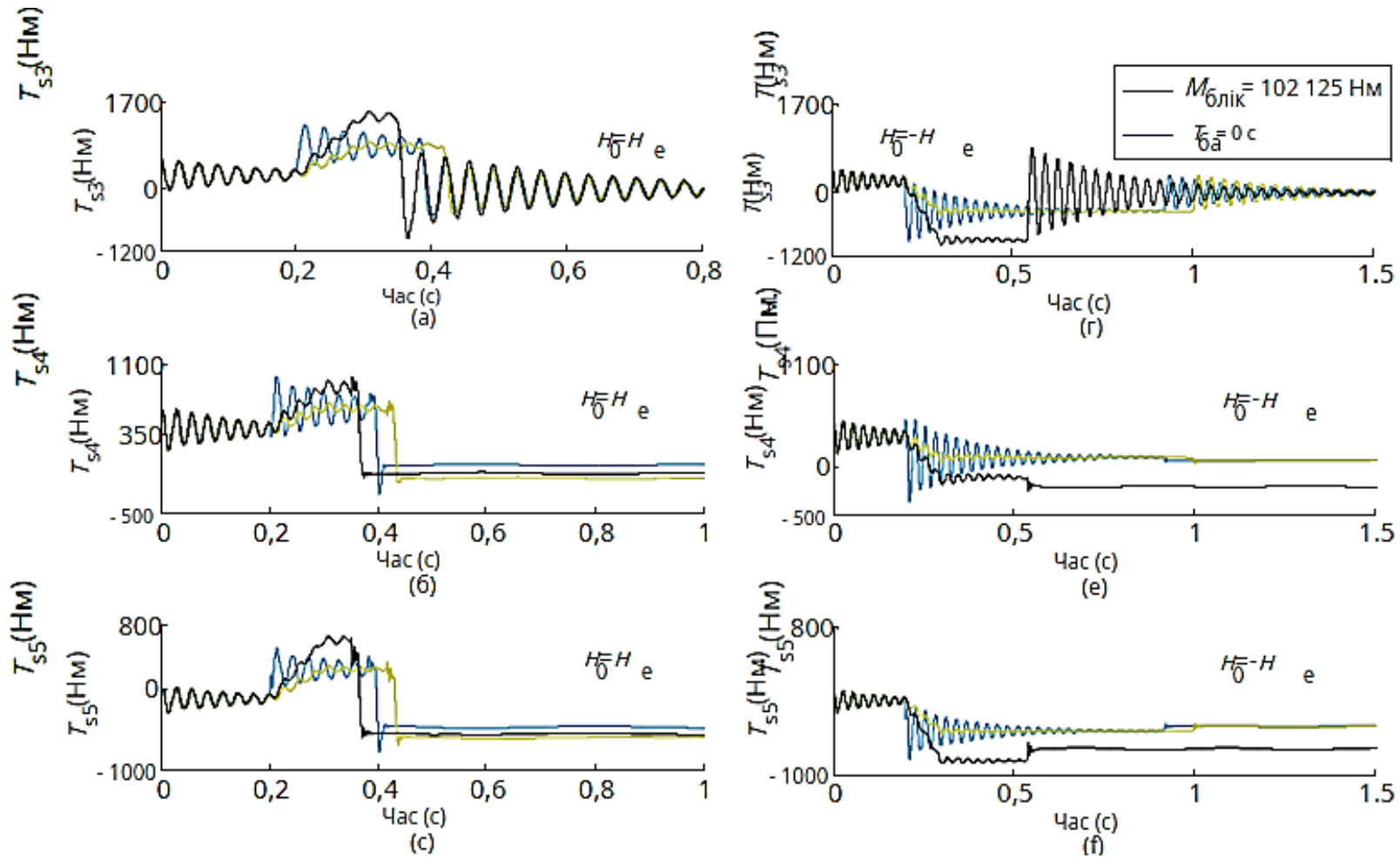
Часові зміни крутних моментів на високошвидкісних ланках та гальмівних моментів двох гальм у сценарії В. (а). Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_3 і j_4 ; (б) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу j_i і j_{i+1} . ($i=4, 5$); (с); (Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах j_4 ; (д) Гальмівний момент, що забезпечується гальмом, зібраним на компонентах j_6



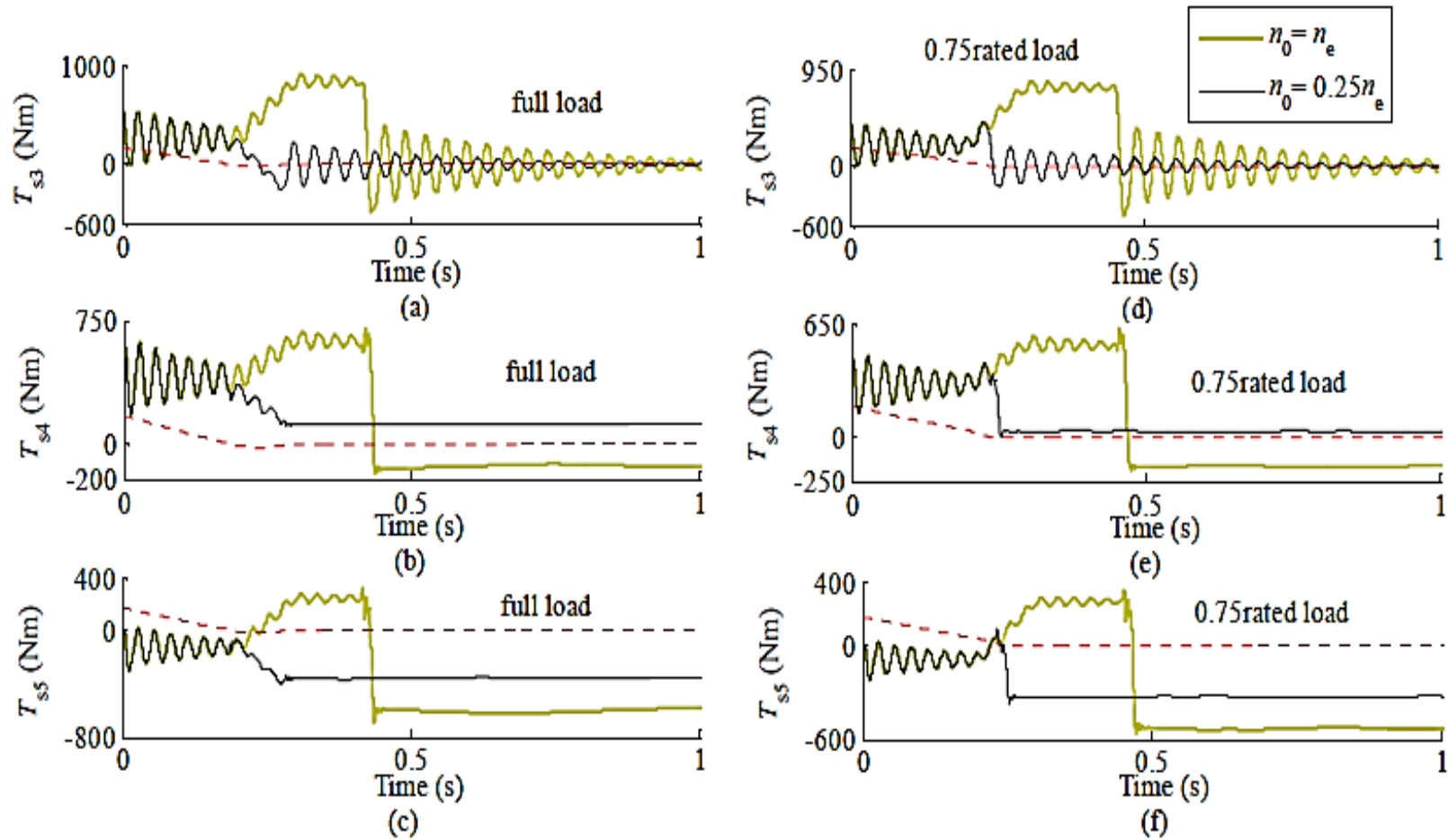
Вплив величини корисного навантаження на часові зміни крутних моментів, що діють на високошвидкісні ланки. а) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_3 і J_4 коли починається гальмування n_e ; (б) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_4 і J_5 коли починається гальмування n_e ; (с) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_5 і J_6 коли починається гальмування n_e ; (д) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_3 і J_4 коли гальмування починається n_e ; (е) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_4 і J_5 коли гальмування починається n_e ; (ф) Крутний момент з'єднувальних компонентів валу J_5 і J_6 коли гальмування починається n_e .



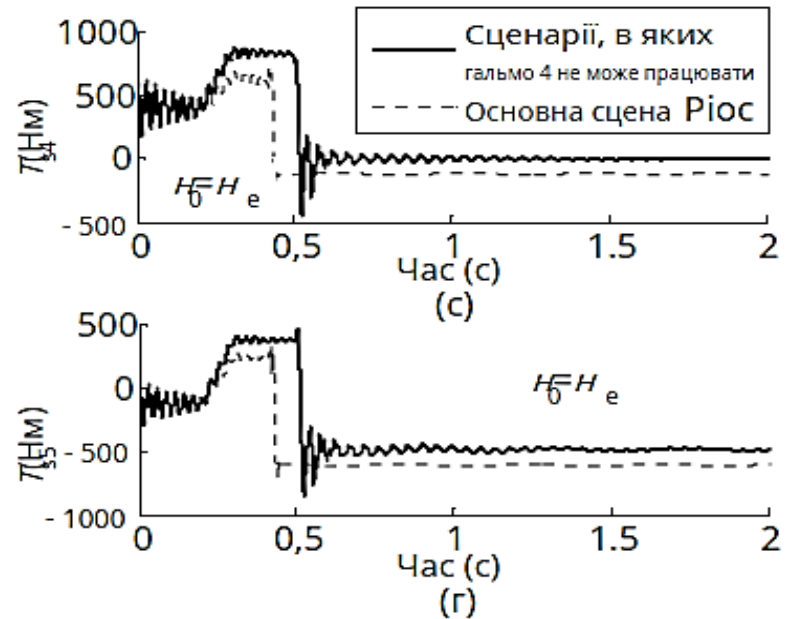
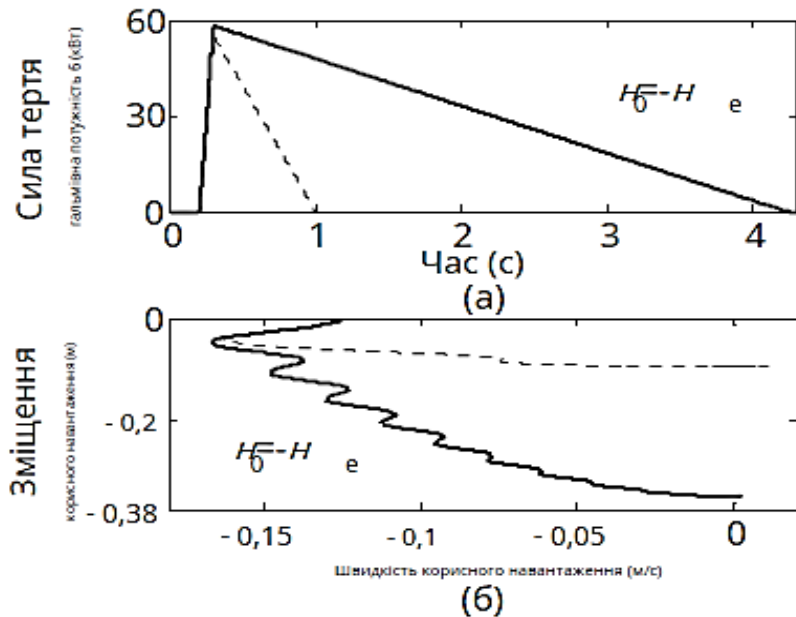
Вплив M_{blim} та t_{ba} на часові залежності моментів, що діють на швидкохідних ланках. (а) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_3 і J_4 , коли $n_0 = n_{1e}$; (б) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_4 і J_5 , коли $n_0 = n_{1e}$; (с) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_5 і J_6 , коли $n_0 = n_{1e}$; (д) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_3 і J_4 , коли $n_0 = -n_{1e}$; (е) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_4 і J_5 , коли $n_0 = -n_{1e}$; (ф) Крутний момент валу, який з'єднує компоненти J_5 і J_6 , коли $n_0 = -n_{1e}$.



Залежність моментів, що діють на високошвидкісні ланки під час гальмування, з часом для $N_g = 0,251$. (a) крутний момент компонентів, що з'єднують вал J_3 та J_4 , при повному навантаженні; (b) крутний момент компонентів, що з'єднують вал компоненти J_4 та J_5 при повному завантаженні; (c) Крутний момент валу, що з'єднує компоненти J_5 та J_6 при повному навантаженні; (d) Крутний момент компонентів, що з'єднують вал J_3 та J_4 , при 75% номінального навантаження; (e) Крутний момент компоненти з'єднання валу J_4 та J_5 при 75% номінального навантаження; (f) крутний момент з'єднання валу компоненти J_5 та J_6 при 75% номінального навантаження.



Динамічні реакції, коли гальмо 4 не працює, відповідають базовим сценаріям. (а) Тертя потужність у гальмі, зібраному на компоненті J_6 , під час гальмування з опусканням; (б) Зміщення корисне навантаження під час гальмування зниженням; (с) крутний момент валу для з'єднання компонента J_4 та J_5 під час гальмування підйомом; (г) крутний момент валу для з'єднання компонентів J_5 та J_6 під час гальмування підйомом



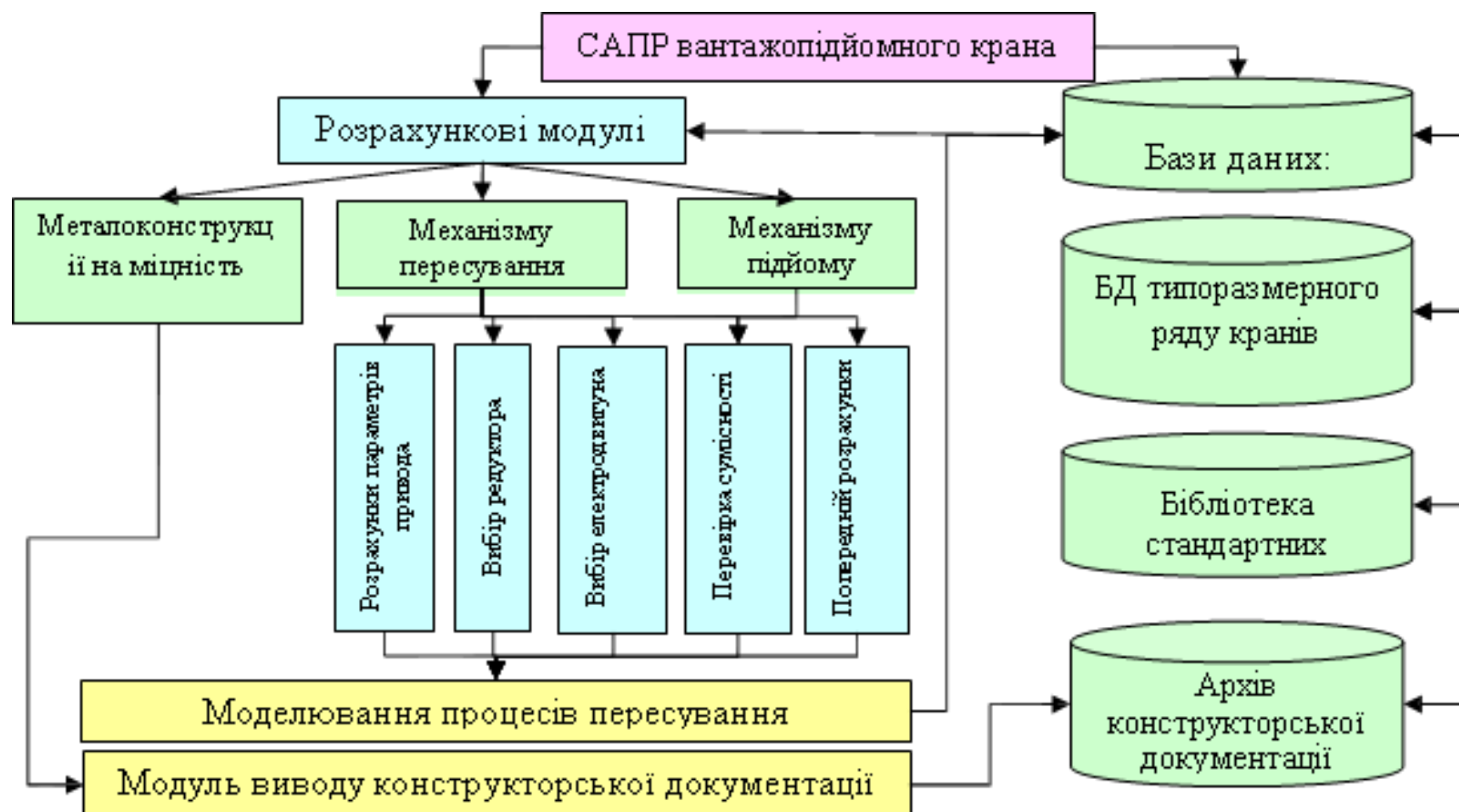
На основі принципу Гамільтона, на основі модифікованої функції Лагранжа та віртуальної роботи неконсервативних сил отримано нелінійну та негладку динамічну модель системи (корисне навантаження-візок-підйомний механізм-балки). Детально досліджено динамічні реакції та вплив деяких параметрів під час гальмування підйомного механізму двома механічними гальмами для зупинки корисного навантаження.

Швидкісні ланки підйомного механізму під час гальмування відчувають коливальний крутний момент, що діє у двох протилежних напрямках із середнім значенням, не дорівнюючим нулю. Це вказує на те, що для збільшення терміну служби підйомних механізмів корисно уникати частого екстреного гальмування.

Проведені дослідження та динамічне моделювання роботи механізмів мостового крана дозволило створити структурну схему системи автоматизації проектування спеціальних вантажопідіймальних кранів мостового типу

Структурна схема системи автоматизації проектування вантажопідійомних кранів мостового типу

22



ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Виконані теоретичні і експериментальні дослідження дозволяють підтвердити адекватність запропонованої математичної моделі та зробити висновки, які дозволяють поліпшити якість проектування, а так само вибирати раціональні режими при експлуатації, що дозволить поліпшити якість кранів, що випускаються, і підвищити їхня надійність в умовах експлуатації.

2. Проаналізовано проблему автоматизації проектування вантажопідйомних кранів, показав, що використання Cals-Технологій у вигляді інтегрованих САПР (CAD/CAM/CAE) та Pro/ENGINEER загального призначення для проектування деталей і механізмів крана без додаткових компонентів і спеціалізованих модулів недостатньо ефективно.

3. Запропонована математична модель вантажопідйомного крана мостового типу що описує процес пересування, розроблена на основі аналізу та узагальнення теоретичних і експериментальних даних. Що дозволило виявити і урахувати ті фактори, які впливають на величину максимальних навантажень на металоконструкцію і механізми крана, а так само на значення швидкостей, прискорень, переміщень, середніх і кінцевих частин крана та ін.

4. Розроблена програма розрахунків оптимальних динамічних характеристик вантажопіднімального крана мостового типу при пересуванні, в основу, якої покладена розроблена математична модель і узагальнений критерій оптимізації (цільова функція) процесу пересування.

5. Розроблена методика і алгоритм автоматизації проектування механізмів пересування вантажопіднімальних кранів мостового типу, що дозволяють створити САПР, яка у вигляді програми користувача враховує динамічні характеристики крана, що дозволяє здійснювати проектування з використанням сучасних CALS- технологій і в такий спосіб ухвалювати обґрунтовані конструкторські розв'язки.