

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

01.09 – КМР. 2400 –Є” 2023.12.29. 002 ПЗ

**БУТКОВА МАКСИМА ОЛЕКСАНДРОВИЧА**

**2024 р.**



НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(НИІ) \_\_\_\_\_ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ \_\_\_\_\_

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри**

конструювання машин і обладнання

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

— ” \_\_\_\_\_ 2024 року

**З А В Д А Н Н Я**

**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**  
**БУТКОВ МАКСИМ ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність \_\_\_\_\_ 133 – Галузеве машинобудування \_\_\_\_\_

(код і назва)

Освітня програма \_\_\_\_\_ Робототехнічні системи і комплекси сільськогосподарського \_\_\_\_\_  
виробництва  
(назва)

Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_ освітньо-професійна \_\_\_\_\_

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ  
МЕХАНІЗМОМ ПОВОРОТУ РОБОТИЗОВАНОГО БАШТОВОГО  
КРАНУ

затверджена наказом ректора НУБіП України від — 29 ” грудня 2023 р. № 2400 –Є”

Термін подання завершеної роботи на кафедру \_\_\_\_\_ 2024.11.15 \_\_\_\_\_

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз літератури \_\_\_\_\_
2. Розробка систему керування \_\_\_\_\_
3. Охорона праці \_\_\_\_\_
4. Техніко економічне обґрунтування \_\_\_\_\_

Перелік графічного матеріалу (за потреби) \_\_\_\_\_

Дата видачі завдання — \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ р.

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

(підпис)

Ромасевич Ю. О.

(прізвище та ініціали)

Крушельницький В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_

(підпис)

Бутков М.О.

(прізвище та ініціали студента)

## РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота включає пояснювальну записку, що містить з реферат, вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел і додатки. Обсяг роботи складає 99 сторінок, 15 сторінок додатків і 5 сторінок списку використаних джерел. Дана робота містить 50 рисунків і 3 таблиць. До списку використаних джерел 43 найменувань

У першому розділі були надані загальні відомості про баштові крани, більш детально розглянуті особливості експлуатації механізму повороту, їх конструкції. Був проведений кількісний і змістовний аналіз, який показав актуальність проведених досліджень.

У другому розділі розроблено динамічну модель та проведено розв'язання задачі за допомогою математичних моделей. Розроблена модель дозволяє описати динаміку руху механізму повороту крана, що є необхідним для забезпечення точності керування. Завдяки використанню лінійно-квадратичного регулятора (LQR), забезпечили оптимізацію руху, під час виходу на номінальну швидкість враховуючи такі параметри як рушійний момент, середньоквадратична потужність і відхилення. Було досліджено вплив вагових коефіцієнтів  $\delta R$ ,  $\delta Position$ ,  $\delta Velocity$  лінійно-квадратичного регулятора на керування. Модель також враховує зміну важливих характеристик, таких як виліт крана, довжина гнучкого підвісу та маса вантажу, що забезпечує адаптивність керування і дозволяє зберігати стабільність і точність роботи механізму в умовах різних навантажень. Під час аналізу результатів було встановлена залежність між параметрами рушійного моменту, потужністю і відхилення вантажу від вильоту крана, довжини гнучкого підвісу та маси. Також отримані коефіцієнти LQR регулятора для оптимального керування системою занесено до таблиці.

У третьому розділі розроблено структурну схему системи керування, де запропоновано апаратні компоненти, включаючи датчики, частотний

перетворювач, мікроконтролери та їх з'єднання. Також надано рекомендації стосовно вибору компонентів, таких як енкодери та тензometri, які забезпечують точне вимірювання параметрів системи. Описано алгоритм роботи системи керування.

У четвертому розділі виконано розрахунок економічної ефективності впровадження розробленої системи оптимального керування. Було проведено аналіз енергоефективності, зниження витрат на обслуговування та підвищення продуктивності крана. Результати розрахунків свідчать, що впровадження системи забезпечить зниження енергоспоживання і підвищення ефективності операцій, що в свою чергу сприяє економії витрат і підвищенню рентабельності використання крана.

У п'ятому розділі розглянуто заходи техніки безпеки при експлуатації баштового крана. Було описано основні ризики та небезпеки, пов'язані з експлуатацією крана, такі як падіння вантажу, електричні небезпеки та інші чинники. Введені рекомендації щодо безпечного використання системи керування та необхідні заходи для захисту персоналу, що сприяє підвищенню рівня безпеки на будівельному майданчику.

Ключові слова: баштовий кран, механізм повороту, оптимальне керування, LQR, лінійно квадратичний регулятор.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ РОБОТИ .....	7
1.1 Загальні відомості про виконання технологічних операцій роботизованим баштовим краном .....	7
1.2 Особливості експлуатації механізму повороту .....	10
1.3 Кількісний аналіз публікацій .....	16
1.4 Змістовний аналіз публікацій .....	20
РОЗДІЛ 2. ОПТИМАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ .....	24
2.1 Постановка задачі оптимального керування .....	24
2.2 Розв’язання задачі оптимального керування .....	27
2.2.1 Методика розв’язання задачі .....	27
2.2.2 Приклади розв’язання задачі .....	41
2.3 Аналіз отриманих результатів .....	47
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СХЕМИ СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМОМ ПОВОРОТУ .....	52
3.1 Розробка структурної схеми системи керування .....	52
3.2 Розробка рекомендацій стосовно апаратної частини системи .....	54
3.3 Розробка алгоритмічної частини роботи системи .....	57
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ .....	60
4.1 Фактори, які впливають на підвищення ефективності виконання технологічних операцій .....	60

4.2 Розрахунок економічної ефективності від застосування системи оптимального керування .....	61
РОЗДІЛ 5. ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ .....	65
5.1 Класифікація небезпечних факторів під час виконання технологічних операцій.....	65
5.2 Заходи техніки безпеки.....	69
ВИСНОВКИ.....	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	76
ДОДАТКИ.....	81

## ВСТУП

Роботизований баштовий кран є невід'ємною частиною сучасних і майбутніх технологій. Це автоматизована будівельна машина, призначена для підйому, переміщення та точного позиціонування важких вантажів на значній висоті. Роботизовані моделі оснащені системами автоматичного керування, на відміну від традиційних кранів, це забезпечує високу точність та безпеку виконання операцій з мінімальним втручанням людини. Баштові крани широко використовуються при будівництві, у промисловості для монтажу важкого обладнання, в енергетиці при зведенні вітрових турбін і інших галузях. Одним з головних механізмів роботизованого баштового кран є механізм повороту, тому важлива задача у цьому контексті є розробка системи керування даним механізмом.

**Актуальність теми** обумовлена необхідністю підвищення ефективності і надійності експлуатації роботизованих баштових кранів в умовах реальної діяльності. Чинні дослідження переважно орієнтовані на оптимізацію окремих параметрів системи керування, таких як швидкість чи точність, що не враховує потреби у комплексному підході, де важливими є також стабільність, енергозбереження та мінімізація коливань під час роботи. Запропонована робота спрямована на розробку інтегрованої системи керування, яка враховує всі вищезазначені вимоги.

**Мета дослідження** – створення та обґрунтування оптимальної системи керування механізмом повороту роботизованого баштового крана, яка забезпечить стабільну, точну і енергоефективну роботу.

### **Завдання дослідження:**

1. Провести аналіз наукової літератури та сучасних технологій автоматизації, що застосовуються у системах керування баштовими кранами.

2. Розробити математичну модель механізму повороту крана.
3. Розв'язання задачі знаходження коефіцієнтів лінійно-квадратичного регулятора.
4. Спроекувати апаратну і програмну частини системи керування для практичної реалізації.
5. Оцінити економічну ефективність.

**Об'єкт дослідження** – процес керування механізмом повороту баштового крана.

**Предмет дослідження** – система автоматичного керування поворотом баштового крана.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження базуються на методах аналітичної механіки, теорії механізмів і машин, диференціального інтегрального та варіаційного числення.

**Теоретична цінність дослідження** полягає у вдосконаленні підходів до автоматизації будівельних механізмів, зокрема у створенні математичних моделей і алгоритмів, що описують динаміку баштового крана при повороті.

**Прикладна значущість отриманих результатів** полягає у можливості впровадження розробленої системи керування у реальні будівельні процеси. Це дозволить підвищити безпеку та ефективність роботи будівельної техніки, зменшити енерговитрати та покращити продуктивність під час виконання будівельних операцій з використанням роботизованих баштових кранів.

## **РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ РОБОТИ**

### **1.1 Загальні відомості про виконання технологічних операцій роботизованим баштовим краном**

Багато країн у всьому світі будують багатоповерхові будинки та хмарочоси на конкурентній основі під впливом прогресу в будівельних технологіях та інженерії матеріалів. Баштові крани відіграють важливу роль у будівництві висотних будинків, завдяки вантажопідйомності та дальності переміщення важких матеріалів на значній висоті. Незважаючи на довгу історію, фундаментальна конструкція та функції баштових кранів майже не змінилися. Останніми роками зростає занепокоєння щодо безпеки та ефективності роботи крана. У більшості нещасні випадки відбуваються через людські помилки та погано прийняті рішення. Це підкреслює нагальну потребу підвищити безпеку кранів і одночасно підвищити стандарти продуктивності. Для досягнення цих цілей було прикладено багато сил. Значні зусилля включають складні алгоритми планування шляху, стратегії уникнення перешкод і вдосконалені системи відстеження вантажу під час підйомних операцій. Інтеграція сучасних датчиків, камер і штучного інтелекту також прокладає шлях для розробки життєздатних роботизованих баштових кранів з мінімальним втручанням людини[1].

Ключовими операціями, які виконуються роботизованими баштовими кранами, є:

1. Підйом вантажів – забезпечується потужними підйомними механізмами, які дозволяють піднімати вантажі на необхідну висоту.
2. Поворот і позиціонування вантажів – здійснюється за допомогою механізмів повороту, що дозволяють точно позиціонувати вантаж у просторі.

3. Переміщення в горизонтальній площині – здійснюється завдяки можливості зміни кута повороту та висунення стріли, що розширює робочий діапазон крана.

Всі операції виконуються під управлінням автоматизованої системи, яка координує роботу всіх компонентів крана – електродвигунів, гальм, редукторів, сенсорів тощо. Система забезпечує стабільність і плавність рухів, що знижує ризик розгойдування вантажу та мінімізує небезпеку під час транспортування.

Баштові крани загального призначення використовують у цивільному, промисловому та гідротехнічному будівництві для монтажу споруд і подачі будівельних матеріалів. Для висотного будівництва вони застосовуються при зведенні багатопверхових будівель висотою до 150 м і більше.

Суднобудівні крани виконують складання корпусів на стапелях заводів та їх добудову після спуску на воду. Стапельні крани працюють на стапелях, добудовчі — на причалах.

У енергетичному будівництві використовуються крани "Кролл", зокрема рейкові самохідні моделі, такі як К-10000. Цей потужний кран був застосований у будівництві атомних електростанцій.

Крани-навантажувачі призначені для вантажно-розвантажувальних робіт на відкритих складах і будівельних майданчиках. Вони мають занижену башту та балочну стрілу з вантажним візком, що відрізняє їх від інших баштових кранів[2].

Найбільш поширеними є крани декількох конструктивних типів. Їх виготовляють з поворотною баштою та нижнім розташуванням опорно-поворотного механізму, а також з неповотною баштою і верхнім розміщенням цього пристрою. Зміна вильоту стріли здійснюється за рахунок

її нахилу або переміщення візка по стрілі. На рисинку 1.1 зображена принципова схема баштового крана[3].

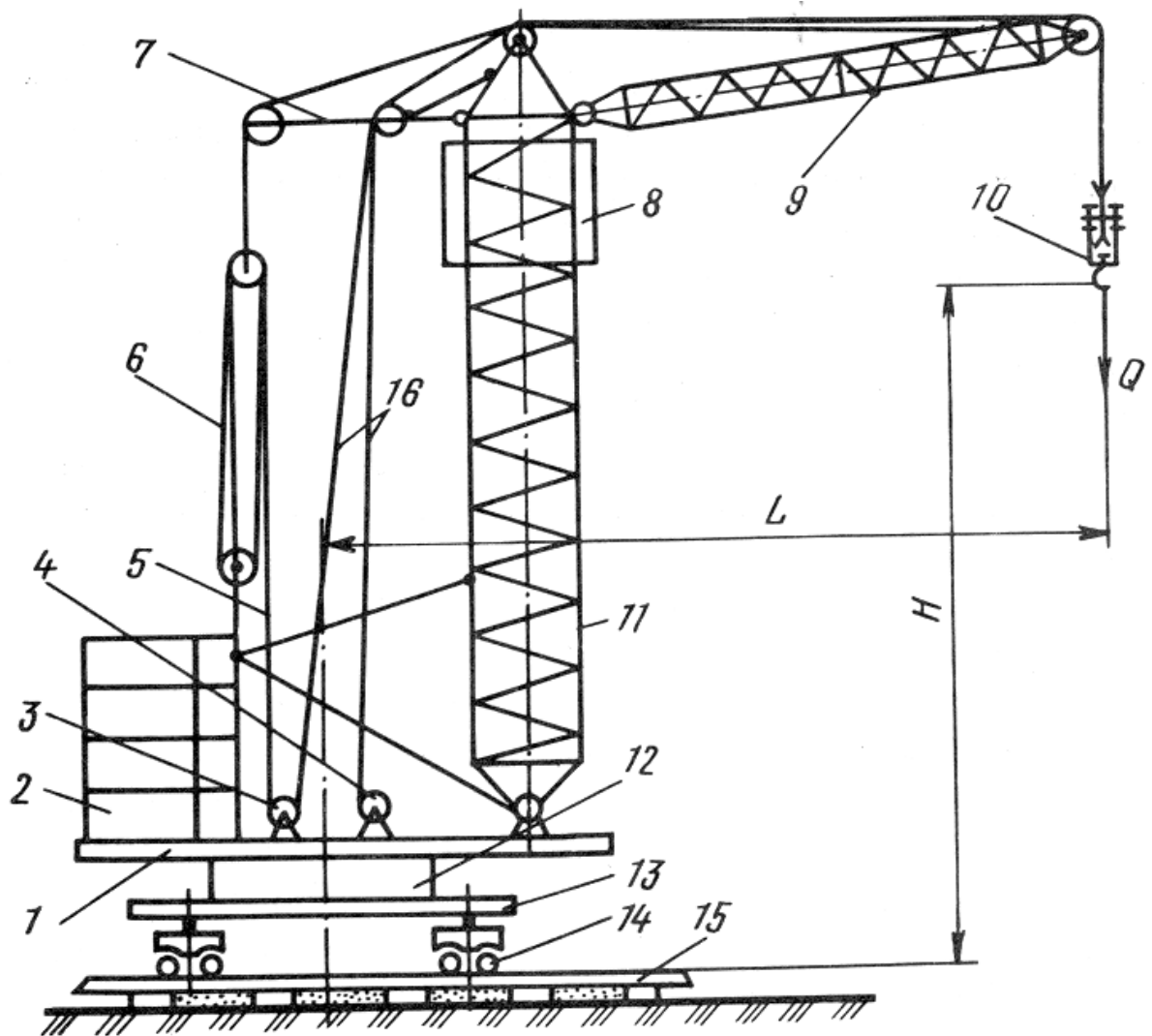


Рисунок 1.1 - Схема баштового крана з поворотною баштою: 1 - поворотна платформа; 2- противага; 3,4- стрілова та грузова лебідки 5,6- стріловий канат та поліспаст; 7- консоль; 8- кабіна керування; 9- стріла; 10- гакова підвіска; 11- башта; 12- опорно-поворотний пристрій та механізм повороту; 13 рама ходового пристрою; 14- ходові візки; 15- кранові шляхи; 16- вантажний канат

Механізм повороту в баштовому крані є одним з ключових компонентів, що забезпечує обертання крана навколо вертикальної осі, дозволяючи точно позиціонувати вантаж у потрібному місці. Його стабільність і надійність критично важливі для безпечної роботи, особливо під час виконання складних підйомних операцій на висоті. Ефективний механізм повороту знижує ризик розгойдування вантажу та підвищує точність виконання будівельних завдань, сприяючи загальній продуктивності і безпеці крана.

## 1.2 Особливості експлуатації механізму повороту

Механізм повороту призначений для обертання поворотної частини крана навколо вертикальної осі. Механізми повороту діляться на дві групи: з горизонтальним і вертикальним розташуванням двигуна.

Механізми повороту з горизонтально розташованим двигуном включають крани типу БКСМ МСК-5-20 АБКС-5 і кран-навантажувач КП-8.

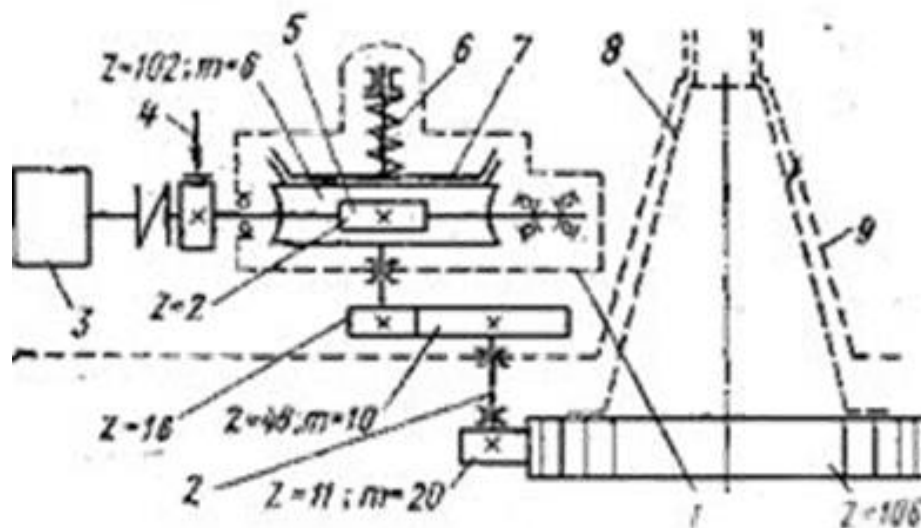


Рисунок. 1.2 - Кінематична схема механізму повороту крана-навантажувача КП-8: 1 - редуктор, 2 - вал, 3 - електродвигун, 4 - гальмо, 5 - черв'ячний вал, 6 - пружина, 7 - натискним диск, 8 - неповоротний оголовок, 9 - поворотна частина оголовка.

Механізм повороту КП-8 крана-навантажувача складається з черв'ячного редуктора, електродвигуна, гальма та вертикального вала, закріплених на обертовій частині оголовка за допомогою болтів. Електродвигун на лапах з'єднаний з валом редуктора через напівмуфту з пружними втулками. Одна полумуфта виконує функцію гальмівного шківів з колодками типу ТКТ-200.

Деякі крани використовують механізми повороту, які відрізняються від черв'ячних редукторів і використовують конічну передачу, щоб змінити площину обертання ведучої шестерні механізму повороту. Наприклад, кран АБКС-5 (Рисунок. 1.3) використовує два редуктори: циліндричний і конічний. Обидва редуктори, а також електродвигун з гальмом, закріплені на обертовій платформі крана. Циліндрична шестерня вертикального вала знаходиться в зачепленні з вінцем ходової рами, яка встановлена на автомобілі. Для забезпечення плавності роботи механізму, гальмівний шків і маховик виконані як одне ціле[4].

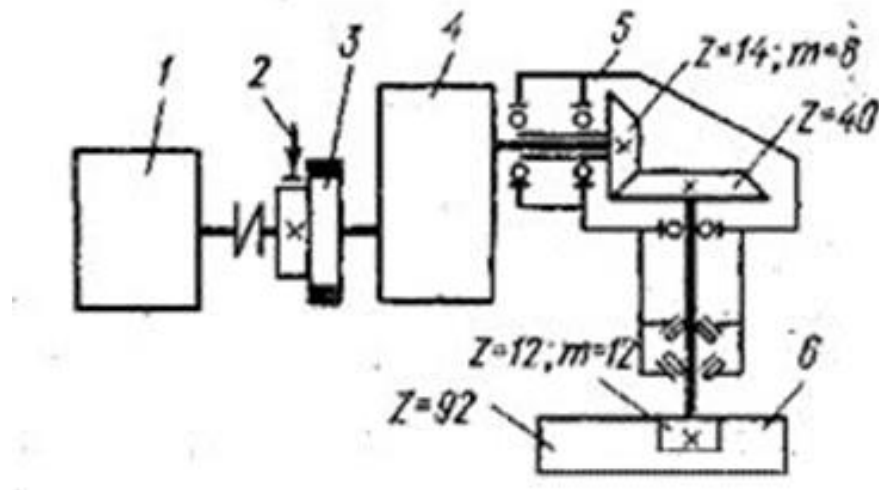


Рисунок. 1.3 - Кінематична схема механізму повороту автомобільного баштового крана АБКС-5: 1 - електродвигун, 2 - гальмо, 3 - маховик-шків, 4, 5 - редуктори, 6 - зубчастий вінець поворотного кола на платформі

Вал черв'яка обертається в підшипниках у корпусі редуктора. Бронзовий вінець з зубцями затискається між конусними дисками, стискаючись пружиною для передачі крутного моменту. Регулювання сили пружини здійснюється гайкою на верхньому кінці вала, що фіксується контргайкою. Вихідна шестерня редуктора взаємодіє з вертикальним валом, на кінці якого розташована циліндрична шестерня для руху по вінцю нерухомого оголовка. Змащення втулок вертикального вала забезпечується капельницями у маслопровідних трубках.

Механізми повороту з вертикально розташованим двигуном є більш компактними і широко поширеними, у порівнянні з механізмами, де двигун розташований горизонтально. Вертикально розташовані двигуни застосовуються у стандартних механізмах повороту кранів КБ, а також у вдосконаленій конструкції механізму повороту крана МСК-5-20[4].

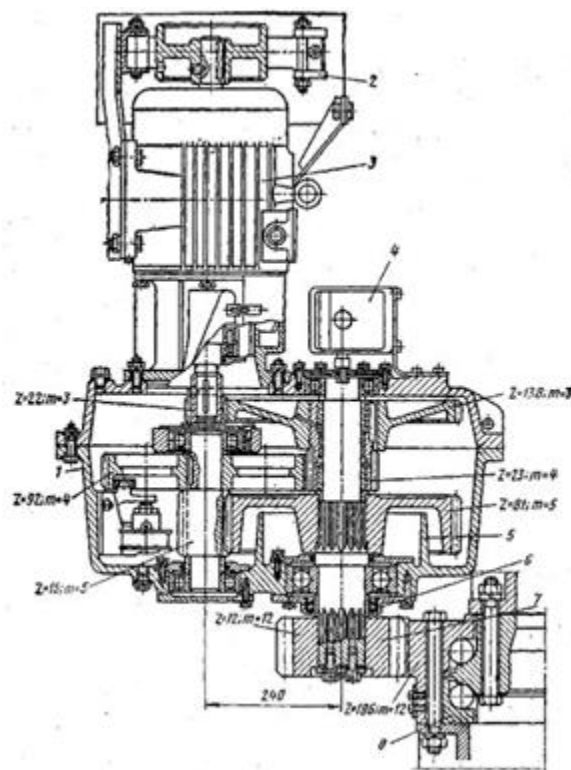


Рисунок 1.4 - Механізм повороту крана МСК-5-20 з вертикально розташованим двигуном

На зображеному рисунку: 1 – редуктор, 2 – гальмо, 3 – електродвигун, 4 – кінцевий вимикач кута повороту, 5 – ребро, 6 – манжетне ущільнення, 7 – шестерня, 8 – опорно-поворотне коло.

Механізми повороту кранів серії КБ, що мають уніфіковану конструкцію, призначені не лише для обертання поворотної частини крана під час роботи, але й для повороту ходової рами під час транспортування крана у формі причепа-автопоїзда.

Крани серії КБ оснащені двома типами механізмів повороту: планетарним і циліндричним. Основні компоненти обох механізмів включають фланцевий електродвигун, гальмо і редуктор із виконавчою шестернею. Гальмо має конструкцію з двома електромагнітами МО-100Б, де кожна колодка контролюється окремо.

Більшість сучасних кранів КБ використовують вдосконалений циліндровий механізм повороту, тоді як планетарний механізм встановлюється на моделях КБ-674 і КБ-676. У планетарному механізмі, що має вертикальне розташування, обертання передається від сонячної шестерні до трьох сателітів, які, обертаючись навколо неї, котяться по нерухомому зубчастому вінцю. Завдяки багатоступеневій передачі планетарний редуктор забезпечує високе передавальне число і ККД при компактному розмірі і невеликій масі.

Зубчасті вінці першої і другої передач, а також кільця, що їх з'єднують, мають плаваюче кріплення, що забезпечує надійне зачеплення з сателітами навіть при незначній несоосності двигуна і редуктора. Нижній вінець закріплений жорстко через високі навантаження. Водило передає обертання вихідному валу, на якому встановлена шестерня для взаємодії з опорно-поворотним колом. Вихідний вал передає лише крутний момент, оскільки радіальні навантаження компенсуються корпусом редуктора завдяки

підшипникам. Для утримання масла встановлені манжетні ущільнення і гумове кільце на нижньому торці вала.

Між двигуном і редуктором розташований корпус-ліхтар з шибєрним насосом, що забезпечує подачу масла до редуктора через зливну трубку для змащування компонентів. Планетарний механізм кріпиться на поворотній платформі двома кронштейнами на різних рівнях, що забезпечує стабільність конструкції[4].

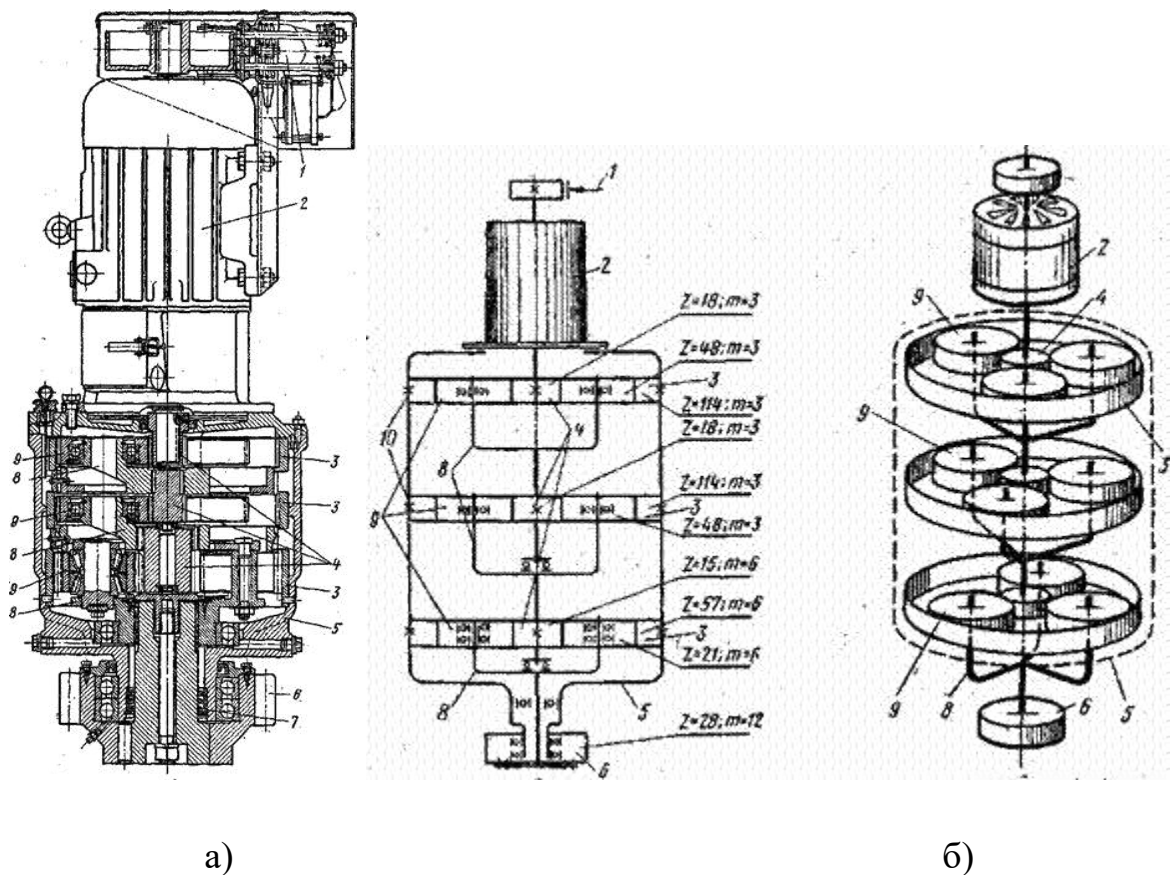


Рисунок 1.5 - Уніфікований циліндричний механізм повороту: а – розріз редуктора, б – кінематична схема;

На даному зображенні: 1 - шестерня зубчастої муфти, 2 - вхідний вал, 3 - оглядове скло, 4 - проміжний вал, 5 - кришка корпусу, 6 - шестерня шибєрного насоса, 7 - діафрагма, 8 - насос, 9 - вихідний вал, 10 - корпус редуктора, 11 - манжетне ущільнення, 12 - горловина корпусу, 13 - торцева

кришка, 14 - маслянка, 15 - проміжний вал (другої-третьої ступені), 16 - кришка підшипника, 17 - зливна пробка, 18 - лапа корпусу, 19 - вухо, 20 - ліхтар, 21 - гальмо, 22 - електродвигун 5 кВт, 23 - зубчаста муфта

Редуктор кріпиться до верхнього кронштейна через фланець з отворами для болтів, які передають крутний момент. Циліндричний механізм повороту закріплюється на поворотній платформі за допомогою лап і горловини, що входить у розточений отвір нижнього кронштейна. Жорстке кріплення забезпечується трьома кронштейнами, причому лапи корпусу фіксуються болтами до двох з них. Механізм знімається разом з шестернею вихідного вала, яка з'єднана з опорно-поворотним пристроєм.

Механізм оснащений двоступеневою гальмівною системою з окремо керованими колодками, що забезпечує плавне гальмування. Перший ступінь зупиняє механізм під час роботи двигуна, а другий — при його вимкненні, утримуючи кран у заданому положенні.

Для аварійного обертання вала передбачена ручна рукоятка, яка може бути встановлена на гальмівний шків. Віджимні планки відводять колодки гальма, дозволяючи безпечне ручне керування, а механізм рукоятки поглинає ударні моменти, щоб уникнути передавання обертання на рукоятку[4].

Особливості експлуатації механізму повороту кранів визначаються типом конструкції та способом передачі крутного моменту. Різні конструкції механізмів повороту, такі як черв'ячні, циліндричні та планетарні редуктори, забезпечують необхідну точність і надійність під час роботи, оптимізуючи розташування двигунів та гальмівних систем.

### 1.3 Кількісний аналіз публікацій

Для розуміння важливості даної тематики, було проведено аналіз кількості наукових робіт та публікацій. Для цього використовувались такі бази даних як Google Scholar[5] та Scopus[6].

Використовуючи дані бази наукових даних було зроблено чотири основних запити „tower crane” , „slewing mechanism” „optimal control of tower crane” та „pendulum oscillations of tower crane”. Для кількісного аналізу бралися дані за останні п’ять років.

При роботі з Scopus було отримані дані, які зображено на рисунках. 1.6-1.9.



Рисунок 1.6 – Кількісна гістограма за запитом „ tower crane” в базі даних Scopus



Рисунок 1.7 – Кількісна гістограма за запитом „ slewing mechanism” в базі даних Scopus

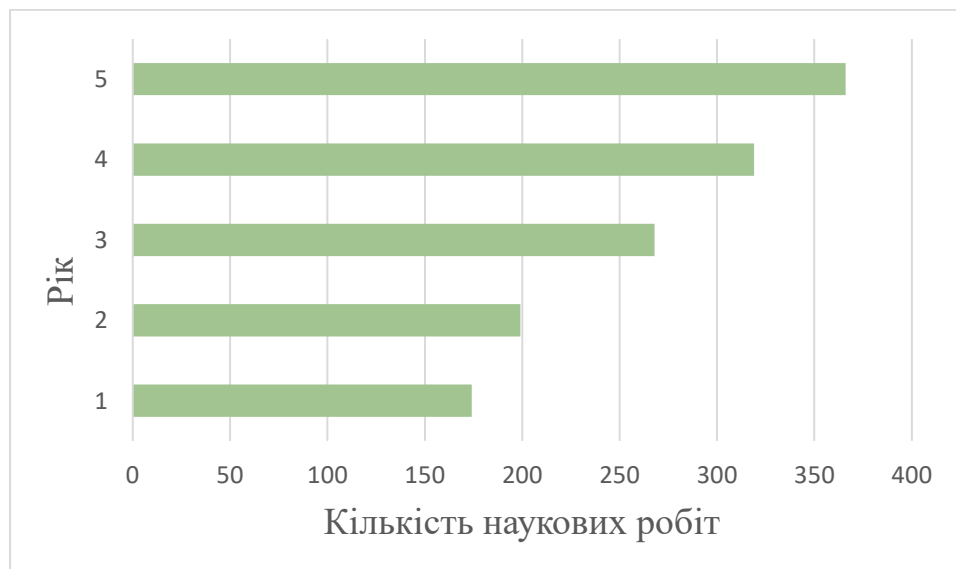


Рисунок 1.8 – Кількісна гістограма за запитом „ optimal control of tower crane” в базі даних Scopus

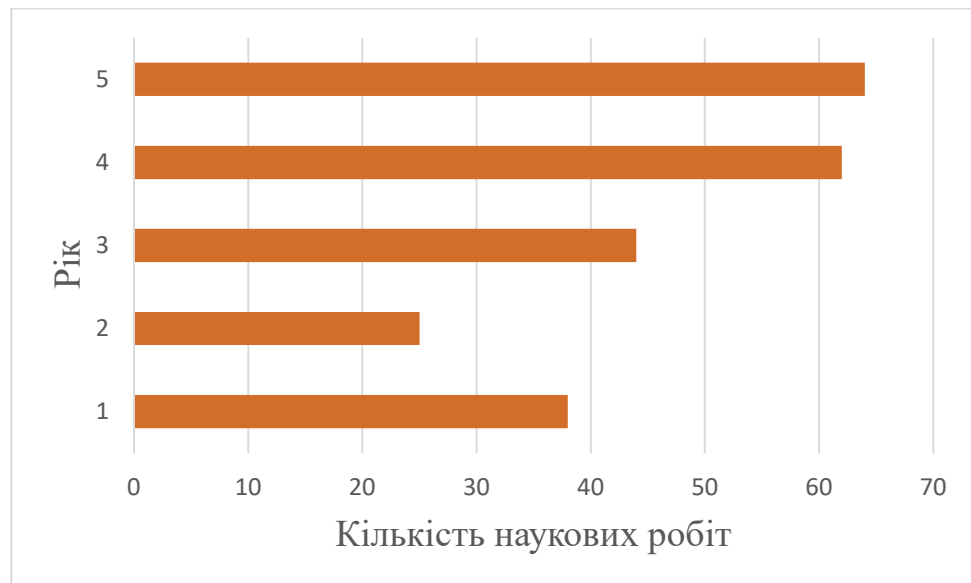


Рисунок 1.9 – Кількісна гістограма за запитом „pendulum oscillations of tower crane” в базі даних Scopus

Також для точності аналізу було виконано аналогічний пошук у наукометричній базі даних Google Scholar. Результати за тими ж запитом за останні п'ять років наведено на гістограмах на рисунках 1.10-1.13.

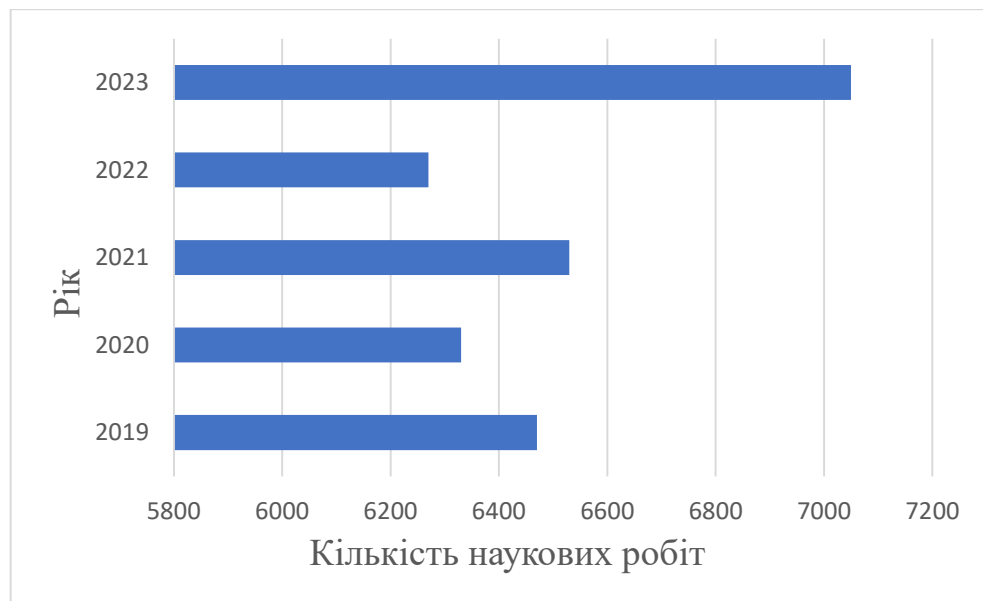


Рисунок 1.10 – Кількісна гістограма за запитом „ tower crane” в базі даних Google Scholar

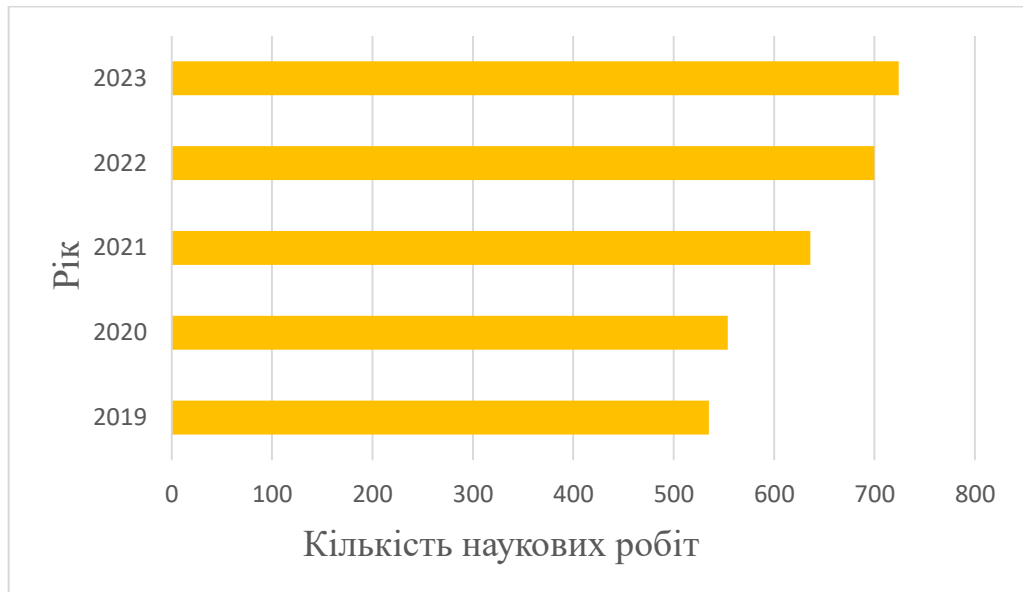


Рисунок 1.11 – Кількісна гістограма за запитом „slewing mechanism” в базі даних Google Scholar



Рисунок 1.12 – Кількісна гістограма за запитом „optimal control of tower crane” в базі даних Google Scholar



Рисунок 1.13 – Кількісна гістограма за запитом „pendulum oscillations of tower crane” в базі даних Google Scholar

На основі пошукових запитів у наукометричних базах даних, таких як Scopus і Google Scholar, було визначено зростаючий інтерес до досліджень у напрямку автоматизації керування баштовими кранами. Запити на теми "tower crane", "slewing mechanism", "optimal control of tower crane" та "pendulum oscillations of tower crane" за останні п'ять років показують значне збільшення кількості публікацій. Це свідчить про підвищену увагу дослідників до питань автоматизації, динамічних процесів і оптимізації роботи баштових кранів, зокрема їх поворотних механізмів.

#### 1.4 Змістовний аналіз публікацій

Було проведено багато досліджень для вдосконалення будови і управління баштовим краном.

У роботі [7] розроблено динамічну модель баштового крана з тонкою стрілою для врахування пов'язаних коливань стріли, підвішеного вантажу та

його скручування. Запропоновано рівняння для прогнозування частот пов'язаної системи, а також гібридний кусковий згладжувач для фільтрації цих коливань. Експериментальні результати підтвердили точність прогнозування частот і ефективність згладжувача для стабілізації руху вантажу.

D. Blackburn та інші у статті [8] дослідили зменшення вібрації кранів за допомогою оптимального формування вхідних команд. Було встановлено, що мостові крани з лінійною динамікою легко контролюються при низьких та середніх швидкостях, тоді як обертальні рухи баштових кранів призводять до більш нелінійної поведінки. Запропоновано алгоритм для зменшення вібрації баштових кранів, який показав ефективність у різних умовах.

V. Jerman, P. Podržaj, J. Kramar у своїй науковій роботі [9] досліджено динамічні навантаження на конструкцію баштового крана, що виникають внаслідок коливань вантажу під час повороту стріли. Розроблено нелінійну математичну модель для опису цих коливань, враховуючи такі фактори, як пружність, амортизація, тертя в підшипнику та опір повітря. Для перевірки моделі було побудовано фактичну модель крана, результати вимірювань якої узгоджуються з прогнозами.

Стаття [10] присвячена зменшенню вібрації крана через формування вхідних команд, зокрема в умовах нелінійної динаміки баштових кранів. На відміну від лінійних систем мостових кранів, обертальна конструкція баштових кранів ускладнює їх рух. Для цього були запропоновані та експериментально підтверджені нові алгоритми, що ефективно знижують вібрацію під час повороту.

Дослідження [11] присвячене вивченню динаміки та керування баштовими кранами, що є складним завданням через розгойдування та скручування вантажів під час транспортування на будівництві. Хоча багато досліджень фокусувалися на зменшенні коливань, мало уваги було приділено

обмеженню скручування вантажу. У роботі представлена нелінійна динамічна модель крана з урахуванням розподіленої маси та запропоновано метод керування для зменшення обох видів коливань. Результати моделювання та експериментів підтверджують ефективність запропонованого підходу.

Робота [12] описує оптимізацію спільного запуску механізмів стрілового крана для підвищення його продуктивності. Одночасний запуск поворотного та вантажопідйомного механізмів збільшує динамічні навантаження і коливання, що знижує надійність крана і збільшує енергоспоживання. Для вирішення цієї задачі розроблено динамічну модель крана з 5 ступенями свободи та застосовано метаевристичний метод PSO. Оптимізація дозволяє мінімізувати навантаження, зменшити коливання і витрати енергії.

У статті [13] розглядається зменшення коливань вантажу на баштових кранах. Виявлено, що стандартні методи формування вхідного потоку ефективні для мостових і козлових кранів, але менш результативні для баштових через їх нелінійну динаміку. Для вирішення цього розроблено два нові генератори команд для зменшення залишкових вібрацій під час поворотного руху. Моделювання та експерименти підтвердили ефективність нового підходу.

У роботі [14] досліджується динамічне моделювання системи баштового крана, що обробляє вантаж під час обертання та переміщення каретки. Конструкція стріли моделюється як гнучка балка, яка підтримує сферичний маятник (вантаж) на нерозтяжному кабелі. Використовуючи теорію балки Ейлера-Бернуллі та принцип Гамільтона, розроблено нелінійні рівняння руху для опису поведінки балки і маятника як у площині, так і поза нею.

У цій науковій роботі [15] досліджується динаміка великих баштових кранів із фокусом на контроль коливань вантажу під час повороту. Для моделювання поведінки стріли застосовується модальний підхід, де стріла представлена як балка Ейлера-Бернуллі з урахуванням розподіленої маси. Диференціальне рівняння, що описує динаміку, дискретизується методом кінцевих різниць і спрощується через модальну редукцію. Це дозволяє створити низькопорядкову модель, яка може бути використана для стабілізації вантажу під час поворотних рухів крана.

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Кадикало І.О у своєму дослідженні [16] виконали оптимізацію перехідних режимів руху (пуск і гальмування) за одиничними та комплексними критеріями, що покращило ефективність роботи через зменшення динамічних навантажень, результати були підтверджені на лабораторній установці.

Jianfeng H. і Qing Chen у своїй роботі [17] базуючись на двох методах нелінійного керування, що складаються з лінеаризації часткового зворотного зв'язку та керування режимом ковзання, спроектували PLC контролери у випадку складної роботи крана, у якій розглядається комбінація переміщення візка та обертання вежі.

Аналіз публікацій показав, що ключовою проблемою в дослідженнях баштових кранів є зменшення коливань, вібрацій і скручувань вантажу під час повороту, а розробка ефективної системи керування поворотом баштового крана є однією з основних задач, яка здатна збільшити продуктивність, точність та безпеку крана.

## РОЗДІЛ 2. ОПТИМАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ

### 2.1 Постановка задачі оптимального керування

Для розв'язання даної задачі було прийнято двомасову динамічну модель поворотного механізму баштового крану.

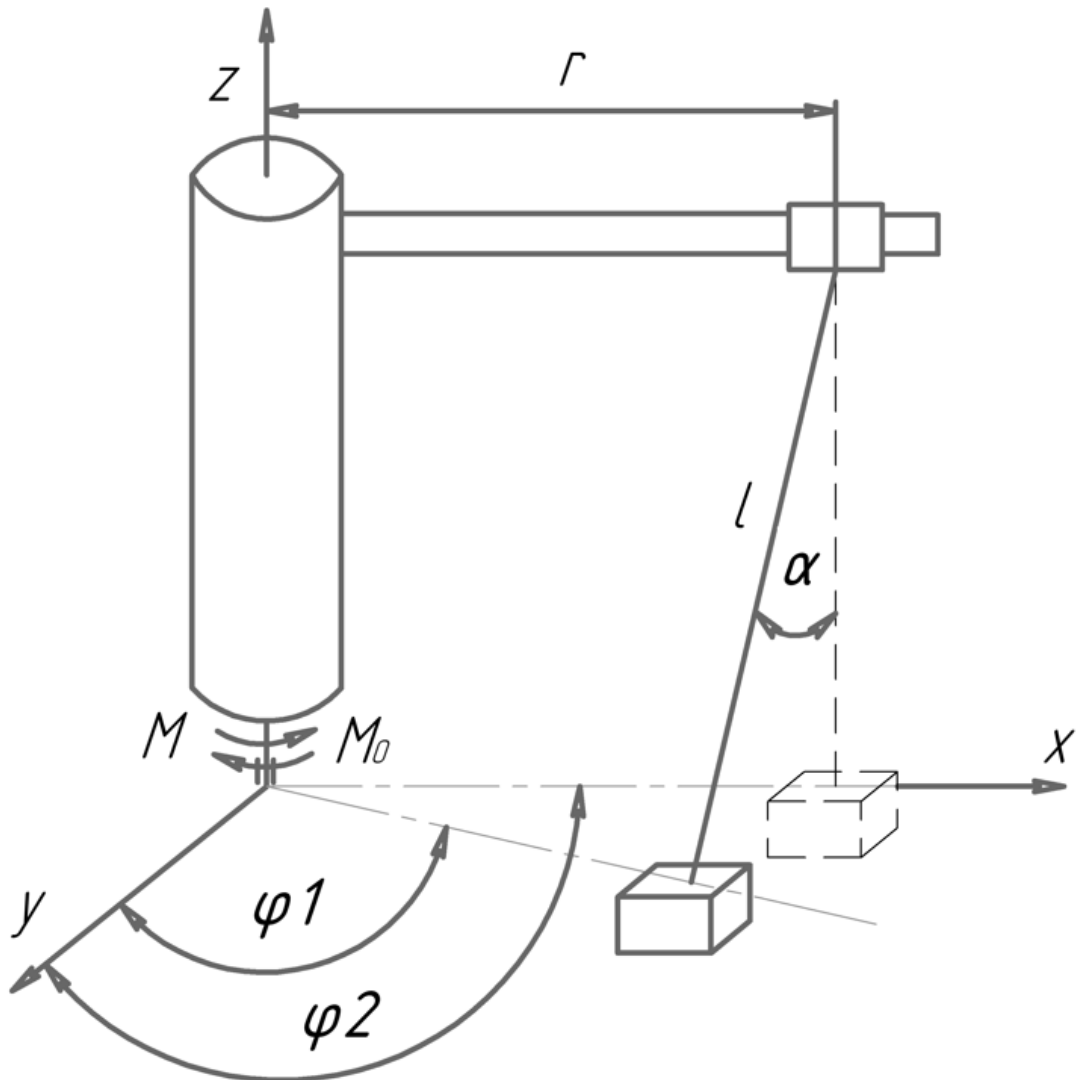


Рисунок 2.1 – Динамічна модель механізму повороту баштового крану

У даній динамічній моделі узагальненими координатами є кутові координати повороту, відносяться вісь обертання приводу механізму повороту крану зі стрілою  $\varphi_1$  і вантажем  $\varphi_2$ . Враховуються всі крутні

моменти, які виникають у цій системі, крутними моментами в площині крана нехтуємо.

Математично модель даного крана можна описати такими рівняннями.

$$\begin{cases} M - M_0 = I\ddot{\phi}_1 + mr^2 \frac{g}{l} (\phi_1 - \phi_2); \\ \ddot{\phi}_2 = \frac{g}{l} (\phi_1 - \phi_2), \end{cases} \quad (2.1)$$

де  $M_0$  сумарний момент опору, що виникає в поворотній частині крана;  $M$  – сумарний момент двигуна поворотного механізму крана;  $m$  – маса вантажу;  $l$  – довжина гнучкого підвісу;  $r$  – довжина стріли крана;  $I$  – момент інерції елементів приводу механізму повороту та поворотної башти, приведений до осі повороту крана.

У загальному завдання зводиться до розв'язання задачі синтезу LQR-регулятора.

Об'єкт керування задається таким чином:

$$\dot{X} = AX + Bu \quad (2.2)$$

де  $A$  та  $B$  – матриці, які залежать від параметрів динамічної системи,  $X$  – вектор змінних стану системи.

Початкові умови:

$$X(0) = X_0 \quad (2.3)$$

Критерій якості керування:

$$J = \int_0^{\infty} (X^T Q X + u^T R u) dt \rightarrow \min \quad (2.4)$$

де  $Q$  та  $R$  – матриці вагових коефіцієнтів, які показують важливість мінімізації величин змінних стану системи та керування відповідно;  $t$  – час.

Постановка задачі буде складатись з трьох пунктів.

1. Задати матриці  $A$  і  $B$  (математичну модель динамічної системи)

2. Задати початкові умови руху (від них не залежатиме керування, однак вони впливають на величину критерію  $J$ )
3. Задати матриці  $Q$  та  $R$

Для розв'язання даної задачі використовуватиму програму Wolfram Mathematica[18].

У ній виконаємо синтез математичної моделі. У результаті отримаємо матрицю  $A$  і  $B$ .

Матриця  $A$  розмірністю  $4 \times 4$  і має наступний вигляд:

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{gmr^2}{J_1 l} & \frac{gmr^2}{J_1 l} & 0 & 0 \\ \frac{g}{l} & -\frac{g}{l} & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (2.5)$$

Матриця  $B$  розмірністю  $4 \times 1$  і має наступний вигляд:

$$B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J_1} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.6)$$

Початкові умови будуть.

$$\begin{cases} \phi_1(0) = \phi_2(0) = -\frac{\omega \cdot t_1}{2}; \\ \dot{\phi}_1(0) = \dot{\phi}_2(0) = -\omega \end{cases} \quad (2.7)$$

Початкові умови записані зі знаком мінус, оскільки регулятор налаштований таким чином, щоб зводити всі параметри до нуля. Тому, задавши від'ємні значення в регуляторі, програма буде прагнути досягти нульового значення, тоді як у реальності ці значення будуть позитивними.

Наступник пунктом будемо задавати матричні  $Q$  та  $R$ . Матриці  $Q$  та  $R$  повинні бути додатновизначеними ( $Q > 0$  та  $R > 0$ ). Матриця  $R$  у випадку

скалярного керування  $u$  є скаляром. Величина цього скаляра показує важливість мінімізації керування. Матриця  $Q$ , як правило, є діагональною матрицею розмірності  $N \times N$ .

$$Q = \begin{bmatrix} \delta Position & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \delta Position & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \delta Velocity & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \delta Velocity \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$\delta Position$ ,  $\delta Velocity$  – вагові коефіцієнти, які показують важливість мінімізації відповідних складових у інтегральному критерії  $J$ .

Дані коефіцієнти будемо змінювати для отримання оптимальних результатів керування.

## 2.2 Розв'язання задачі оптимального керування

### 2.2.1 Методика розв'язання задачі

Регулятор, який буде забезпечувати мінімум критерію  $J$ , будемо шукати у вигляді наступного виразу:

$$u = KX = \sum_{i=1}^N k_i \phi_i = k_1 \phi_1 + k_2 \phi_2 + k_3 \dot{\phi}_1 + k_4 \dot{\phi}_2, \quad (2.9)$$

де  $\phi_1, \phi_2, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$  – змінні стану динамічної системи;

$N$  – розмірність вектору стану системи (порядок системи);

$K$  – вектор-стрічка, компонентами якого є коефіцієнтами  $k_1, k_2, k_3, k_4$  і який необхідно визначити у ході розв'язання задачі.

Для того, щоб знайти LQR-регулятор необхідно розв'язати наступне матричне рівняння Ріккати:

$$A^T P + PA + Q - PBR^{-1}B^T P = 0 \quad (2.10)$$

де  $P$  – матриця-розв'язок рівняння Ріккати. Шуканий LQR-регулятор отримаємо за формулою:

$$K = -R^{-1}B^T P \quad (2.11)$$

Використовуючи Wolfram Mathematica, в якій вже задали математичну модель нашого механізму. Приступаємо до розв'язання даної задачі.

Задаємо чисельні параметри нашого крана. У нашому випадку для точності результату було розглянуто 8 варіантів параметрів. Змінювалися довжина гнучкого підвісу, виліт вантажу і маса. Отже, в результаті отримано 8 розв'язків даної задачі.

Незмінні параметри:

$$I = 4992364 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2};$$

$$g = 9.81$$

Змінні параметри:

$$r = 3 \text{ м};$$

$$l = 3 \text{ м};$$

$$m = 150 \text{ кг}.$$

Наступним етапом підбираючи вагові коефіцієнти для кожного з варіантів потрібно знайти компроміс між трьома показниками 1)перехідний процес, 2)перерегулювання швидкості, 3)мінімізування споживаної потужності.

Тривалість розгону задаємо  $T = 4\text{с}$ .

Кутова швидкість, яка має бути досягнута за цей час  $\omega = 0.07 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ .

Перед початком розв'язання задачі потрібно дослідити вплив кожного з вагового коефіцієнту. У нашому випадку їх три:  $\delta R$ ,  $\delta \text{Position}$ ,  $\delta \text{Velocity}$ .

Першим дослідимо ваговий коефіцієнт  $\delta R$ . Для цього потрібно обрати початкові коефіцієнти і отримати початкові результати. Візьмемо такі коефіцієнти  $\delta R = 5 * 10^{-12}$ ;  $\delta \text{Position} = 10^{-8}$ ,  $\delta \text{Velocity} = 10^4$ . Отримаємо

графіки і результати, порівнюючи з якими дослідимо вплив вагових коефіцієнтів.

Змінюючи коефіцієнт  $\delta R = 5 * 10^{-13}$  отримаємо наступні графіки.

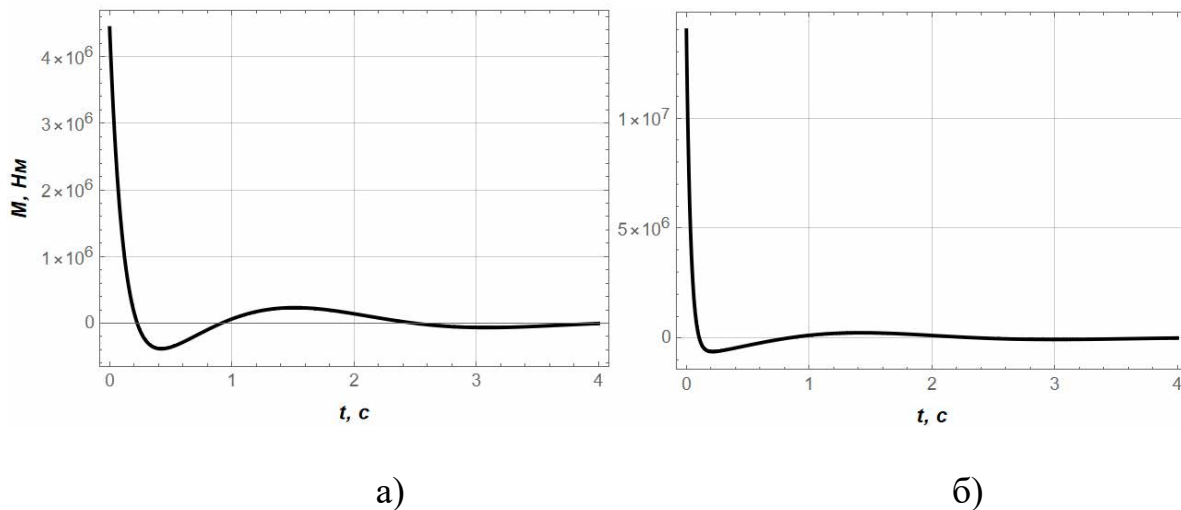


Рисунок 2.2 - Зміна крутного моменту за часом при зміні коефіцієнта  $\delta R$  а)  $\delta R = 5 * 10^{-12}$ ; б)  $\delta R = 5 * 10^{-13}$

При зменшенні  $\delta R$  на графіку (Рисунок 2.2) видно, що спад крутного моменту став більш різким, а початкове значення збільшилося.

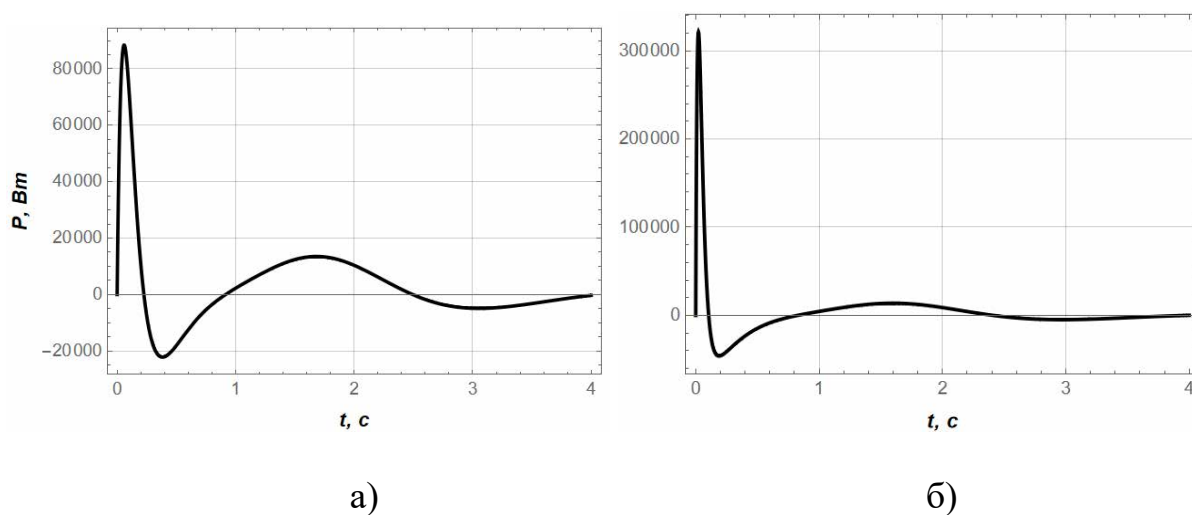


Рисунок 2.3 Зміна потужності за часом при зміні коефіцієнта  $\delta R$  а)  $\delta R = 5 * 10^{-12}$ ; б)  $\delta R = 5 * 10^{-13}$

На рисунку 2.3. видно, що  $\delta R$  має сильний вплив на початок графіку, пік споживаної потужності сильно збільшився, а спад різкий.

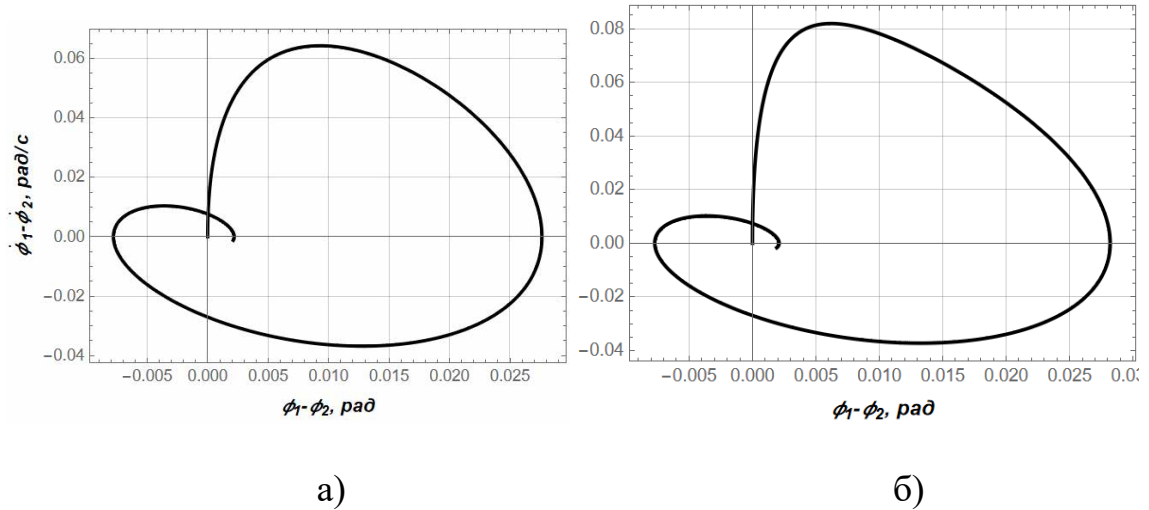


Рисунок 2.4 Зміна відхилення за часом при зміні коефіцієнта  $\delta R$  а)

$$\delta R = 5 * 10^{-12}; \delta R = 5 * 10^{-13}$$

На рис 2.4. видно, що відхилення вантажу майже не змінилось в кінцевому результаті.

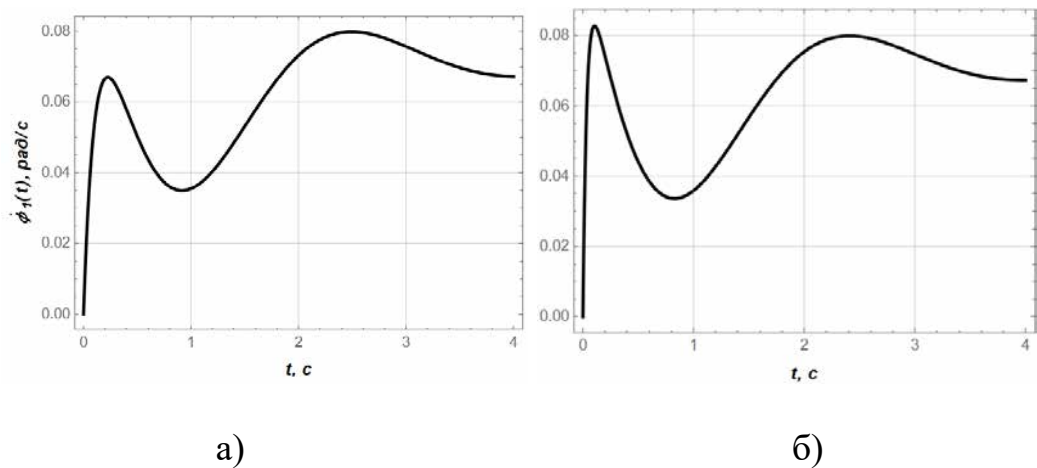


Рисунок 2.5 - Зміна кутової швидкості за часом при зміні коефіцієнта

$$\delta R \text{ а) } \delta R = 5 * 10^{-12}; \delta R = 5 * 10^{-13}$$

На графіках видно, що коефіцієнт  $\delta R$  має вплив на початок графіка, зменшення цього коефіцієнту робить його більш різким.

Зменшивши коефіцієнт  $\delta R = 5 * 10^{-10}$  отримаємо наступні графіки.

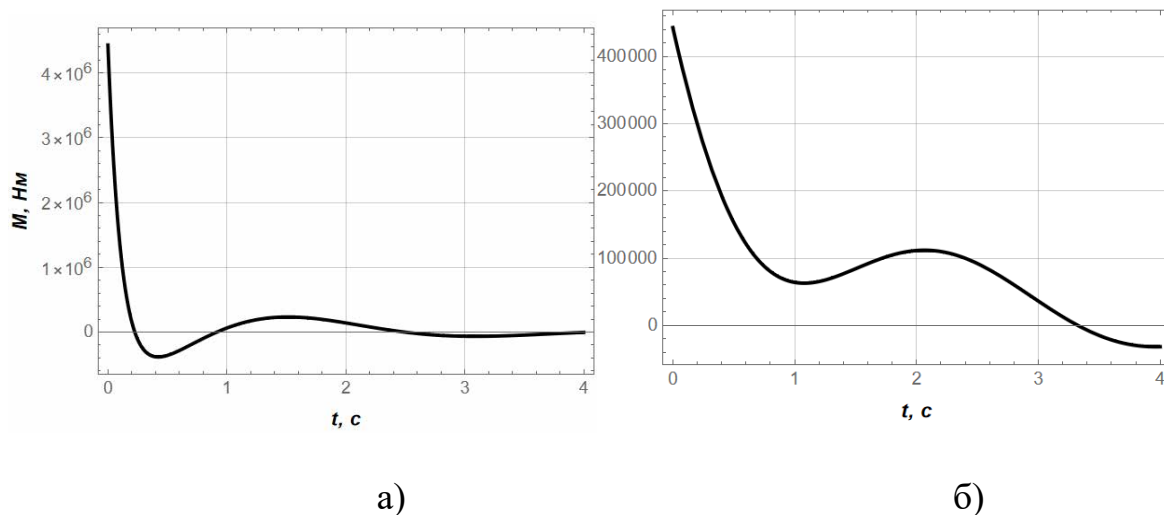


Рисунок 2.6 - Зміна крутного моменту за часом при зміні коефіцієнта  $\delta R$  а)  $\delta R = 5 * 10^{-12}$ ; б)  $\delta R = 5 * 10^{-10}$

При збільшенні  $\delta R$  на графіку на рисунку 2.6 видно, що спад крутного моменту став менш різким, а початкове значення зменшилось, але видно не вихід в 0.

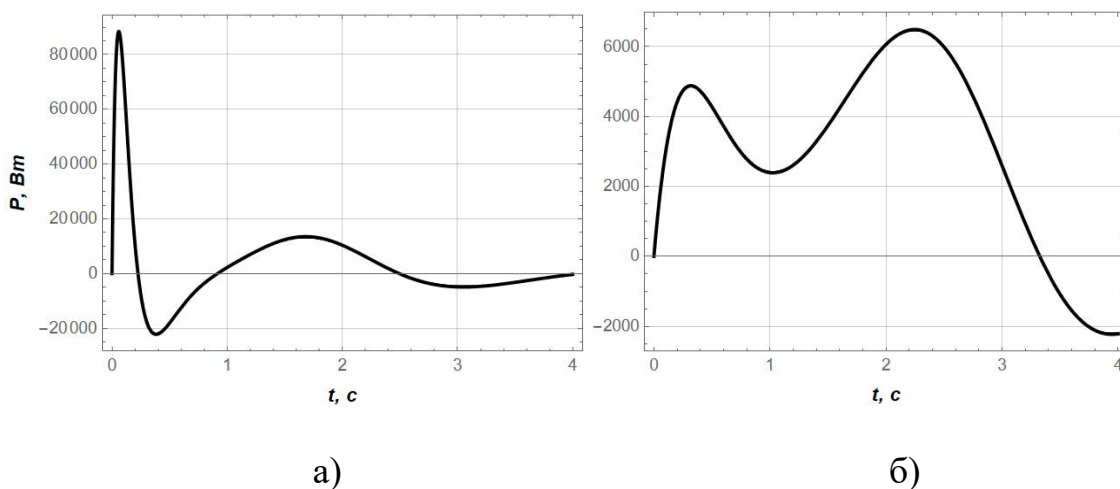


Рисунок 2.7 - Зміна потужності за часом при зміні коефіцієнта  $\delta R$  а)  $\delta R = 5 * 10^{-12}$ ; б)  $\delta R = 5 * 10^{-10}$

Аналізуючи рисунку 2.7. видно, що  $\delta R$  має сильний вплив на початок графіку, пік споживаної потужності сильно зменшився, спад став менш різкий, але графік не досягнув 0.

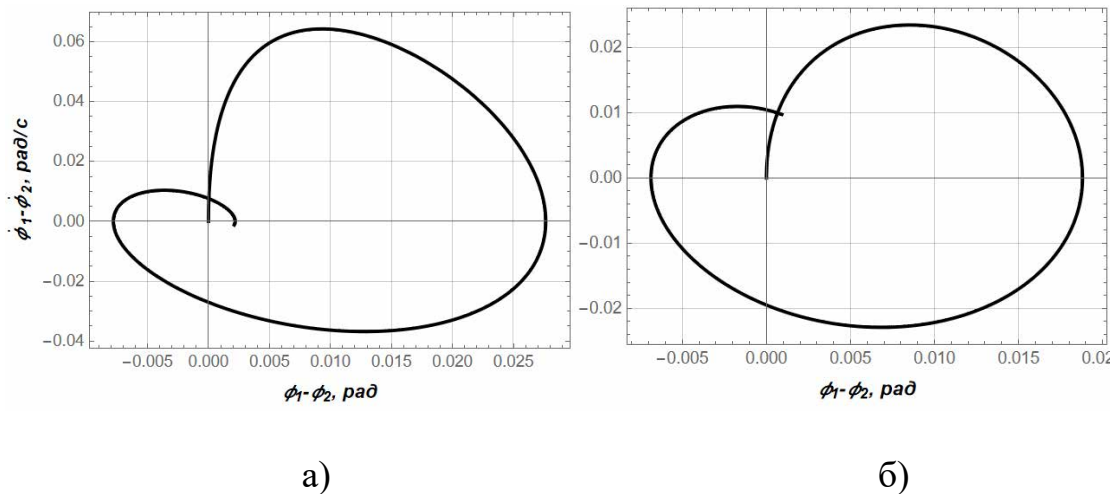


Рисунок 2.8 - Зміна відхилення за часом при зміні коефіцієнта  $\delta R$  а)

$$\delta R = 5 \cdot 10^{-12}; \delta R = 5 \cdot 10^{-11}$$

На рис 2.8. видно, що відхилення вантажу зменшилось.

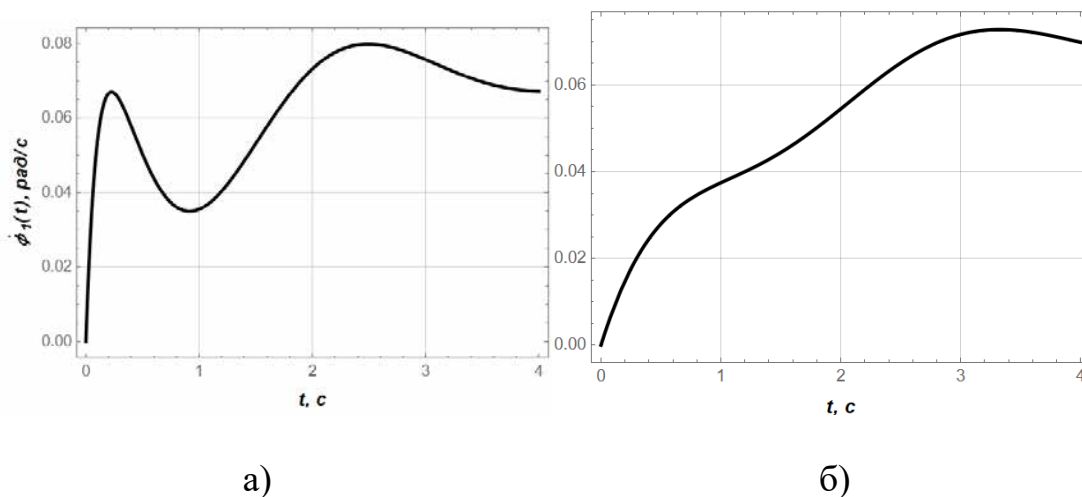


Рисунок 2.9 - Зміна кутової швидкості за часом при зміні коефіцієнта

$$\delta R \text{ а) } \delta R = 5 \cdot 10^{-12}; \delta R = 5 \cdot 10^{-11}$$

На графіках видно, що коефіцієнт  $\delta R$  має вплив на початок графіка, збільшення цього коефіцієнту робить його більш плавним, графік швидкості виходить на номінальну швидкість.

Наступним дослідимо коефіцієнт  $\delta Position$ . Початкове значення якого  $\delta Position = 10^{-8}$ ; зменшивши коефіцієнт  $\delta PositionR = 10^{-25}$  отримаємо наступні графіки.

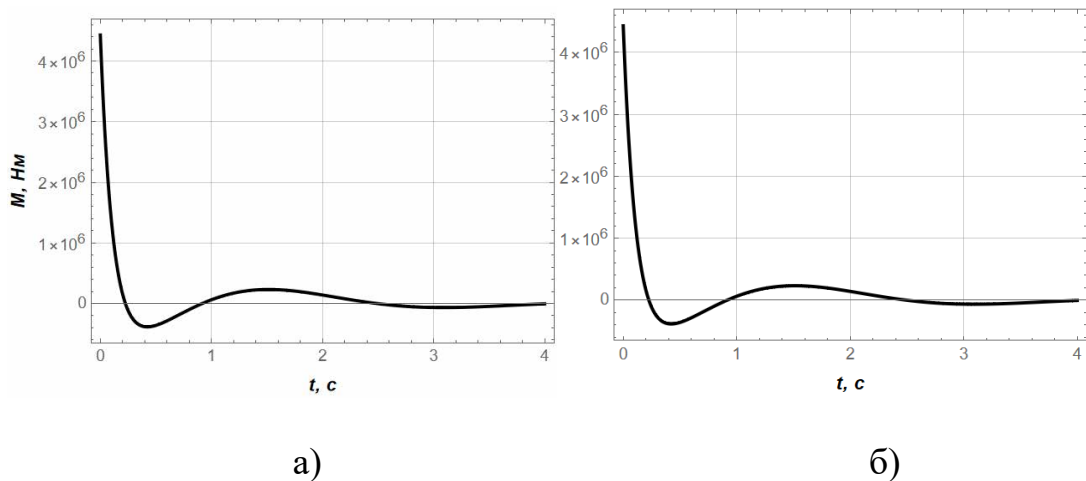


Рисунок 2.10 - Зміна крутного моменту за часом при зміні коефіцієнта  $\delta Position$  а)  $\delta Position = 10^{-8}$ ;  $\delta PositionR = 10^{-25}$

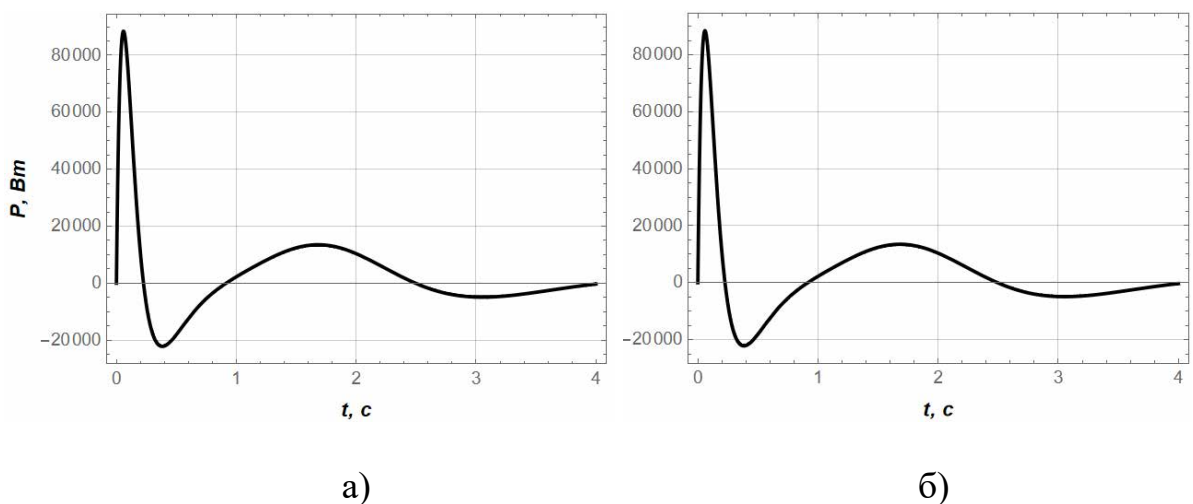


Рисунок 2.11 - Зміна потужності за часом при зміні коефіцієнта  $\delta Position$  а)  $\delta Position = 10^{-8}$ ;  $\delta PositionR = 10^{-25}$

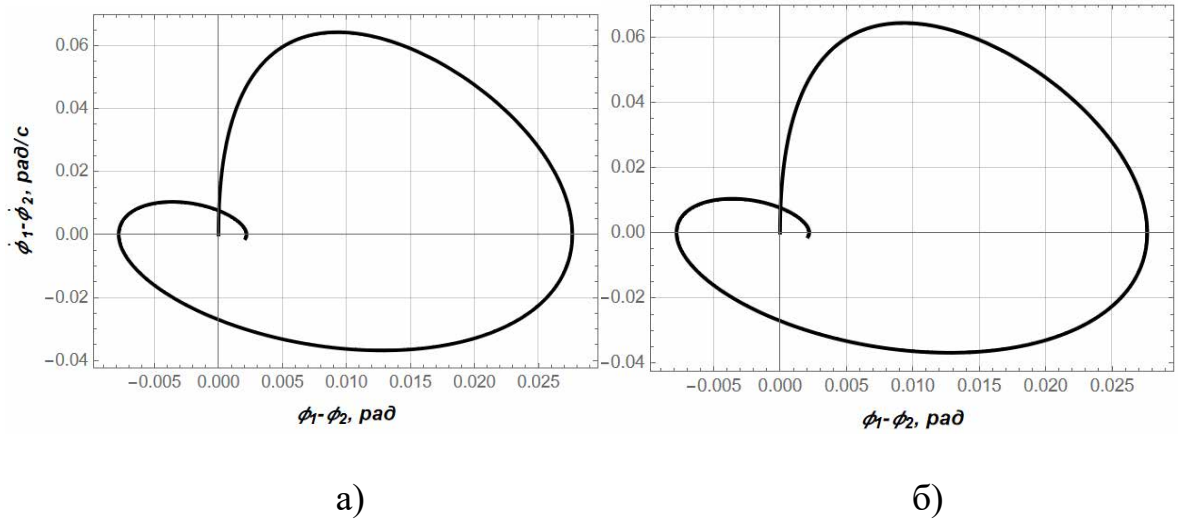


Рисунок 2.12 - Зміна відхилення за часом при зміні коефіцієнта

$\delta\text{Position}$  а)  $\delta\text{Position} = 10^{-8}$ ;  $\delta\text{PositionR} = 10^{-25}$

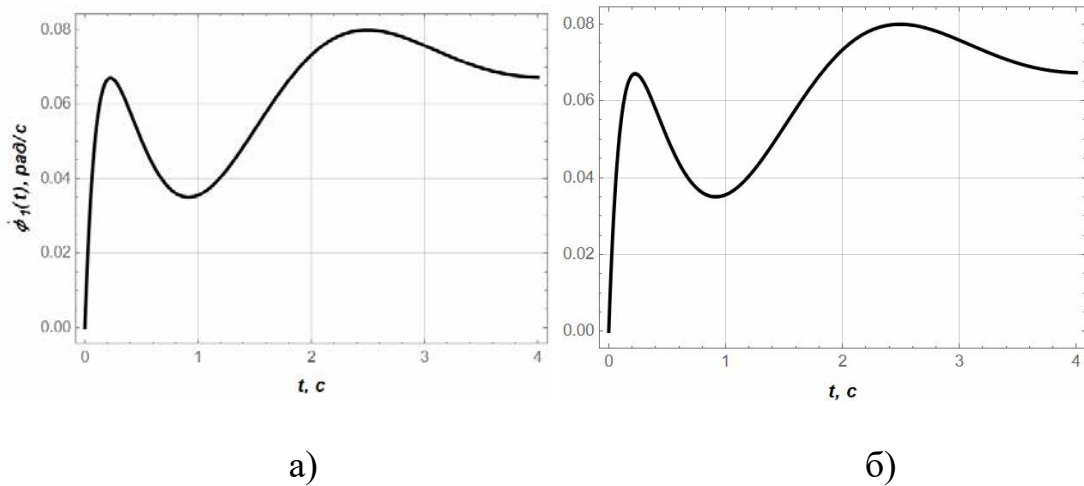


Рисунок 2.13 - Зміна кутової швидкості за часом при зміні коефіцієнта

$\delta\text{Position}$  а)  $\delta\text{Position} = 10^{-8}$ ;  $\delta\text{PositionR} = 10^{-25}$

Аналізуючи графіки на рисунках 2.10-2.13 можемо дійти висновку, що зменшення коефіцієнту  $\delta\text{Position}$  нижче початкового не приносить результату, графіки є незмінними.

Іншим є результат при збільшенні цього показника. Нехай  $\delta\text{PositionR} = 10^3$ , тоді отримаємо наступні результати.

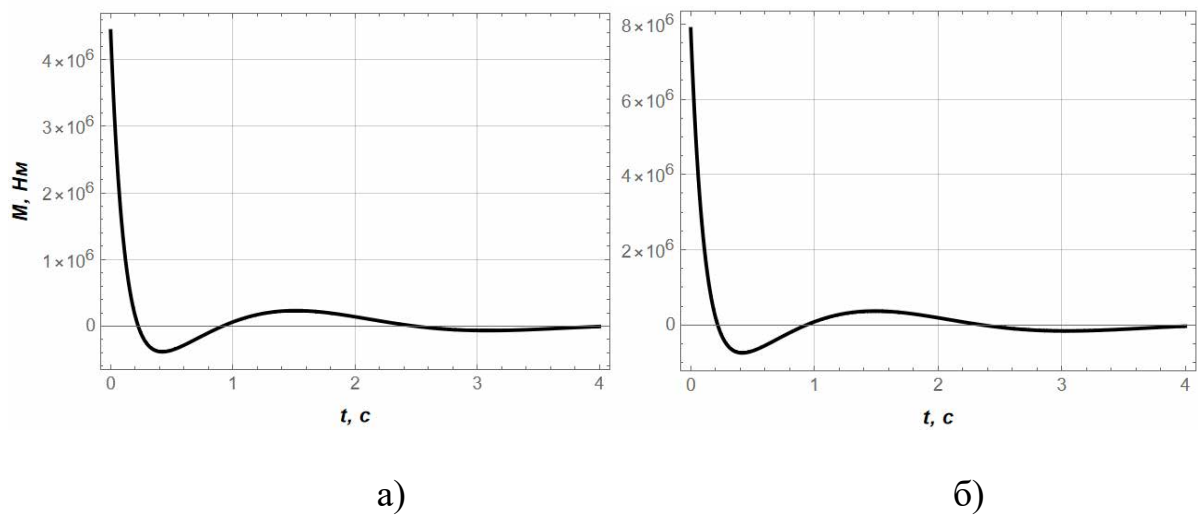


Рисунок 2.14 - Зміна крутного моменту за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Position}$  а)  $\delta\text{Position} = 10^{-8}$ ;  $\delta\text{PositionR} = 10^3$

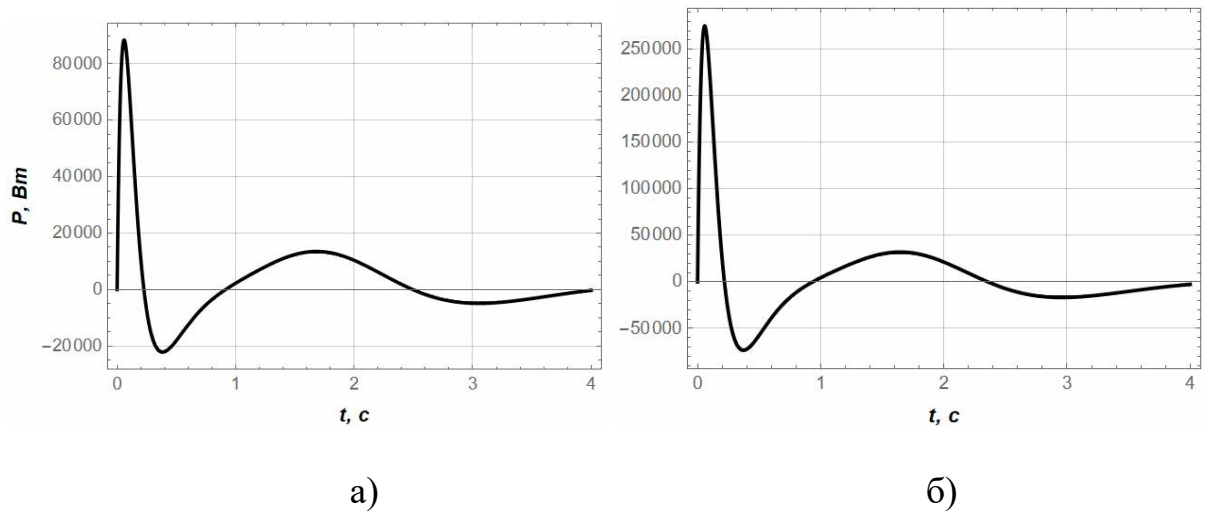


Рисунок 2.15 - Зміна потужності за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Position}$  а)  $\delta\text{Position} = 10^{-8}$ ;  $\delta\text{PositionR} = 10^3$

З графіків на рисунках 2.14-2.15 видно, що збільшення цього вагового коефіцієнту збільшує скачок на початку графіку. Тобто збільшується пікова потужність.

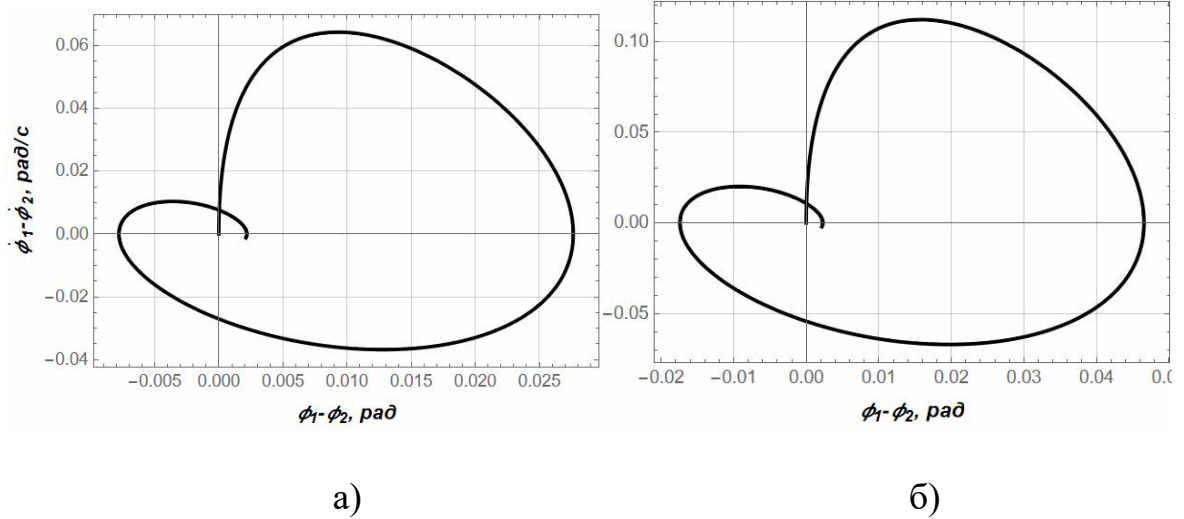


Рисунок 2.16 - Зміна відхилення за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Position}$  а)  $\delta\text{Position} = 10^{-8}$ ;  $\delta\text{PositionR} = 10^3$

Відхилення від початкового значення зменшилось.

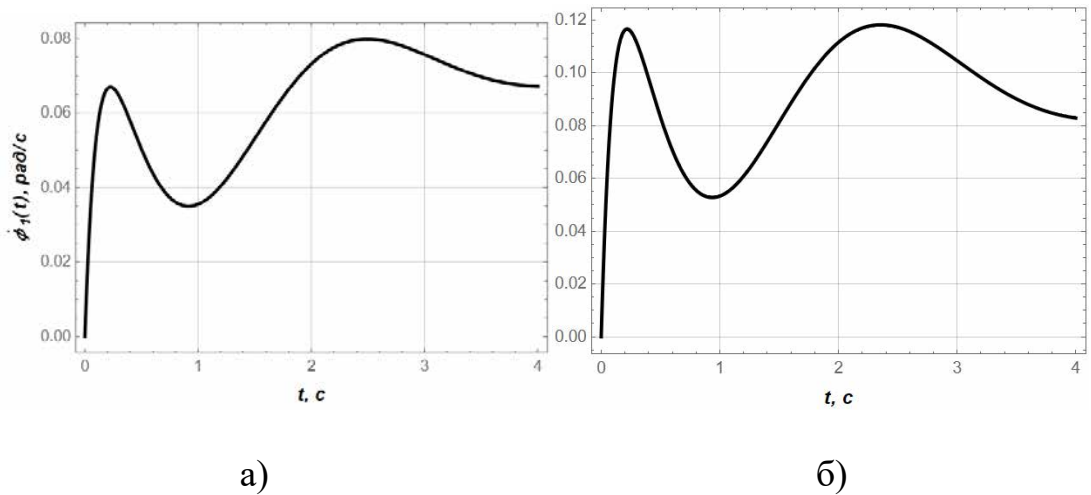


Рисунок 2.17 - Зміна кутової швидкості за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Position}$  а)  $\delta\text{Position} = 10^{-8}$ ;  $\delta\text{PositionR} = 10^3$

З графіку швидкості видно, що маємо перерегулювання.

Останнім дослідимо вплив вагового коефіцієнту  $\delta Velocity$ , якщо початкове значення  $\delta Velocity = 10^4$ , зменшимо його на один порядок  $\delta Velocity = 10^3$ . Результат наведено на рисунках 2.18-2.21.

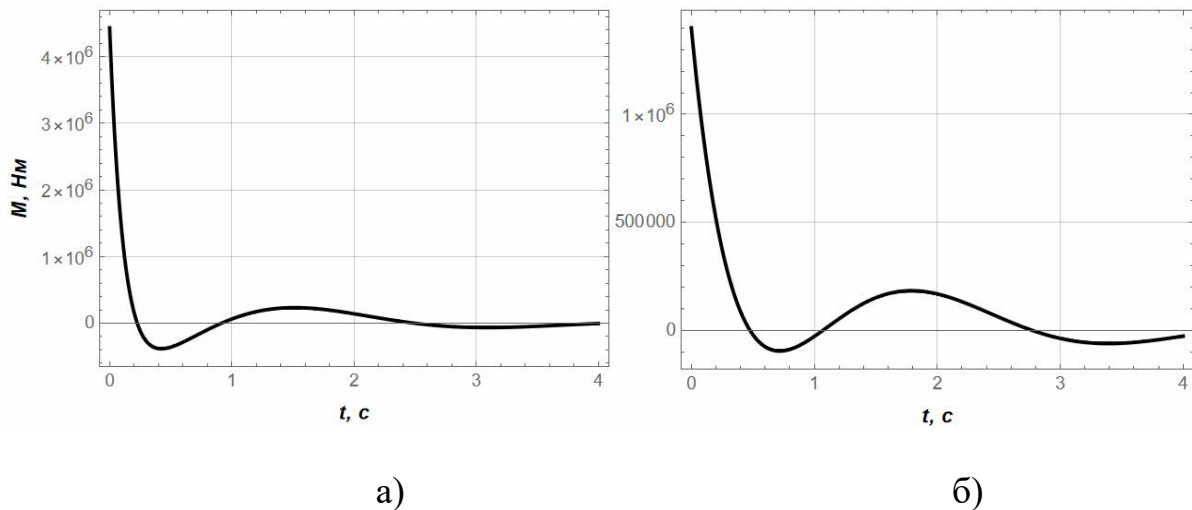


Рисунок 2.18 - Зміна крутного моменту за часом при зміні коефіцієнта  $\delta Velocity$  а)  $\delta Velocity = 10^4$ ; б)  $\delta Velocity = 10^3$

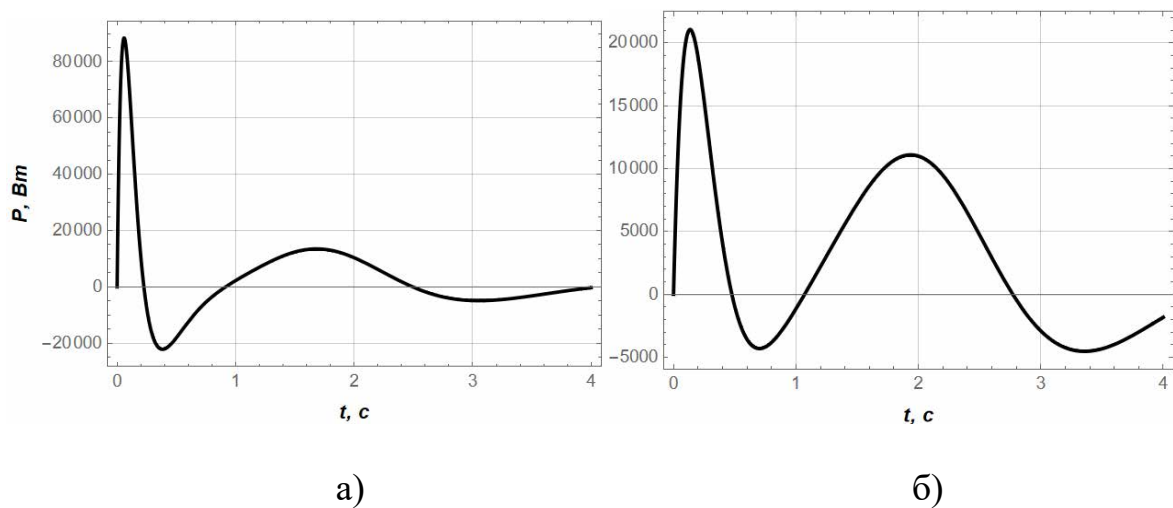


Рисунок 2.19 - Зміна потужності за часом при зміні коефіцієнта  $\delta Velocity$  а)  $\delta Velocity = 10^4$ ; б)  $\delta Velocity = 10^3$

Аналізуючи графіки на рисунках 2.18-2.19 видно, що графік не досягає 0, є певний вплив на плавність графіка.

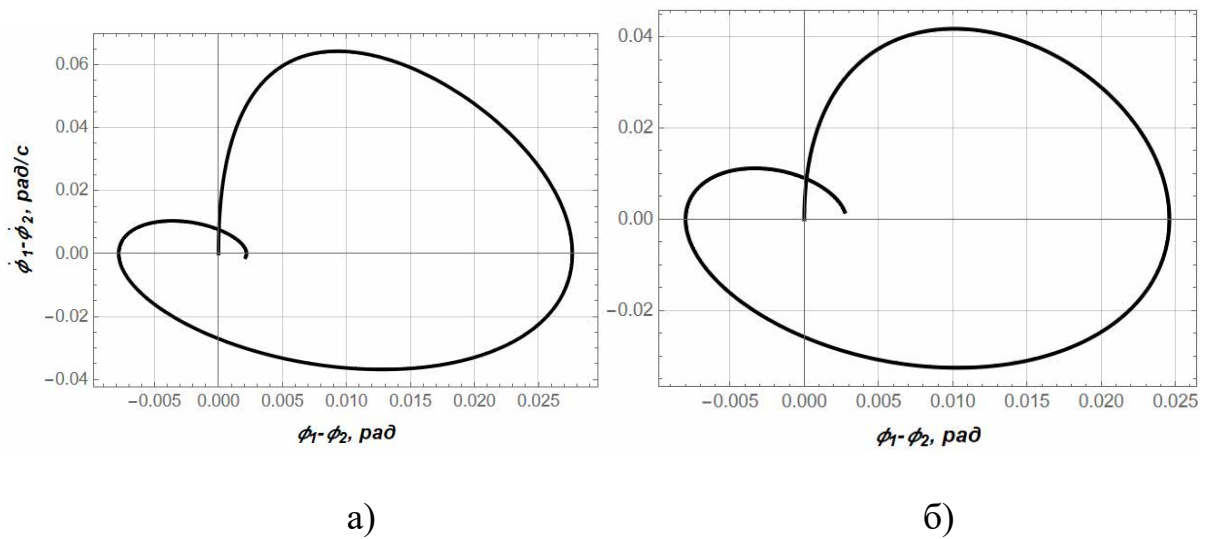


Рисунок 2.20 - Зміна відхилення за часом при зміні коефіцієнта  
 $\delta\text{Velocity}$  а)  $\delta\text{Velocity} = 10^4$ ; б)  $\delta\text{Velocity} = 10^3$

Відхилення від початкового значення збільшилось.

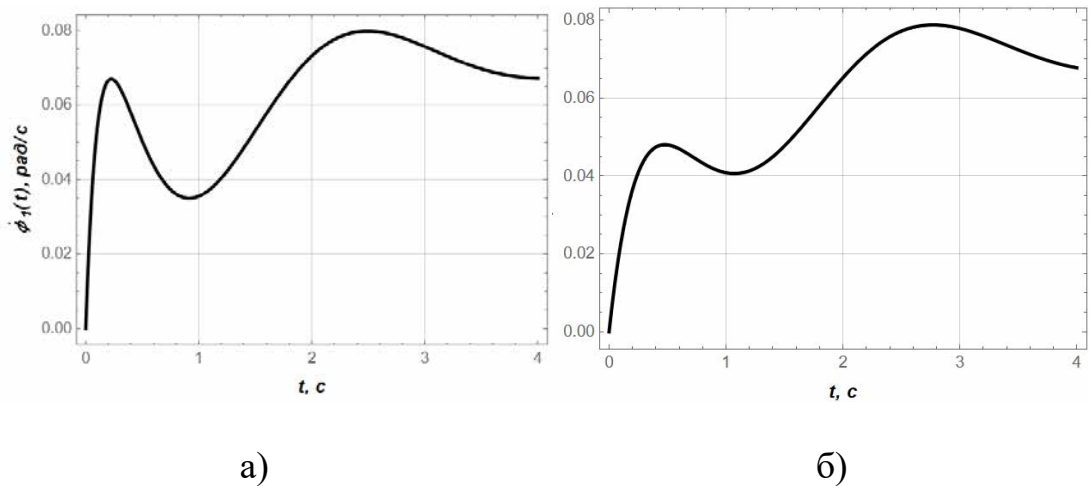


Рисунок 2.21 - Зміна кутової швидкості за часом при зміні коефіцієнта  
 $\delta\text{Velocity}$  а)  $\delta\text{Velocity} = 10^4$ ; б)  $\delta\text{Velocity} = 10^3$

На рисунку 2.21 можна побачити, що графік стає більш плавним, але не досягає номінальної швидкості.

Якщо збільшити цей ваговий коефіцієнт  $\delta\text{Velocity} = 10^5$  отримаємо наступні результати зображені на рисунках 2.22-2.25

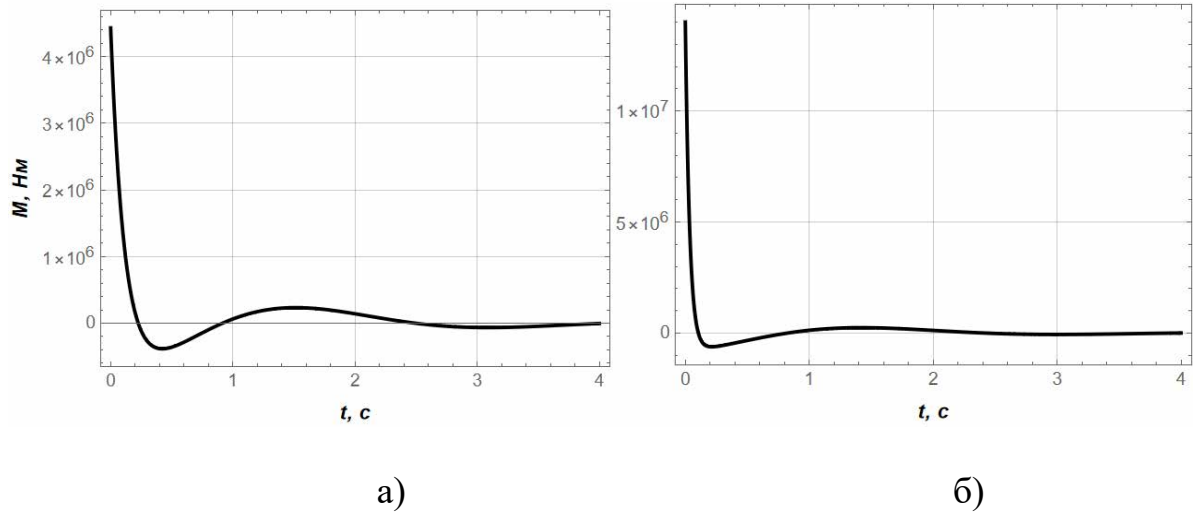


Рисунок 2.22 - Зміна крутного моменту за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Velocity}$  а)  $\delta\text{Velocity} = 10^4$ ; б)  $\delta\text{Velocity} = 10^5$

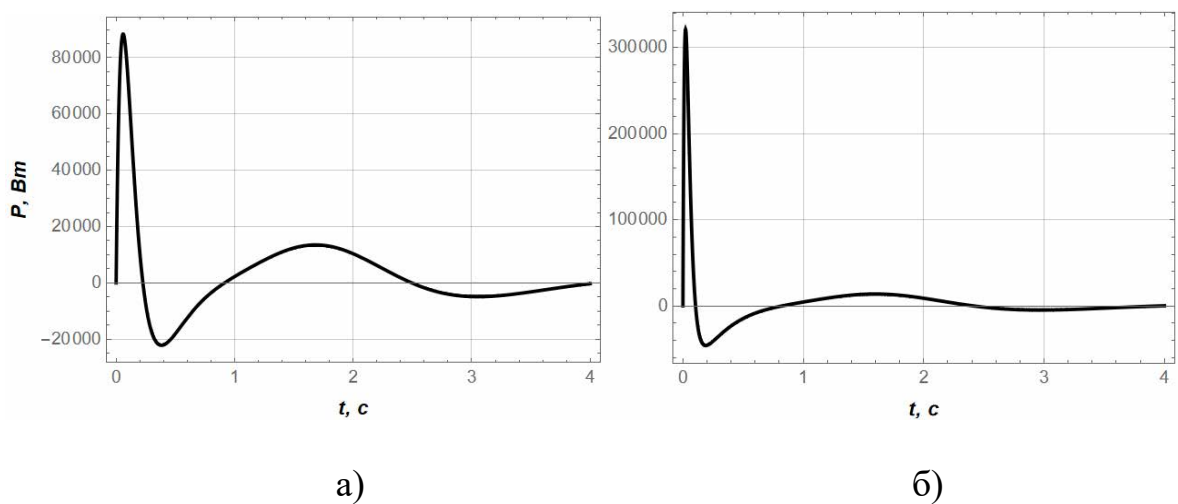


Рисунок 2.23 - Зміна потужності за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Velocity}$  а)  $\delta\text{Velocity} = 10^4$ ; б)  $\delta\text{Velocity} = 10^5$

З перших двох графіків видно, що графіки досягають 0, але мають різкі скачки на їх початку.

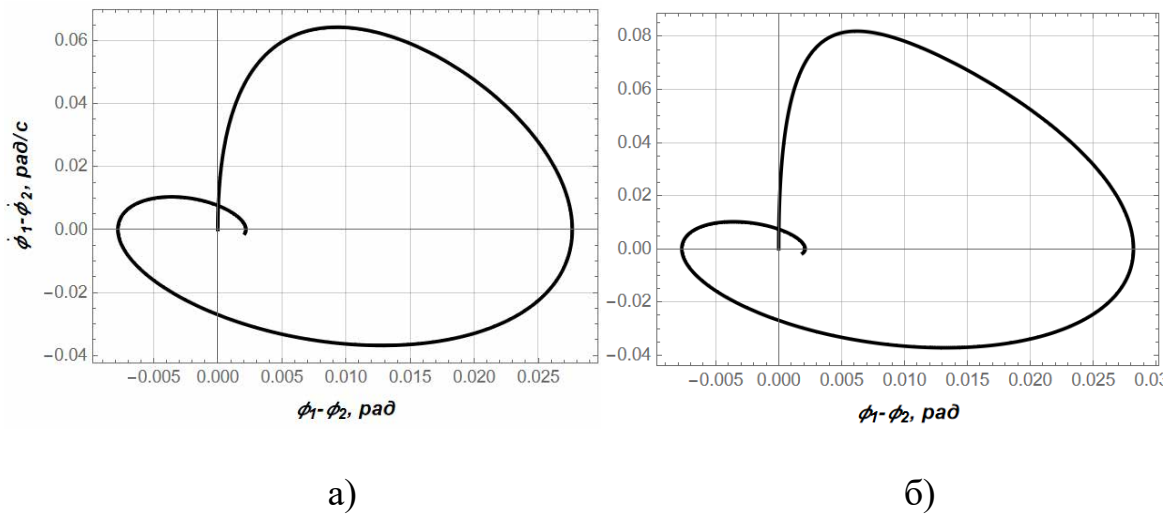


Рисунок 2.24 - Зміна відхилення за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Velocity}$  а)  $\delta\text{Velocity} = 10^4$ ; б)  $\delta\text{Velocity} = 10^5$

Кінцеві відхилення майже не змінились.

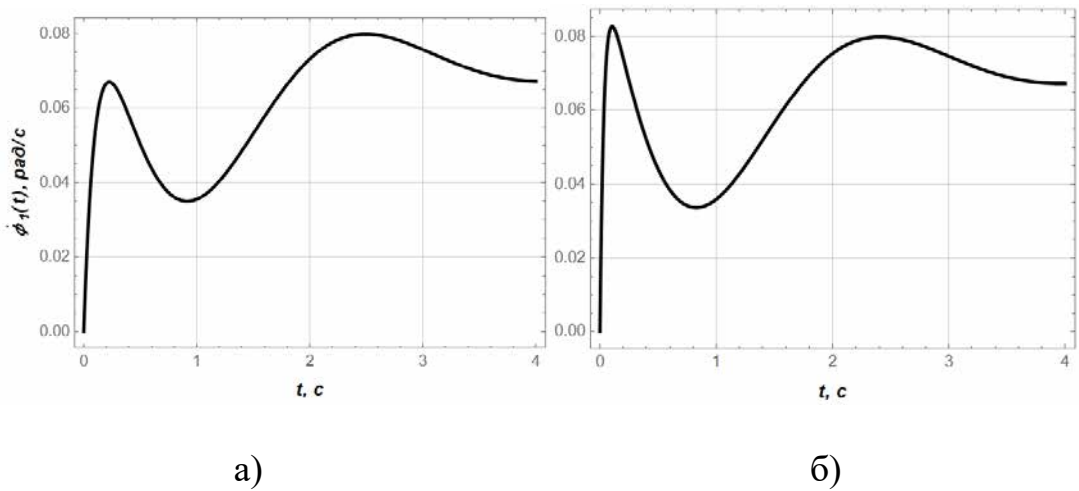


Рисунок 2.25 - Зміна кутової швидкості за часом при зміні коефіцієнта  $\delta\text{Velocity}$  а)  $\delta\text{Velocity} = 10^4$ ; б)  $\delta\text{Velocity} = 10^5$

Видно, що графік не досягнув номінальної швидкості, але скачок на початку став більш різким і з більшою амплітудою.

Отже аналізуючи вплив цих трьох коефіцієнтів можна сказати наступне.

$\delta R$  має найбільший вплив на початок графіку. При його зменшенні графік на початку стає більш різким, але графік потужності виходить в 0, але за 4 секунди графік не виходить на номінальну швидкість. При збільшенні видно, що графік стає плавним, пікова потужність зменшується, але не виходить на 0, відхилення мінімальне, а номінальна швидкість досягається, а перерегулювання відсутнє.

$\delta Position$  при значенні менше 1 майже не змінює графіки, а збільшення його може призвести до перерегулювання на графіку швидкості. Цей коефіцієнт має невеликий вплив на початок графіку.

$\delta Velocity$  має найбільший вплив на графік при зменшенні його графік потужності не досягнув 0, але зменшив амплітуду. Збільшення цього показника – збільшує амплітуду графіків, але графік потужності досягає 0.

Варто сказати, що коефіцієнти не варто задавати сильно великими, або сильно малими, оскільки тоді результат досягти важко. При цьому за час, який був обраний в 4 секунди тільки на одному графіку було досягнуто номінальної швидкості, але не виконані інші умови. Це підкреслює важливість кожного коефіцієнта в подальших розв'язаннях.

### 2.2.2 Приклади розв'язання задачі

Почнемо розв'язок різних восьми варіантів чисельних значень.

Варто сказати, що орієнтуючись на кран LIEBHERR 340 EC-B 12, який має потужність механізму повороту у 15кВт, варто старатись, щоб пікова потужність не перевищувала  $1,5 \cdot 15 = 22,5$ кВт. Графік відхилення в ідеальному варіанті має замикатись і дорівнювати нулю. Швидкість має досягати

номінальної, уникати перегулювання. Рекомендований час регулювання має бути 4 секунди.

1) У першому варіанті: довжина гнучкого підвісу 3м, виліт вантажу 3м, маса вантажу 150кг.

Було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R=5 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta \text{Position}=3$ ;  $\delta \text{Velocity}=8 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

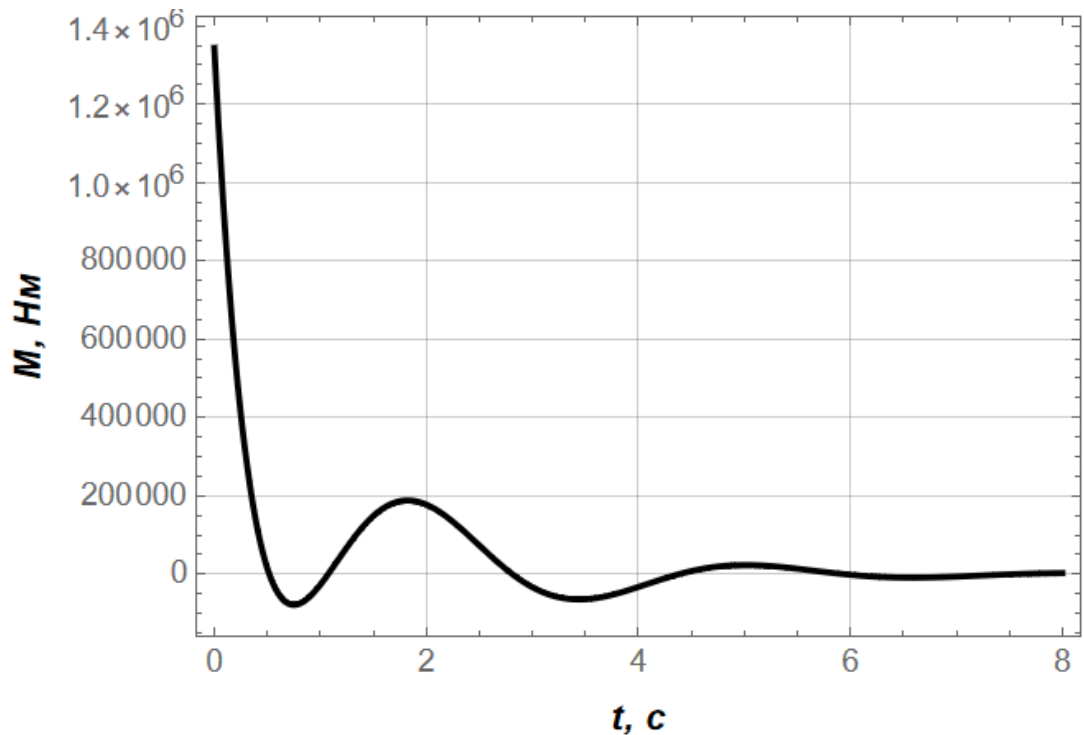


Рисунок 2.26 – Графік зміни крутного моменту від часу для першого варіанту

З графіку видно, що на початку крутний момент різко зростає, а потім поступово згасає і виходить на 0.

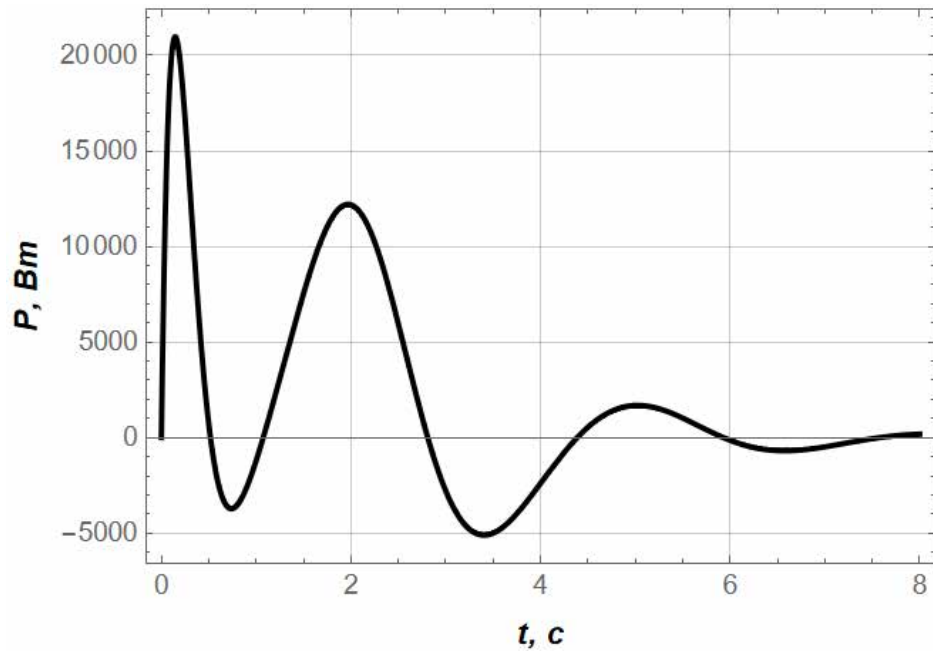


Рисунок2.27 – Графік зміни потужності від часу для першого варіанту

Графік потужності на піку досягає 20914Вт, що вважаємо допустимим варіантом. Далі коливання потужності зменшується.

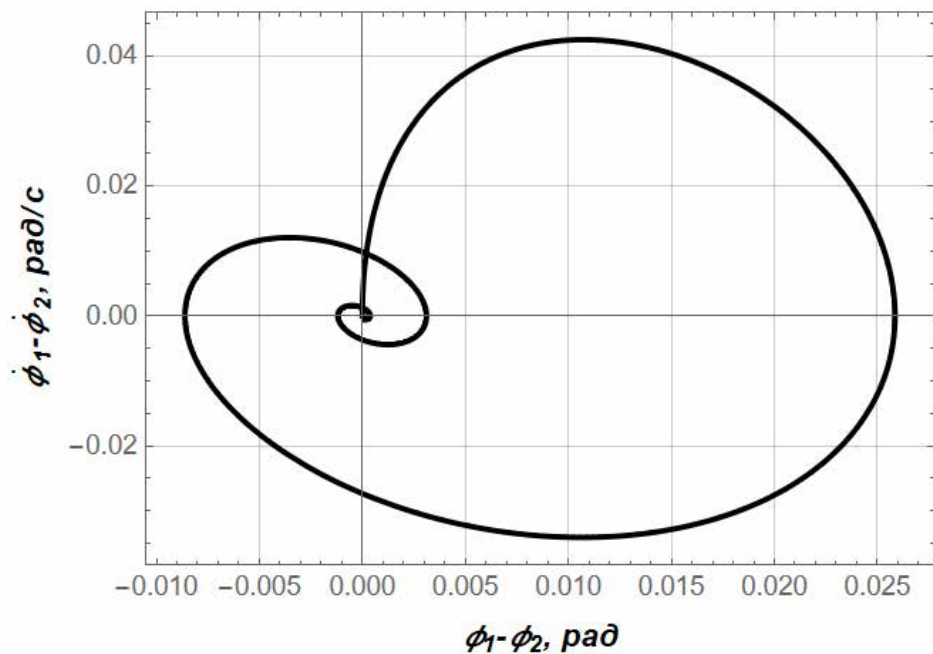


Рисунок2.28 – Графік відхилення для першого варіанту

Графік відхилення вантажу замикається, а це означає відсутність відхилень.

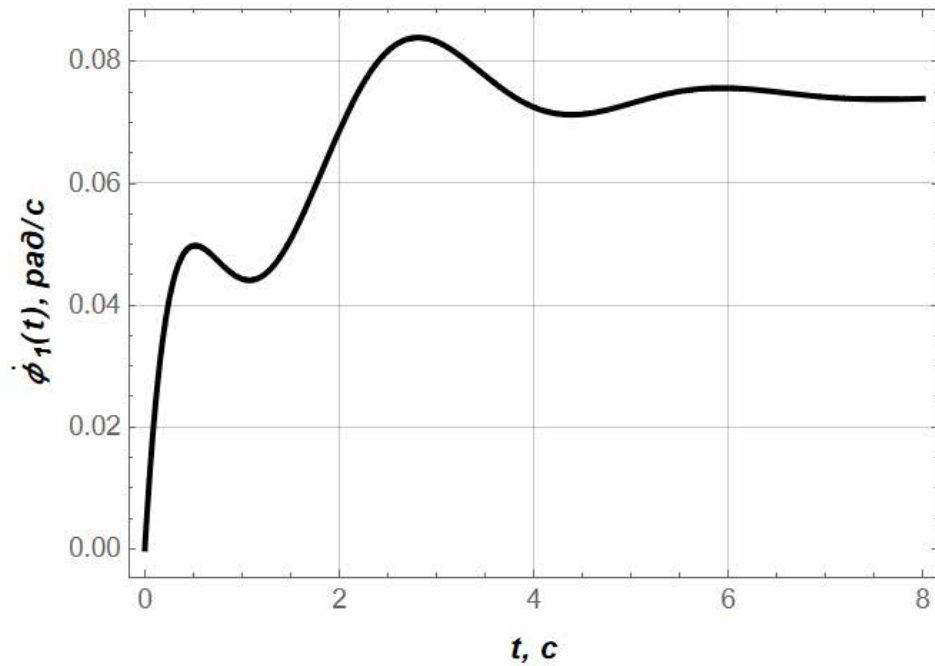


Рисунок 2.29 – Графік виходу на номінальну швидкість для першого варіанту

З графіку швидкості видно, що номінальна швидкість досягається за 4 секунди, а далі відбувається невелике перерегулювання.

Графіки дослідження варіантів з 2 по 7 наведемо в Додатку А.

8) Розв'язуючи останній варіант у якому довжина гнучкого підвісу 10м, виліт вантажу 20м, маса вантажу 7500кг, було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R = 3 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta \text{Position} = 1$ ;  $\delta \text{Velocity} = 3 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

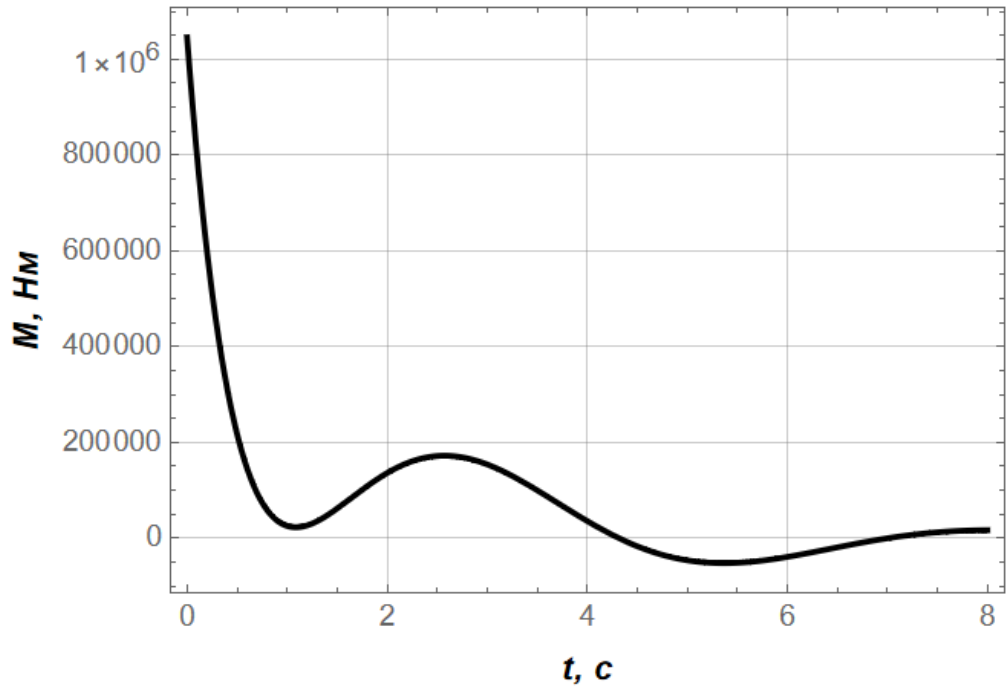


Рисунок 2.30 – Графік зміни крутного моменту від часу для восьмого варіанту

На початку графік різко падає і поступово затихає в кінці майже досягаючи 0.

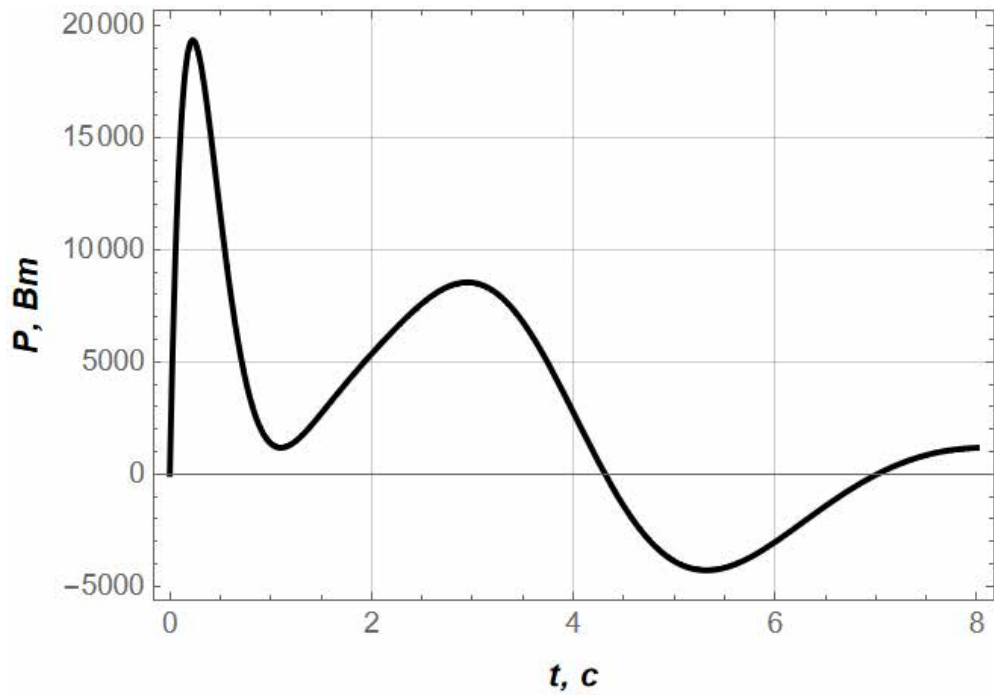


Рисунок 2.31 – Графік зміни потужності від часу для восьмого варіанту

Графік потужності на піку досягає 19332Вт, що вважаємо допустимим варіантом. Далі коливання потужності згасають, але в кінці ми так і не досягнули 0.

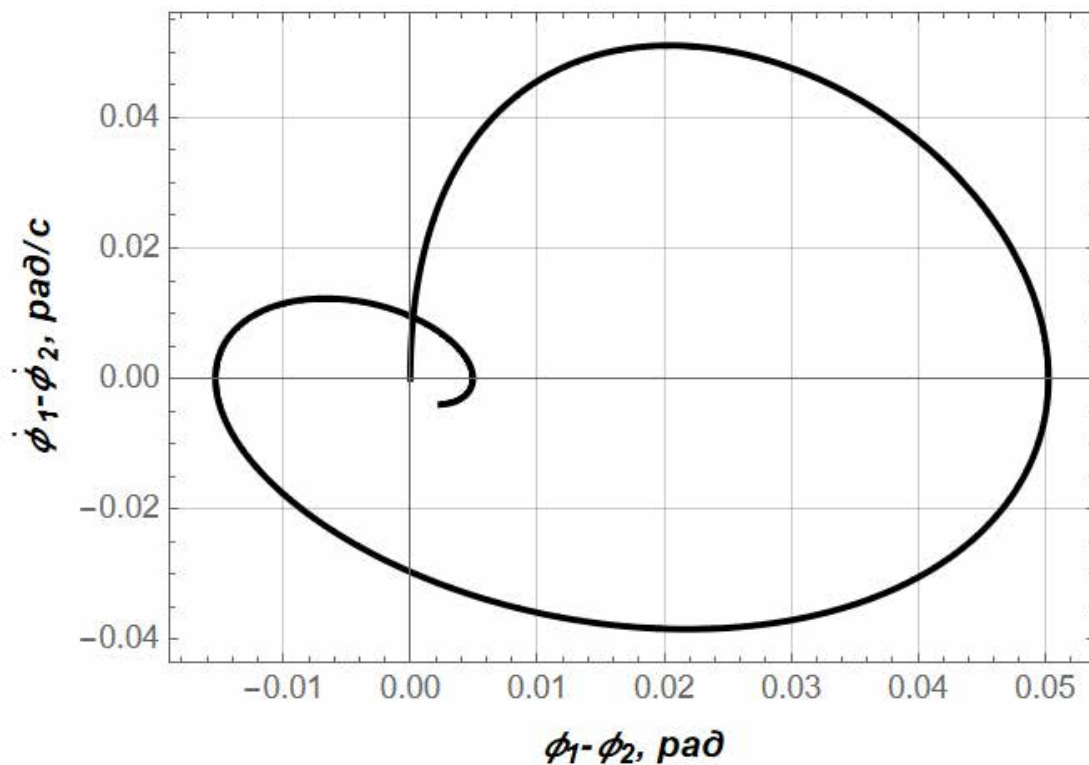


Рисунок2.32 – Графік відхилення для восьмого варіанту

Графік відхилення вантажу не замикається, вкінці відхилення складають 0.0024 радіана, що приблизно рівно  $0.15^\circ$ . Взавши довжину гнучкого підвісу, який складає 10м, то отримаємо приблизне відхилення на кінці у 26мм. Це відхилення є незначним.

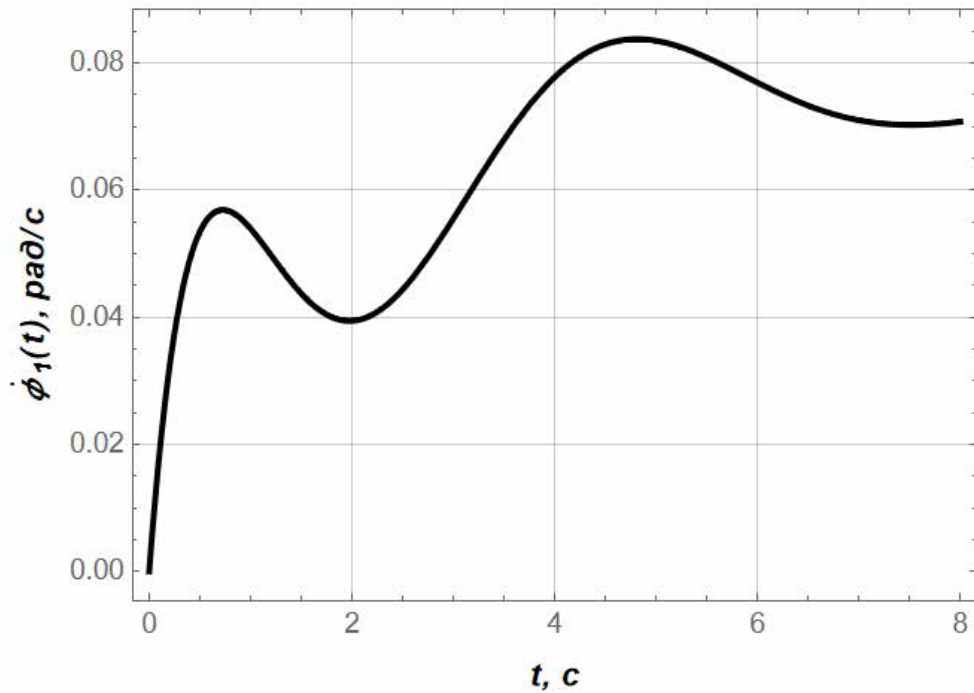


Рисунок 2.33 – Графік виходу на номінальну швидкість для першого варіанту

На графіку видно, що за період часу в 8с наша система виходить на номінальну швидкість.

Отримані результати нас задовольняють. Якщо брати менший час регулювання графік відхилень не замикається, а отже там будуть відхилення вантажу. У загальному варто сказати, що ідеальних результатів досягнути важко і при покращенні одного результату ми отримаємо погіршення іншого параметру.

### 2.3 Аналіз отриманих результатів

Для аналізу отриманих результатів було створено таблиці в якій занесено всі отримані результати для вісьмох варіантів за час  $T = 8$  с. Використовуючи дані занесені в цю таблицю, проаналізуємо залежності, які виникли від вхідних параметрів змінних системи і отриманих значень рушійного моменту, потужності та відхилення.

Таблиця 2.1 – Отримані результати рушійного моменту, потужності і відхилень в залежності від заданих параметрів для варіантів 1-4.

Показник або характеристика	Варіант			
	1	2	3	4
Довжина гнучкого підвісу, м	3	10	3	10
Виліт вантажу, м	3	3	20	20
Маса вантажу, кг	150	150	150	150
Середньоквадратичне значення рушійного моменту, Нм	169724	148472	137584	142247
Середньоквадратичне значення потужності, Вт	5518,99	4728,48	4230,58	4541,64
Середньоквадратичне значення відхилення каната від вертикалі, рад	0,00893	0,02209	0,00815	0,02207
Максимальне значення рушійного моменту, Нм	1,3436 · 10 <sup>6</sup>	974379	989988	906146
Максимальне значення потужності, Вт	20959,4	16286,8	13462,6	14907,9
Максимальне значення відхилення каната від вертикалі, рад	0,02586	0,04863	0,02308	0,04831

Таблиця 2.2 – Отримані результати рушійного моменту, потужності і відхилень в залежності від заданих параметрів для варіантів 5-8

Параметр	Варіант			
	5	6	7	8
Довжина гнучкого підвісу, м	3	10	3	10
Виліт вантажу, м	3	3	20	20
Маса вантажу, кг	7500	7500	7500	7500
Середньоквадратичне значення рушійного моменту, Нм	163073	166115	173152	170745
Середньоквадратичне значення потужності, Вт	4956,69	5338,13	5773,13	5855,66
Середньоквадратичне значення відхилення каната від вертикалі, рад	0,00837	0,02235	0,00808	0,02225
"Максимальне значення рушійного моменту, Нм"	$1,31 \cdot 10^6$	$1,16485 \cdot 10^6$	$1,08482 \cdot 10^6$	$1,0458 \cdot 10^6$
Максимальне значення потужності, Вт	19369,2	20501,8	17388,3	19336,6
Максимальне значення відхилення каната від вертикалі, рад	0,02434	0,04986	0,02394	0,05028

Аналізуючи дані таблиці, можна виокремити наступні залежності між параметрами довжини гнучкого підвісу, виліту вантажу та його маси і їхній вплив на інші характеристики.

Зі збільшенням маси вантажу від 150 до 7500кг середньоквадратичне значення рушійного моменту зростає до 20%. Це пояснюється тим, що для утримання більшого вантажу потрібні більші зусилля. Крім того, при більшій масі вантажу максимальне значення рушійного моменту також збільшується, що необхідно для забезпечення стабільності та маневрування крана.

Середньоквадратичне значення потужності збільшується до 27% зі зростанням маси вантажу від 150 до 7500кг, оскільки підйом та утримання важчого вантажу вимагає більше енергії. Максимальні значення потужності також зростають при збільшенні маси, що є необхідним для стабільної роботи механізму в умовах великого навантаження.

Зі збільшенням довжини гнучкого підвісу від 3 до 10м, середньоквадратичне значення відхилення каната від вертикалі збільшується приблизно пропорційно від 0.022 до 0.008. Це пояснюється тим, що довший підвіс схильний до більшого коливання під впливом інерційних сил, що веде до збільшення амплітуди відхилень.

Зі збільшенням виліту вантажу від 3 до 20м зростає середньоквадратичне і максимальне значення рушійного моменту приблизно на 6%. На перших чотирьох варіантах цього не видно через не досконале обрання вагових коефіцієнтів. Це пов'язано з тим, що більший виліт створює більший важіль, вимагаючи додаткових зусиль для утримання стабільності та маневрування.

Виліт вантажу також впливає на середньоквадратичне та максимальне значення потужності. При збільшенні виліту вантажу зростає від 3 до 20м потужність збільшується на 15%, оскільки система потребує більше енергії для підтримання стабільності вантажу на відстані від осі.

Таким чином, маса вантажу та виліт вантажу є ключовими параметрами, які впливають на рушійний момент і потужність крана. Довжина гнучкого підвісу впливає здебільшого на стабільність системи, зменшуючи коливання і відхилення вантажу від вертикалі.

Таблиця 2.3 – Отримані коефіцієнти лінійно-квадратичного регулятора

Варіант	1	2	3	4
$K_1$	$2,31844 \cdot 10^7$	$9,48845 \cdot 10^6$	$1,73635 \cdot 10^7$	$8,74067 \cdot 10^6$
$K_2$	$-2,26945 \cdot 10^7$	$-9,26484 \cdot 10^6$	$-1,73633 \cdot 10^7$	$-8,51707 \cdot 10^6$
$K_3$	$1,97861 \cdot 10^7$	$1,34996 \cdot 10^7$	$1,65339 \cdot 10^7$	$1,27387 \cdot 10^7$
$K_4$	$-1,57166 \cdot 10^6$	-27128,5	$-2,39161 \cdot 10^6$	-240925
Варіант	5	6	7	8
$K_1$	$2,35416 \cdot 10^7$	$1,12624 \cdot 10^7$	$1,22965 \cdot 10^7$	$7,58442 \cdot 10^6$
$K_2$	$-2,35394 \cdot 10^7$	$-1,09886 \cdot 10^7$	$-1,22945 \cdot 10^7$	$-7,32622 \cdot 10^6$
$K_3$	$2,02499 \cdot 10^7$	$1,54095 \cdot 10^7$	$1,55813 \cdot 10^7$	$1,32563 \cdot 10^7$
$K_4$	$-1,5401 \cdot 10^6$	683460	-87873	$1,16774 \cdot 10^6$

Отримані коефіцієнти  $K_1, K_2, K_3, K_4$  є частинами налаштувань лінійно-квадратичного регулятора (LQR), який використовується для забезпечення оптимального керування системою. Ці коефіцієнти дозволяють регулятору мінімізувати відхилення від бажаних значень та забезпечити стабільну й ефективну роботу механізму.

## РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СХЕМИ СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМОМ ПОВОРОТУ

### 3.1 Розробка структурної схеми системи керування

Необхідно розробити спеціальну систему для практичного керування механізмом повороту баштового крана.

Дана система керування механізмом повороту повинна мати такі основні властивості[19]:

- за допомогою датчиків зчитувати необхідні параметри при роботі;
- використовуючи бортовий комп'ютер виконувати розрахунки сигналу для керування електроприводом;
- запобігати виникнення аварійних ситуацій.

На рисунку 3.1 зображена запропонована структурна схема.

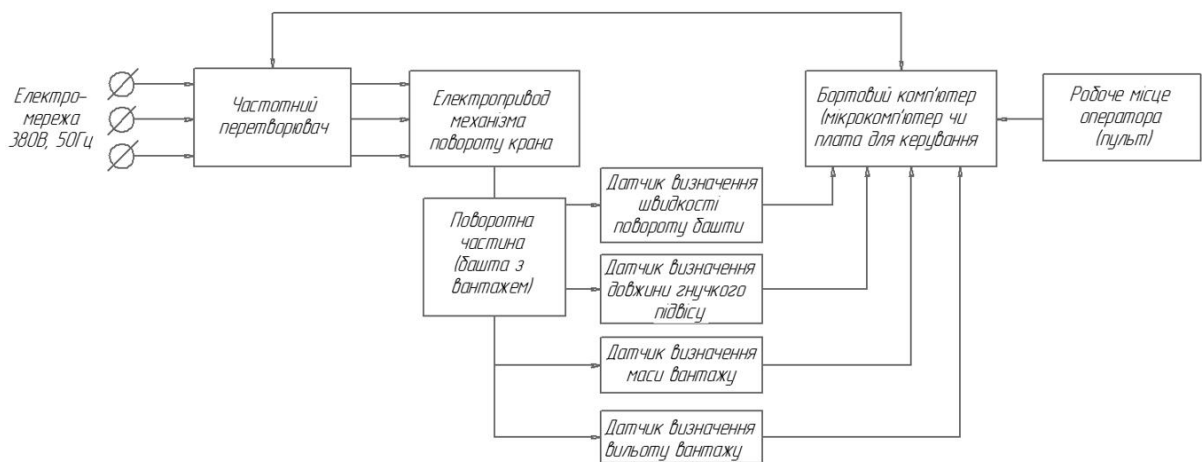


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд структурної схеми для керування механізмом повороту баштового крана

Ця схема представляє систему керування механізмом повороту баштового крана і включає основні компоненти та їх взаємодію для забезпечення стабільного і точного управління.

Опишемо принцип роботи даної схеми.

Електромережа (380 В, 50 Гц) подає живлення до частотного перетворювача, що забезпечує регульоване електроживлення для механізму.

Частотний перетворювач отримуючи живлення від електромережі, змінює частоту та напругу для керування швидкістю електроприводу механізму повороту. Це забезпечує плавність руху та контрольоване гальмування крана.

Електропривод механізму повороту крана отримує сигнали від частотного перетворювача і здійснює поворотну дію на башту з вантажем. Частотний перетворювач дозволяє регулювати швидкість обертання для підвищення точності.

У системі використовуються три основних типи датчиків:

- датчик визначення швидкості повороту башти, який контролює поточну швидкість обертання, забезпечуючи зворотний зв'язок для оптимального керування.
- датчик визначення довжини гнучкого підвісу, який вимірює довжину троса, на якому висить вантаж, що допомагає в розрахунках для стабілізації вантажу.
- датчик визначення маси вантажу, який вимірює вагу підвішеного вантажу, що також враховується при обчисленні оптимальної швидкості обертання і моменту зупинки.
- датчик визначення вильоту вантажу, який вимірює довжину троса до візка.

Бортовий комп'ютер (мікроконтролер чи плата для керування) збирає дані від датчиків і формує команди для частотного перетворювача на основі отриманих параметрів (швидкість обертання, довжина підвісу, маса

вантаж). Комп'ютер обробляє інформацію, оптимізуючи роботу механізму повороту для досягнення необхідної точності і стабільності руху.

Робоче місце оператора (пульт), де оператор має можливість керувати краном за допомогою пульта, передаючи команди на бортовий комп'ютер, який відповідно налаштовує частотний перетворювач і приводи. Це дозволяє оператору контролювати поворот, швидкість та положення крана в реальному часі.

У загальному оператор через пульт задає параметри руху, бортовий комп'ютер обробляє команди та зчитує дані з датчиків для точного контролю повороту крана. Частотний перетворювач регулює швидкість електроприводу, що забезпечує плавний поворот і контроль вібрацій.

### **3.2 Розробка рекомендацій стосовно апаратної частини системи**

Для успішної реалізації оптимального керування системою баштового крана важливим є правильний вибір апаратних компонентів. Це включає вибір мікроконтролерів, які забезпечуватимуть автоматизацію процесу, датчиків для вимірювання необхідних параметрів, таких як положення візка, кут нахилу стріли, маса вантажу, та частотного перетворювача для керування приводами крана. Правильний вибір цих пристроїв дозволяє підвищити надійність системи, забезпечити її тривалу експлуатацію та підвищити точність і безпеку процесу керування[20].

Частотні перетворювачі є важливими компонентами в керуванні вантажопідійомними механізмами баштових кранів. Застосування частотних перетворювачів із векторним керуванням, що забезпечують зворотний зв'язок по положенню і швидкості двигуна, є доцільним для оптимального регулювання електромагнітного моменту, особливо в перехідних режимах роботи. Використання скалярного керування, при якому амплітуда напруги

змінюється пропорційно до частоти, не забезпечує достатньої енергоефективності та надійності для вантажопідйомних машин[21].

Обов'язковими функціями частотних перетворювачів для приводів повороту крана і зміни вильоту вантажу є можливість моніторингу навантаження, наявність захисту від перевантажень і коротких замикань, самодіагностика, взаємодія з мікропроцесорною системою керування, гнучкі налаштування, можливість створення високого пускового крутного моменту, а також підтримка різних типів гальмування (рекуперативного, електродинамічного, механічного).

Для вирішення завдань керування приводами вантажопідйомних машин виробники частотних перетворювачів виділяють спеціалізовані лінійки продуктів, серед яких найбільш поширеними є Schneider Electric[23] (Altivar ATV320, Altivar Machine ATV340, Altivar Process ATV900), Siemens[22] (MICROMASTER 440, SINAMICS V20, SINAMICS S120), Mitsubishi[24] Electric (FR-A800, FR-F800, FR-D700), Danfoss[25] (VLT AutomationDrive FC 302, VLT Micro Drive FC 51, VLT Lift Drive LD 302), ABB[26] (ACS880, ACS580, ACS355) і Rockwell Automation (Allen-Bradley)[28] (MicroLogix 1400, CompactLogix, ControlLogix)

Рекомендую вибрати частотний перетворювач Siemens SINAMICS S120, оскільки він підтримує векторне керування з рекуперацією, що забезпечує високу точність і енергоефективність. Перетворювач має модульну структуру, гнучкі налаштування та надійну підтримку промислових протоколів зв'язку, що полегшує інтеграцію в систему керування баштовим краном..

Мікроконтролер у системі керування баштовим краном виконує кілька важливих функцій: автоматичне керування механізмами за командами оператора, взаємодію з панелями візуалізації для відображення і налаштування параметрів, обмін даними з датчиками та частотними

перетворювачами. Він також обмежує команди оператора у випадках, які можуть спричинити вихід обладнання з ладу або порушення техніки безпеки, здійснює моніторинг стану всіх компонентів системи і дозволяє налаштовувати характеристики механізмів, такі як швидкість і час розгону/гальмування.

Серед мікроконтролерів, які широко використовуються в системах вантажопідйомної техніки, популярними є серії Modicon від Schneider Electric[23] (Modicon M221, Modicon M241, Modicon M580), Simatic від Siemens[22] (Simatic S7-1200, Simatic S7-1500, Simatic S7-300), AC500 від ABB[26] (AC500, AC500-S Safety, AC500-eCo), Unitronics[27] (Vision350, UniStream, Samba) і Rockwell Automation (Allen-Bradley).

Рекомендую мікроконтролер Siemens Simatic S7-1200 — він має високу продуктивність, підтримує промислові протоколи зв'язку та забезпечує потужність для обробки сигналів у реальному часі. Завдяки гнучким можливостям розширення та сумісності з різними пристроями, цей контролер ідеально підходить для системи керування баштовим краном.

Протоколи зв'язку між мікроконтролером і периферійними пристроями є критично важливими для стабільної роботи системи. У вантажопідйомній техніці поширені такі стандарти, як Ethernet/IEEE 802.3, CAN, TTP, LAN і Modbus RTU, серед яких найбільш популярним є протокол CAN.

Рекомендую протокол CAN Open — він забезпечує надійний зв'язок, високу швидкість передачі даних і є стандартом у європейській вантажопідйомній техніці.

Для вимірювання величин, таких як довжина гнучкого підвісу вантажу, положення візка, положення стріли та її кутове положення, рекомендовано використовувати енкодери. Енкодери, що відповідають за положення візка, слід кінематично зв'язати з канатним барабаном, аналогічно до вимірювання

довжини підвісу. Енкодер для повороту крана варто розмістити з кінематичним зв'язком із баштою або стрілою, що дозволить отримувати сигнали фактичного положення без врахування люфтів у механізмах.

Енкодери повинні мати захист від навколишніх умов, таких як пил, волога, електромагнітні перешкоди, що робить важливим врахування класу захищеності IP. Точність енкодерів має забезпечуватися з урахуванням рівня похибки відповідно до діаметрів барабанів та визначених допусків, що запобігає перевантаженню мікропроцесора надлишковими даними та забезпечує коректне позиціонування механізмів крана. Серед енкодерів для контролю положення візка, довжини гнучкого підвісу та кутового положення стріли добре підходять моделі від Sick (серія DFS60)[29], Baumer (серія ITD21)[30] і Heidenhain (серія ROD 420)[31].

Датчик маси вантажу рекомендується встановлювати у вигляді тензометра S-подібного або типу "балка". S-подібний тензометр слід закріплювати в місцях з обмежувачами вантажопідйомності, наприклад, на стріловому розчалі, а "балковий" тензометр — у місці закріплення кінця каната. Всі тензодатчики мають бути таровані і відповідати умовам експлуатації за ступенем захищеності IP. HBM S9M[32] і Flintec RC3[33] добре підходять для встановлення на стрілі крана або у місці закріплення каната, забезпечуючи надійний контроль за вагою, Zemic HM9B[34] є надійним вибором для задач вимірювання вантажу в умовах зовнішнього середовища.

### **3.3 Розробка алгоритмічної частини роботи системи**

Було розроблено алгоритм роботи системи керування механізмом повороту крана, зображений на рисунку 3.2.

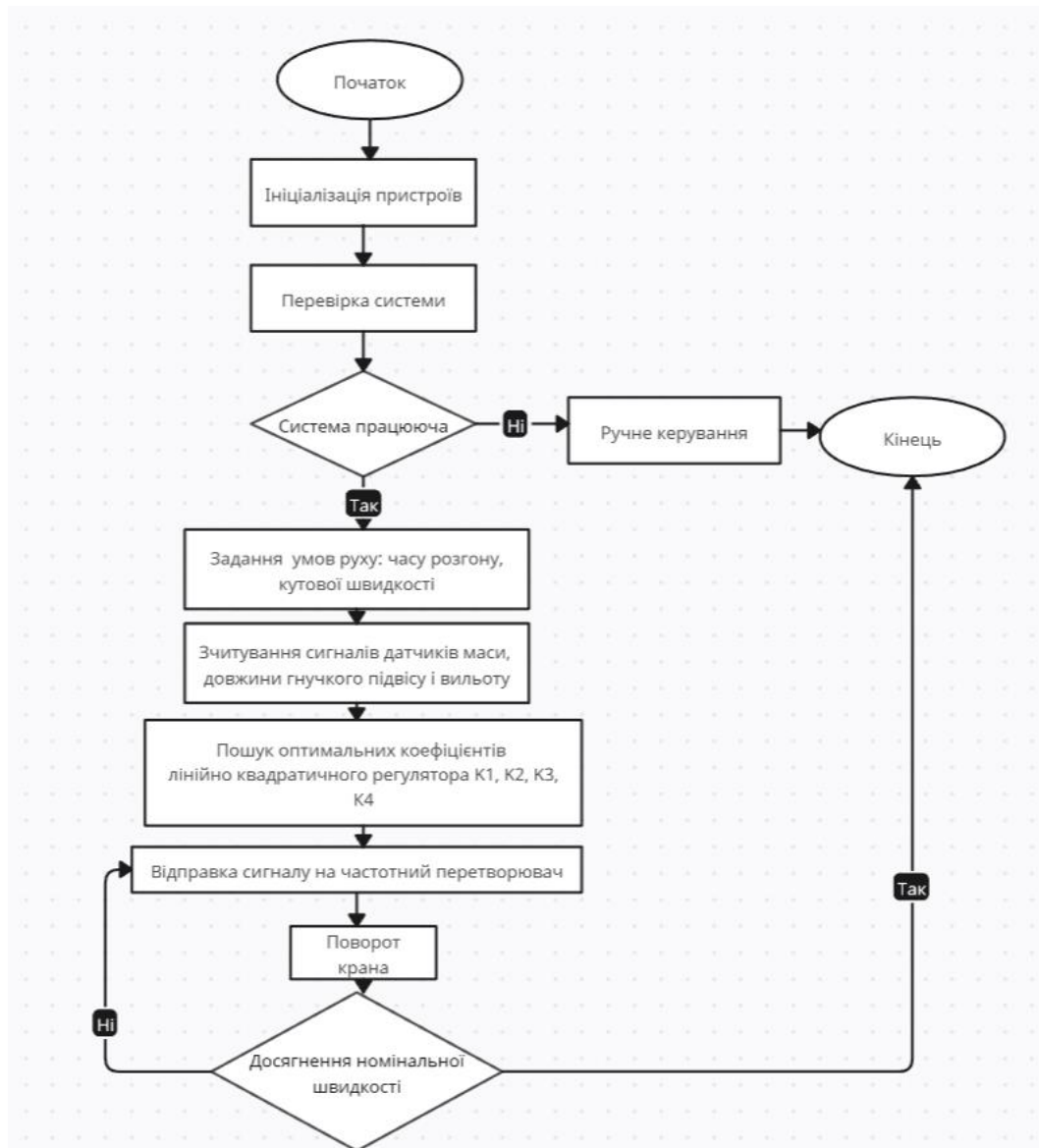


Рисунок 3.2 – Алгоритм роботи розробленої системи керування

Цей алгоритм покликаний забезпечити оптимальну роботу крана, підтримуючи безперебійну передачу команд та зчитування параметрів, необхідних для точного позиціонування та руху вантажу. Він забезпечує ефективне керування за допомогою частотного перетворювача, який адаптує роботу крана відповідно до поточних умов і параметрів, зчитаних з датчиків.

Алгоритм починається з «ініціалізації пристроїв». На цьому етапі запускаються всі необхідні компоненти системи, які забезпечують подальшу

роботу механізму. Важливо переконатися, що кожен елемент системи налаштований і готовий до експлуатації. Після ініціалізації система переходить до етапу «перевірки працездатності»: здійснюється діагностика всіх основних компонентів, що дозволяє виявити можливі збої або несправності. Якщо система виявляє неполадки, вона переходить у режим «ручного керування», що дозволяє оператору взяти контроль над механізмом вручну, забезпечуючи безпеку експлуатації. Якщо ж перевірка підтверджує справність, система переходить до наступних етапів.

Далі встановлюються «умови руху» – задаються параметри, такі як час розгону і кутова швидкість. Ці значення визначаються відповідно до специфічних умов експлуатації, забезпечуючи плавний та безпечний рух крана. Після цього система зчитує дані з «датчиків маси, довжини гнучкого підвісу і виліту». Ця інформація є важливою для точного контролю положення і параметрів вантажу, дозволяючи системі коригувати рух крана відповідно до актуальних умов.

Отримавши необхідні дані, система переходить до етапу «пошуку оптимальних коефіцієнтів лінійно-квадратичного регулятора» ( $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ ,  $K_4$ ). Ці коефіцієнти розраховуються на основі актуальних параметрів, що дозволяє налаштувати регулятор для ефективного керування рухом крана. Після цього система «відправляє сигнал на частотний перетворювач», який контролює швидкість та напрямок повороту крана, адаптуючи його рух відповідно до поточних умов і заданих параметрів.

У процесі повороту система постійно відстежує, чи було «досягнуто номінальну швидкість». Якщо номінальна швидкість ще не досягнута, алгоритм продовжує коригувати параметри руху, повторно зчитуючи дані з датчиків і відправляючи коригуючі сигнали на частотний перетворювач. Коли ж номінальна швидкість досягнута, процес вважається завершеним, і система переходить до «завершального етапу».

## РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

### 4.1 Фактори, які впливають на підвищення ефективності виконання технологічних операцій

У розробленій оптимальній системі керування роботизованим баштовим краном досягнуто низку факторів, які суттєво впливають на ефективність виконання технологічних операцій. Завдяки впровадженним технічним рішенням, таким як частотні перетворювачі з векторним керуванням, система зворотного зв'язку та лінійно-квадратичний регулятор, забезпечується підвищення точності, стабільності та безпеки роботи крана. Перерахую фактори, які впливають на ефективність.

Зменшення динамічних навантажень. Завдяки застосуванню частотних перетворювачів із векторним керуванням та впровадженню системи зворотного зв'язку, кран може більш плавно виконувати маневри підйому та переміщення вантажу. Це знижує динамічні навантаження на основні конструкційні елементи, що продовжує термін їх експлуатації та знижує ризик аварійних ситуацій.

Зменшення вібрацій і коливань вантажу. Розробка алгоритмів керування, що враховують коливальні властивості вантажу і стріли, дозволяє суттєво знизити вібрації під час роботи. Завдяки цьому вантаж під час руху залишається більш стабільним, що зменшує амплітуду коливань і ризик втрати контролю над вантажем. Використання лінійно-квадратичного регулятора (LQR) сприяє пригніченню коливань, дозволяючи досягти більш точного і безпечного позиціонування.

Ефективне використання електроенергії. Система оптимального керування забезпечує раціональне використання електроенергії за рахунок плавного запуску та зупинки механізмів, а також завдяки уникненню зайвих перехідних режимів. Це дозволяє знизити пікові навантаження на двигун і уникнути надмірного споживання енергії. Крім того, використання

рекуперативного гальмування дозволяє частково повертати енергію в систему, що підвищує загальну енергоефективність роботи крана.

Зменшення часу виконання операцій. Завдяки зниженню коливань вантажу, підвищенню стабільності роботи і плавному керуванню, операції підйому та транспортування вантажів виконуються швидше. Система зворотного зв'язку, яка точно контролює положення вантажу, скорочує час на додаткові коригування та стабілізацію. Таким чином, час виконання окремих операцій зменшується, що підвищує продуктивність та ефективність роботи.

Підвищення безпеки операцій. Розроблена система забезпечує високий рівень безпеки завдяки використанню захисних функцій частотних перетворювачів, моніторингу навантажень та контролю за коливаннями вантажу. Точне керування положенням та швидкістю крана знижує ризик аварійних ситуацій, пов'язаних з коливанням вантажу або перевантаженням системи. Крім того, система оперативно реагує на зміни в навантаженні, що знижує ймовірність поломок і сприяє захисту операторів та оточуючих.

Підбиваючи підсумки можна сказати, що завдяки цим факторам розроблена система керування дозволяє ефективно керувати баштовим краном, знижуючи експлуатаційні витрати, підвищуючи продуктивність і забезпечуючи високий рівень безпеки на робочому майданчику.

#### **4.2 Розрахунок економічної ефективності від застосування системи оптимального керування**

Розрахунок економічної ефективності проведемо ґрунтуючись на зменшенні витрат електроенергії. Для цього порівняємо результати середньоквадратичної потужності отриманої при оптимальному керуванні і

стандартному, розрахуємо кількість зекономленої енергії і економічний ефект.

Середня тривалість циклу при інтенсивному експортуванні складає  $T_c=180$ с.

Розрахуємо кількість циклів за годину роботи крана

$$N_r = \frac{3600}{T_c} = \frac{3600}{180} = 20. \quad (4.1)$$

За годину роботи баштовий кран робить 20 циклів, при цьому оптимальне керування застосовується 2 рази, з вантажем і при поверненні без вантажа.

$$N_o = N_r \cdot 2 = 40. \quad (4.2)$$

Процес виходу на номінальну швидкість за оптимальним законом складає  $T = 8$  с.

Час, який йде на регулювання, потрачений за годину.

$$T_o = N_o \cdot T = 40 \cdot 8 = 320 \text{ с.} \quad (4.3)$$

Розрахуємо кількість робочих годин протягом року.. Скористаємось наступною формулою:

$$N_p = t_d \cdot Z_k \cdot n_z \cdot K_{TO} = 8 \cdot 305 \cdot 2 \cdot 0,92 = 4489,6 \text{ год;} \quad (4.4)$$

, де  $t_d = 8$  год, кількість годин в робочій зміні;

$Z_k = 305$  – кількість робочих діб у році;

$n_z = 2$  – кількість змін;

$K_{TO} = 0,92$  – коефіцієнт використання крана за часом протягом року, який враховує технічне обслуговування.

Витрачена енергія розраховується за формулою:

$$E = W \cdot T_p, \quad (4.5)$$

де  $W$  – середньоквадратична потужність,

$T_p$  – час, який йде на регулювання за рік визначається наступним чином:

$$T_p = N_p \cdot \frac{T_0}{3600} = 4489,6 \cdot \frac{320}{3600} = 399,02 \text{ год.} \quad (4.6)$$

При стандартному керуванні середня потужність  $W_c = 11821$ Вт. При оптимальному керуванні середня потужність  $W_0 = 5120$ Вт.

Тоді, витрачена енергія при стандартному керуванні:

$$E = W_c \cdot T_p = 11,812 \cdot 399,02 = 4716,84 \text{ кВт} \cdot \text{год}; \quad (4.7)$$

при оптимальному керуванні:

$$E = W_0 \cdot T_p = 5,12 \cdot 399,02 = 2042,99 \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (4.8)$$

Витрати на електроенергію розраховуються за формулою:

$$P = E \cdot K_e, \quad (4.9)$$

де  $K_e = 948.15$  коп./кВт.год - вартість електроенергії для підприємств другого класу споживачів[35].

Отримаємо наступні витрати для стандартного керування:

$$P = E_c \cdot K_e = 4716,84 \cdot 9,4815 = 44722,73 \text{ грн}; \quad (4.10)$$

для оптимального керування:

$$P = E_o \cdot K_e = 2042,99 \cdot 9,4815 = 19370,65 \text{ грн.} \quad (4.11)$$

Було створено таблицю 4.1 у якій занесено основні дані. У ній видно різницю між стандартним і оптимальним керування. У висновку можна сказати, що очікуваний економічний ефект від застосування оптимальної системи керування механізмом повороту роботизованого баштового крана за рахунок зменшення електроспоживання – 25352 грн/рік.

Таблиця 4.1 – Результати економічної ефективності розробки

Показник	Позначення	Одиниці	Стандартне керування	Оптимальне керування	$\Delta$
Середньоквадратична потужність	W	Вт	11821	5120	6701
Час регулювання за рік	$T_p$	год	399,02	399,02	
Витрачена енергія за рік	E	кВт·год	4716,84	2042,99	2673,85
Вартість електроенергії	$K_e$	$\frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$	9,4815	9,4815	
Витрати	P	грн	44722,73	19370,65	25352,08

## РОЗДІЛ 5. ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ

### 5.1 Класифікація небезпечних факторів під час виконання технологічних операцій

Робота з кранами створює кілька небезпек на будь-якому будівельному майданчику. Небезпечна робота може призвести до серйозних травм, дорогого пошкодження будівель або матеріалів і навіть до летальних наслідків. При використанні баштових кранів або будь-якого типу підйомного обладнання в проєкті дуже важливо знати про пов'язані з цим ризики. Щоб забезпечити безпеку будівельного майданчика та запобігти нещасним випадкам, необхідно вжити належних заходів безпеки[36].

Усвідомлення основних небезпек під час використання кранів може допомогти розробити належні заходи, щоб їх уникнути. Тут наведено декілька статей[38,39,40], які досліджували ризики і небезпечні фактори при роботі з баштовим краном.

Поширені небезпеки:

- Падіння вантажів з мостових кранів є однією з найсерйозніших та найпоширеніших небезпек у цій сфері. Падіння важкого предмета з висоти може призвести до травмування працівників, серйозних пошкоджень об'єктів та, у найгірших випадках, до летальних наслідків. Крім людських і матеріальних втрат, падіння вантажу часто спричиняє значні фінансові збитки через необхідність покриття вартості пошкоджених об'єктів, а також відтермінування будівельних робіт. Існує низка факторів, які можуть сприяти падінню вантажу з крана.

Одним із найбільш розповсюджених факторів, який підвищує ризик падіння вантажів, є людський фактор — помилка оператора або його недостатня підготовка. У випадках, коли оператор не має належної кваліфікації, він може неправильно оцінити ситуацію, перевищити допустиме навантаження або зробити невірні маневри під час підйому. Відсутність

знань про основи управління кранами, таких як балансування вантажу або обмеження висоти підйому, може стати причиною небезпечної ситуації. Помилки при керуванні можуть зумовити нестабільний рух вантажу, що підвищує ймовірність його падіння.

Мостові крани піддаються постійному навантаженню та зношенню, особливо коли працюють в інтенсивному режимі. Поломка будь-якого елемента системи крана, такого як мотор, редуктор, гальмівний механізм чи канати, може спричинити раптову втрату контролю над вантажем. Наприклад, трос, який витримує значні навантаження, може ослабнути або навіть розірватися при підйомі важкого вантажу. Поломка гальма може призвести до неконтрольованого руху, а пошкодження двигуна — до раптової зупинки або втрати стабільності. Усе це створює серйозні передумови для падіння вантажу.

Двоблокування, або зіштовхування нижнього блоку вантажу з верхнім блоком крана, є ще однією важливою причиною падінь. Двоблокування може трапитися, коли нижній блок піднімається занадто високо і стикається з верхнім блоком, створюючи надмірне навантаження на лінії канатів. У таких умовах канати, а також інші компоненти крана, піддаються критичним навантаженням, які можуть призвести до їхнього розриву або поломки. Таке перевищення допустимого навантаження є однією з причин раптового падіння вантажу, оскільки під час блокування лінія втрачає натяг і контроль над вантажем стає неможливим.

Ще одним поширеним фактором падіння вантажів є їх недостатнє закріплення або неправильне позиціонування. Якщо вантаж закріплено ненадійно, він може ковзнути під час підйому або транспортування, особливо на великій висоті. Ковзання вантажу може виникати через порушення рівноваги, недостатню фіксацію або невідповідність кріпильних елементів

вантаж його характеристикам. Вантаж, що почав ковзати, може вийти з-під контролю, і якщо він не закріплений належним чином, то неминуче впаде.

- Більшість аварій, пов'язаних із структурною несправністю крана, є результатом перевантаження. Кожен кран розрахований на конкретну максимальну вантажопідйомність, визначену його технічними характеристиками, яку суворо не можна перевищувати. Будь-яке навантаження, що перевищує цю встановлену межу, створює надмірний тиск на конструкцію крана, що може спричинити його деформацію, поломку або навіть повне руйнування. Однак перевантаження може бути не тільки прямим результатом надмірної ваги, а й виникати за низкою інших умов.

Раптове падіння вантажів. Раптове падіння або зупинка вантажу може створити сильний імпульсний тиск на механізми крана. Відразу піддаючи кран максимальному навантаженню, подібні ситуації здатні спричинити деформацію конструкції або пошкодження окремих компонентів. Навіть короткочасне перевищення допустимих навантажень може призвести до критичних наслідків, які вплинуть на безпеку всього обладнання.

Використання несправних компонентів. Несправності в механізмах крана, такі як зношені або пошкоджені троси, мотори чи гальмівні системи, можуть збільшувати ризик перевантаження. Компоненти, що працюють не на повну потужність або мають дефекти, не здатні ефективно витримувати стандартні навантаження, через що тиск розподіляється нерівномірно. Це може призвести до перевантаження основних вузлів конструкції крана.

Перетягування вантажів. Перетягування або некоректне транспортування вантажів по горизонталі, особливо при несиметричному навантаженні, може спричинити перевантаження на один з боків крана. Цей нерівномірний розподіл сил створює додатковий тиск на окремі частини конструкції, що може призвести до її пошкодження. Перетягування вантажу

також підвищує ризик його розгойдування, що ще більше збільшує навантаження на елементи крана.

Неправильне розміщення вантажів. Невірно розташований вантаж може призвести до того, що центр ваги буде зміщений, що також спричиняє перевантаження на певних ділянках конструкції. При порушенні рівноваги частина крана може зазнавати набагато більшого тиску, ніж було передбачено, що створює умови для перевантаження та потенційного руйнування елементів.

Дякую за уточнення! Перепишу текст із фокусом на опис небезпек без переліку причин.

- Робота з мостовими кранами пов'язана зі значними електричними ризиками, які становлять близько 50% всіх нещасних випадків у цій галузі. Небезпека ураження електричним струмом виникає, коли металеві частини крана торкаються джерел живлення, таких як високовольтні лінії електропередач, що часто розташовані поблизу будівельних майданчиків. Через висоту кранів та їхні металеві елементи будь-який випадковий контакт із дротами під напругою може призвести до миттєвого електричного розряду, який небезпечний як для оператора, так і для оточуючих.

Особливо вразливими є ті працівники, які перебувають поблизу крана або торкаються його металевих частин під час контакту з джерелом струму. Через високий рівень провідності металу, ураження електричним струмом може поширитися на значну відстань від точки контакту, створюючи ризик для всіх, хто знаходиться поруч.

Випадки ураження струмом, викликані контактом крана з високовольтними лініями, мають потенційно летальні наслідки і можуть

призвести до одночасного травмування або загибелі кількох людей на будівельному майданчику.

## **5.2 Заходи техніки безпеки**

Вважається, що складний і постійно мінливий характер будівельних робіт суттєво сприяє високому рівню травматизму та смертності в галузі. Крани відіграють ключову роль у багатьох будівельних процесах і є причиною значної частки летальних випадків на будівельних майданчиках. Згідно з оцінками, крани можуть бути відповідальними за майже третину всіх нещасних випадків, пов'язаних із будівництвом та обслуговуванням.

Фахівцям з охорони праці та техніки безпеки, які працюють у будівельній сфері, необхідно мати належну підготовку та знання щодо доступних засобів і процедур безпеки при роботі з кранами. Це дозволить їм ефективно застосовувати ці методи для забезпечення безпеки під час будівельних робіт. Було проаналізовано кілька статей[41,42,43] по техніці безпеки при роботі з кранами. Ось кілька основних порад щодо безпеки крана:

Вибір правильного типу крана є основою для забезпечення безпеки на будівельному майданчику: мобільні крани підходять для робіт, які вимагають гнучкості переміщення, тоді як стаціонарні крани частіше використовуються у промислових умовах або на складних і високих будівельних об'єктах.

Для безпечної експлуатації кранів необхідний навчений персонал, який відповідає за налаштування, оснащення, подачу сигналів і керування. Оператори кранів мають бути сертифіковані акредитованою організацією відповідно до типу крана, з яким вони працюють, а з 10 листопада 2018 року роботодавці будівельної галузі повинні забезпечувати сертифікацію кранівників. Крім того, всі монтажники та сигналізатори повинні мати відповідну кваліфікацію.

Щодня кранівник має використовувати контрольний список перевірок для забезпечення безпеки крана перед початком роботи. Цей список охоплює перевірку перед запуском, запуск двигуна, огляд системи безпеки, а також перевірки гідравлічної системи та інші регулярні процедури для підтримання стандартів безпеки.

Перед переміщенням крана на робочому місці важливо заздалегідь спланувати маршрут і очистити його від усіх можливих перешкод. Небезпечні об'єкти, які неможливо прибрати, як-от лінії електропередач чи інші стаціонарні елементи, слід обминати, дотримуючись безпечної відстані. Якщо кран, вантажна лінія або вантаж наближаються до підключених під напругу ліній електропередач, необхідно вжити додаткових заходів безпеки, таких як знеструмлення ліній, відповідно до вимог безпеки.

Стабілізуйте кран перед початком роботи. Мобільні крани потребують стабілізації за допомогою аутригерів, щоб уникнути ризику перекидання під час роботи. Багато аварій та випадків перекидання відбуваються через неправильне встановлення виносних опор, тому важливо ретельно оцінити їхнє розміщення для забезпечення стійкості.

Ґрунт під краном повинен бути твердим, дренажним, рівним і здатним витримати вагу крана. Якщо використовуються виносні опори чи стабілізатори, вони мають бути повністю висунуті. Контролюючий персонал повинен також попередити про можливі загрози, такі як підземні порожнини або інженерні комунікації.

Правильне встановлення вантажів запобігає їх падінню і ризику травмування працівників на майданчику. Знання про силу, розподіл ваги та техніки такелажу допомагає забезпечити безпечний і стабільний підйом навіть нестандартних або важких вантажів. Для монтажу та розбирання, а також для робіт у зоні можливого падіння вантажу необхідно залучати

кваліфікованого такелажника. Важливо також дотримуватись інструкцій виробника при використанні обладнання, як-от синтетичні стропи.

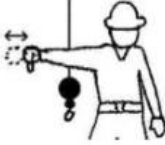






Радіус навантаження є важливим фактором, оскільки чим далі вантаж знаходиться від центру крана, тим меншу вагу він може витримати без ризику перекидання. На радіус навантаження впливають кут нахилу стріли та довжина подовжувачів у телескопічних кранах.

Обмеження навантаження є критично важливими, адже навіть із сучасними індикаторами та обмежувачами вантажопідйомності кранівники повинні вміти читати таблиці навантажень для забезпечення безпеки підйому. Графіки навантажень є ключовим інструментом для планування безпечної роботи крана, запобігаючи його виходу з ладу чи перекиданню. Усі такелажні пристрої мають бути забезпечені чіткими бірками з вказаною вантажопідйомністю.

Правильний зв'язок і стандартні сигнали. Ручні сигнали є ефективним способом вирішення проблем комунікації, з якими стикаються кранівники. Хоча для передачі повідомлень на будівельному майданчику можна використовувати радіостанції, іноді оператор потребує додаткової допомоги.

Будівельні майданчики часто відзначаються високим рівнем шуму, зокрема під час таких робіт, як копання, забивання паль і буріння. У таких умовах передача команд може стати складною, оскільки інструкції важко донести точно та зрозуміло. Також бувають ситуації, коли видимість оператора обмежена або вантажна зона частково закрита для огляду. Виконання підйомних операцій за таких умов значно підвищує ризик травмування як для оператора, так і для оточуючих працівників.

Таблиця 5.1 – Основні сигнали руками при роботі з краном

 <p><b>LOWER THE BOOM AND RAISE THE LOAD</b> – With arm extended horizontally to the side and thumb pointing down, fingers open and close while load movement is desired.</p>	 <p><b>MOVE SLOWLY</b> – A hand is placed in front of the hand that is giving the action signal.</p>	 <p><b>USE AUXILIARY HOIST (whipline)</b> – With arm bent at elbow and forearm vertical, elbow is tapped with other hand. Then regular signal is used to indicate desired action.</p>
 <p><b>CRAWLER CRANE TRAVEL, BOTH TRACKS</b> – Rotate fists around each other in front of body; direction of rotation away from body indicates travel forward; rotation towards body indicates travel backward.</p>	 <p><b>USE MAIN HOIST</b> – A hand taps on top of the head. Then regular signal is given to indicate desired action.</p>	 <p><b>CRAWLER CRANE TRAVEL, ONE TRACK</b> – Indicate track to be locked by raising fist on that side. Rotate other fist in front of body in direction that other track is to travel.</p>
 <p><b>TROLLEY TRAVEL</b> – With palm up, fingers closed and thumb pointing in direction of motion, hand is jerked horizontally in direction trolley is to travel.</p>		

## Продовження таблиці 5.1

 <p><b>STOP</b> – With arm extended horizontally to the side, palm down, arm is swung back and forth.</p>	 <p><b>EMERGENCY STOP</b> – With both arms extended horizontally to the side, palms down, arms are swung back and forth.</p>	 <p><b>HOIST</b> – With upper arm extended to the side, forearm and index finger pointing straight up, hand and finger make small circles.</p>
 <p><b>RAISE BOOM</b> – With arm extended horizontally to the side, thumb points up with other fingers closed.</p>	 <p><b>SWING</b> – With arm extended horizontally, index finger points in direction that boom is to swing.</p>	 <p><b>RETRACT TELESCOPING BOOM</b> – With hands to the front at waist level, thumbs point at each other with other fingers closed.</p>
 <p><b>RAISE THE BOOM AND LOWER THE LOAD</b> – With arm extended horizontally to the side and thumb pointing up, fingers open and close while load movement is desired.</p>	 <p><b>DOG EVERYTHING</b> – Hands held together at waist level.</p>	 <p><b>LOWER</b> – With arm and index finger pointing down, hand and finger make small circles.</p>
 <p><b>LOWER BOOM</b> – With arm extended horizontally to the side, thumb points down with other fingers closed.</p>	 <p><b>EXTEND TELESCOPING BOOM</b> – With hands to the front at waist level, thumbs point outward with other fingers closed.</p>	 <p><b>TRAVEL/TOWER TRAVEL</b> – With all fingers pointing up, arm is extended horizontally out and back to make a pushing motion in the direction of travel.</p>

## ВИСНОВКИ

У даній магістерській роботі було досягнуто суттєвих результатів у дослідженні і розробці системи керування механізмом повороту роботизованого баштового крана.

По-перше, було розглянуто загальні відомості про баштові крани та їх технологічні операції, а також особливості експлуатації механізму повороту й різні конструкційні рішення. Проведено кількісний аналіз, що підтвердив актуальність даного дослідження. Окрім того, виконано аналіз науково-технічних публікацій, які стосуються систем керування баштовими кранами, і зібрано інформацію про сучасні підходи до оптимізації роботи й підвищення безпеки таких механізмів.

По-друге, розроблено динамічну та математичну двомасову модель для механізму повороту баштового крана. Завдяки використанню лінійно-квадратичного регулятора (LQR), забезпечили оптимізацію руху. Дослідили вплив вагових коефіцієнтів:  $\delta R$ ,  $\delta Position$ ,  $\delta Velocity$  на параметри рушійного моменту, середньоквадратичної потужності, відхилення вантажу і номінальну швидкість. Надали рекомендовані коефіцієнти LQR регулятора для різних параметрів: довжини гнучкого підвісу, зміни вильоту і маси вантажу.

По-третє, розроблено структурну схему системи керування. Також описано алгоритм роботи даного керування. Надано рекомендації стосовно вибору компонентів, частотний перетворювач - Siemens SINAMICS S120, мікроконтролер - Siemens Simatic S7-1200, для вимірювання параметрів рекомендовано енкодери серії Sick DFS60 та тензometri HBM S9M або Flintec RC3.

По-четверте, розроблена система керування дозволяє ефективно керувати баштовим краном, знижуючи експлуатаційні витрати, підвищуючи продуктивність і забезпечуючи високий рівень безпеки на робочому

майданчику. Виконаний розрахунок економічної ефективності впровадження розробленої системи оптимального керування показав зниження витрати на електроенергію на 25352,08 грн за рік.

По-п'яте, проаналізовано заходи техніки безпеки під час експлуатації баштового крана. Визначено основні ризики та небезпеки, які виникають під час роботи крана, такі як падіння вантажу, електричні загрози та інші фактори. Надано рекомендації для безпечного використання системи керування та необхідні заходи захисту персоналу, що підвищують рівень безпеки на будівельному майданчику.

Отримані результати дослідження системи керування механізмом повороту баштового крана мають значний внесок як для науки, так і для практики. Розробка та впровадження оптимізованого керування, використовуючи лінійно-квадратичний регулятор, забезпечує підвищену точність і стабільність керування, що знижує коливання вантажу. Це сприяє підвищенню енергоефективності, скороченню витрат на обслуговування і підвищенню безпеки експлуатації крана, що є особливо важливим для будівельної індустрії.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Robotised Tower Cranes with Hardware-in-the-Loop: Advancing 2 Construction Safety and Efficiency / K. X. Teerapat, Z. Bingran, T. A. Wei. // Automation in Construction. – 2024, p. 57-65.
2. Wikipedia [Електронний ресурс]. – 2021. – URL: [https://uk.wikipedia.org/wiki/Баштовий\\_кран](https://uk.wikipedia.org/wiki/Баштовий_кран).
3. Studfile [Електронний ресурс]. – 2016. – URL: <https://studfile.net/preview/5645932/page:14/> (дата звернення 10.11.2024).
4. Будівельна техніка (довідник) [Електронний ресурс] – URL: <https://budtehnika.pp.ua/7116-mehanzm-povorotu-krana.html> (дата звернення 10.11.2024).
5. Google Scholar [Електронний ресурс] – URL: <https://scholar.google.com> (дата звернення 10.11.2024).
6. Scopus [Електронний ресурс] – URL: <https://www.scopus.com/home.uri> (дата звернення 10.11.2024).
7. Control of Beam-Pendulum Dynamics in a Tower Crane With a Slender Jib Transporting a Distributed-Mass Load / Y. Jiahui, H. Jie. // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2022. – №70. – С. 888 – 897.
8. Command Shaping for Nonlinear Crane Dynamics / D. Blackburn, W.E. Singhose, J. Kitchen, V. Patrangenaru. // Journal of Vibration and Control. – 2010. – №16.
9. An investigation of slewing-crane dynamics during slewing motion— development and verification of a mathematical model / B. Jerman, P. Podržaj, J. Kramar. // International Journal of Mechanical Sciences. – 2004. – №46. – С. 729–750.
10. Radial-motion assisted command shapers for nonlinear tower crane rotational slewing / David Blackburn, Jason Lawrence, Jon Danielson. // Control Engineering Practice. – 2010. – №18. – С. 523–531.

11. Payload twisting dynamics and oscillation suppression of tower cranes during slewing motions / Jiaohui Peng, Jie Huang, W.E. Singhose. // *Nonlinear Dynamics*. – 2019. – №2. – С. 1041–1048.
12. Optimization of the joint start-up mode of the hoisting and slewing mechanisms of a boom / Viacheslav Loveikin, Yuriy Romasevych, Andrii Loveikin, Dmytro Velykoivanenko. // *Archive of Mechanical Engineering*. – 2024. – №71. – С. 351–374.
13. Command Shaping Slewing Motions for Tower Cranes / Jason Lawrence, W.E. Singhose. // *Journal of Vibration and Acoustics*. – 2010. – №132.
14. Modeling of system dynamics of a slewing flexible beam with moving payload pendulum / Wenqing Yang, Zhiyi Zhang, Rongying Shen. // *Mechanics Research Communications*. – 2007. – №34. – С. 260–266.
15. An Elastic Jib Model for the Slewing Control of Tower Cranes / Florentin Rauscher, Oliver Sawodny. // *IFAC-PapersOnLine*. – 2017. – №50.
16. Оптимізація режиму повороту стрілового крана. Монографія / В.С. Ловеїкін, Ю.О. Ромасевич., І.О. Кадикало – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2021. – 272 с.
17. "Design of automatic control system for tower crane based on PLC", Jianfeng Huang and Qing Chen , Proc. SPIE 12922, Third International Conference on Electronics, Electrical and Information Engineering (ICEEIE 2023).
18. Wolfram [Електронний ресурс] – URL: <https://www.wolfram.com/mathematica/index.php.en> (дата звернення 10.11.2024).
19. Макарець В. В. Оптимізація регулювання руху вантажопідійомних кранів прольотного типу : дис. канд. техн. наук : 133 / Макарець В. В.. – Київ, 2023. – 230 с.

- 20.Муштин Д.І. Оптимізація режимів руху механізмів зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана : дис. канд. техн. наук : 133 / Муштин Д.І.. – Київ, 2021. – 249 с.
- 21.Specialist [Електронний ресурс] – URL: <https://spc.com.ua/collections/frequency-inverters-cranes#:~:text=Частотний%20перетворювач%20для%20крану%20—%20це,регулювати%20швидкість%20обертання%20кранового%20двигуна> (дата звернення 11.11.2024).
- 22.Siemens [Електронний ресурс] – URL: <https://www.siemens.com/global/en.html> (дата звернення 11.11.2024).
- 23.Schneider Electric [Електронний ресурс] – URL: <https://www.se.com/ww/en/search/?q=Altivar+Process+ATV900&submit=search+query=Search> (дата звернення 11.11.2024).
- 24.Mitsubishi Electric [Електронний ресурс] – URL: <https://www.mitsubishielectric.com/en/index.html> (дата звернення 12.11.2024).
- 25.Danfoss [Електронний ресурс] – URL: <https://www.danfoss.com/en/> (дата звернення 12.11.2024).
- 26.ABB [Електронний ресурс] – URL: <https://global.abb/group/en> (дата звернення 12.11.2024).
- 27.Unitronics [Електронний ресурс] – URL: <https://www.unitronicsplc.com> (дата звернення 12.11.2024).
- 28.Rockwell Automation [Електронний ресурс] – URL (дата звернення 14.11.2024): <https://www.rockwellautomation.com/en-gb/products/hardware/allen-bradley.html> (дата звернення 14.11.2024).
- 29.Trade control [Електронний ресурс] – URL: <https://trade-control.com.ua/ua/products/sick-dfs60b-tgek01024> (дата звернення 13.11.2024).

30. Baumer [Електронний ресурс] – URL: <https://www.baumer.com/int/en/p/32064> (дата звернення 13.11.2024).
31. Machineseeker [Електронний ресурс] – URL: <https://www.machineseeker.com.ua/heidenhain-rod+420.0000-1024/i-17454163> (дата звернення 13.11.2024).
32. HBM [Електронний ресурс] – URL: <https://www.hbm.com/en/2425/s9m-high-precision-s-type-load-cell-at-a-low-price/> (дата звернення 14.11.2024).
33. Flintec [Електронний ресурс] – URL: <https://www.flintec.com/weight-sensors/load-cells/compression/rc3> (дата звернення 14.11.2024).
34. Zemic Europe [Електронний ресурс] – URL: [https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwj255yZ9dKJAxUIIRAIHZaeLRcQFnoECBQQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.zemiceurope.com%2Fmedia%2FDocumentation%2FH9B\\_Datasheet.pdf&usg=AOvVaw2Okn4WKbTGQMS3daS2-bC2&opi=89978449](https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwj255yZ9dKJAxUIIRAIHZaeLRcQFnoECBQQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.zemiceurope.com%2Fmedia%2FDocumentation%2FH9B_Datasheet.pdf&usg=AOvVaw2Okn4WKbTGQMS3daS2-bC2&opi=89978449) (дата звернення 14.11.2024).
35. Товариство з обмеженою відповідальністю \"Київська обласна енергопостачальна компанія\" [Електронний ресурс] – URL: <https://koeс.com.ua/page?root=23> (дата звернення 14.11.2024).
36. Nick Natsoulis. Tower Cranes: Understanding the Main Safety Hazards [Електронний ресурс] / Nick Natsoulis – URL: <https://www.ny-engineers.com/blog/tower-cranes-understanding-the-main-safety-hazards#:~:text=Those%20who%20are%20directly%20touching,crane%20will%20reduce%20electrical%20risks> (дата звернення 14.11.2024).
37. Causes of safety risk during tower crane operations on construction sites in Vietnam / Ngo Thanh Long, Nguyen Hoang Giang. // Journal of Science and Technology in Civil Engineering (STCE) - HUCE. – 2023. – №17. – С. 109–121.

38. Analyzing risk factors in crane-related near-miss and accident reports / Gabriel Raviv, Barak Fishbain, Aviad Shapira. // *Safety Science*. – 2017. – №91. – С. 192–205.
39. Towards risk assessment for crane activities / O.N. Aneziris, I.A. Papazoglou, M.L. Mud та ін.]. // *Safety Science*. – 2008. – №46. – С. 872–884.
40. A systematic review of scholarly works addressing crane safety requirements / Sanaz Sadeghi, Nazi Soltanmohammadlou, Payam Rahnamayiezekavat. // *Safety Science*. – 2021. – №133.
41. A Review of Crane Safety in the Construction Industry / Richard L. Neitzel, Noah S. Seixas, Kyle K. Ren. // *Applied Occupational and Environmental Hygiene*. – 2001. – №12. – С. 1106–1117.
42. Sujung Im. Crane safety standards: Problem analysis and safety assurance planning / Sujung Im, Dugkeun Park. // *Safety Science*. – 2020. – №127.
43. Ali Hassan Ali. Tower crane safety technologies: A synthesis of academic research and industry insights / Ali Hassan Ali, Tarek Zayed, Roy Dong Wang. // *Automation in Construction*. – 2024. – №163.

**ДОДАТКИ**

### Додатак А

Результати розв'язання задачі знаходження коефіцієнтів лінійно-квадратичного регулятора для варіантів 2-7, а саме отримані графіки.

2) У другому варіанті: довжина гнучкого підвісу 10м, виліт вантажу 3м, маса вантажу 150кг.

Було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R=8 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta \text{Position}=2$ ;  $\delta \text{Velocity}=7 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

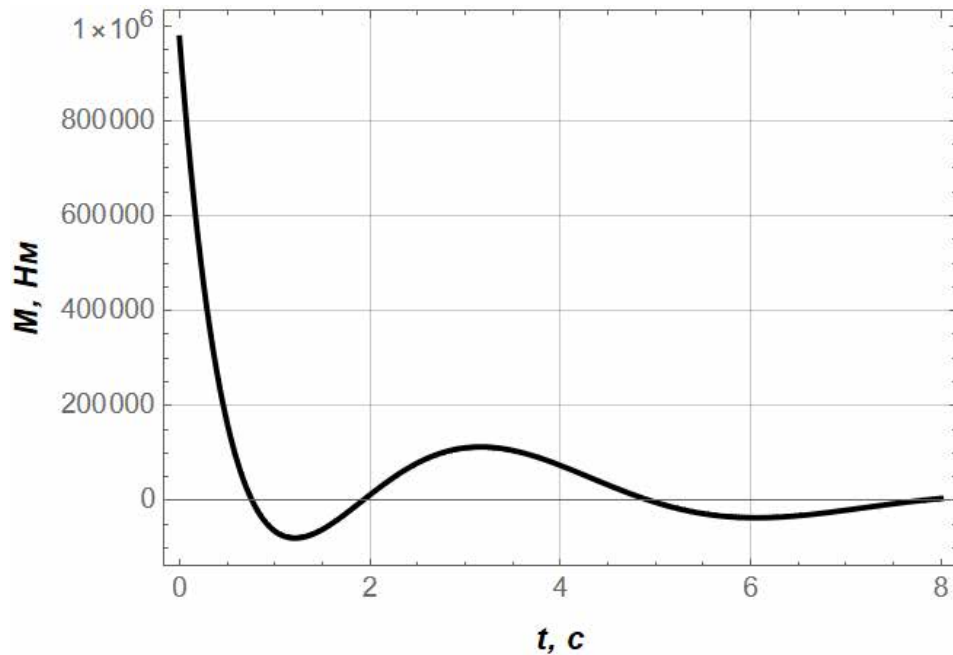


Рисунок 1 – Графік зміни крутного моменту від часу для другого варіанту

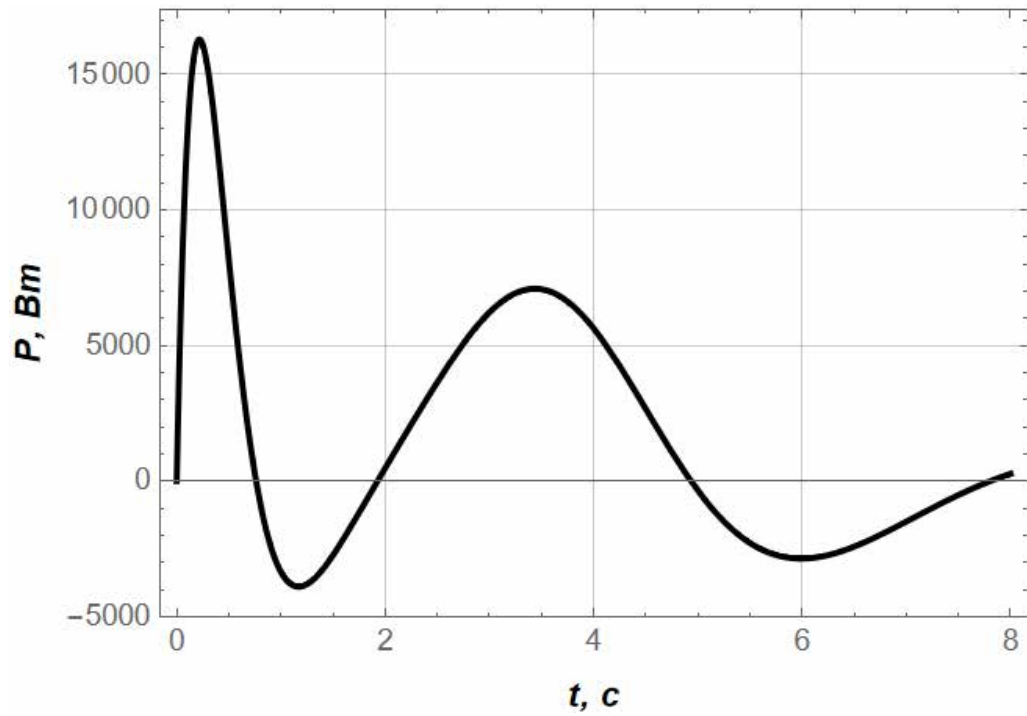


Рисунок 2 – Графік зміни потужності від часу для другого варіанту

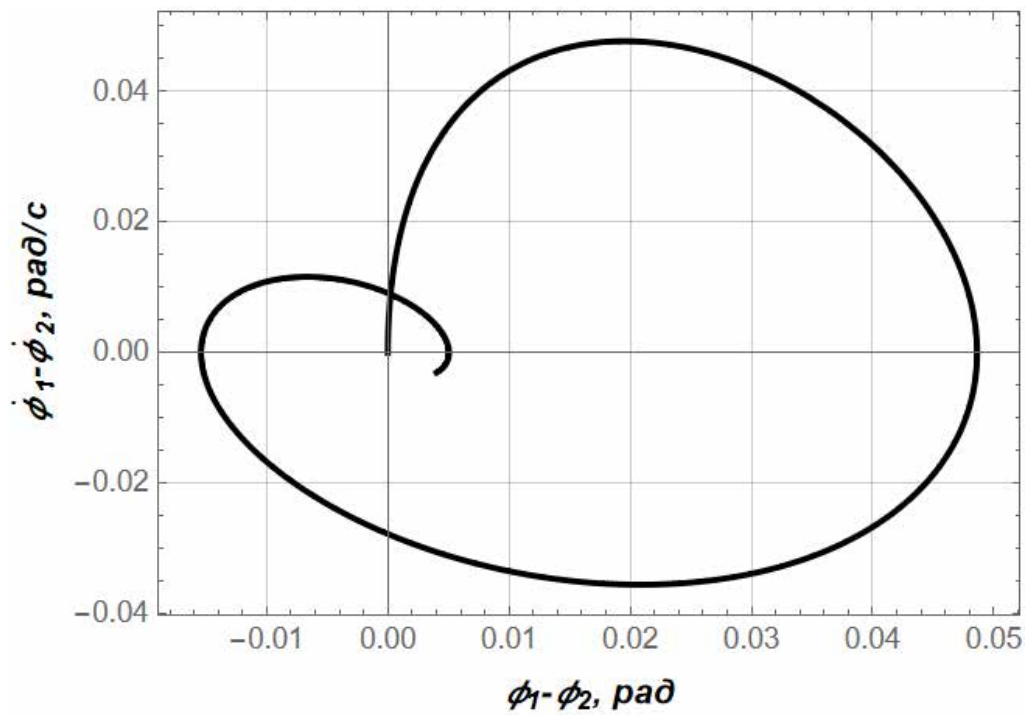


Рисунок 3 – Графік відхилення для другого варіанту

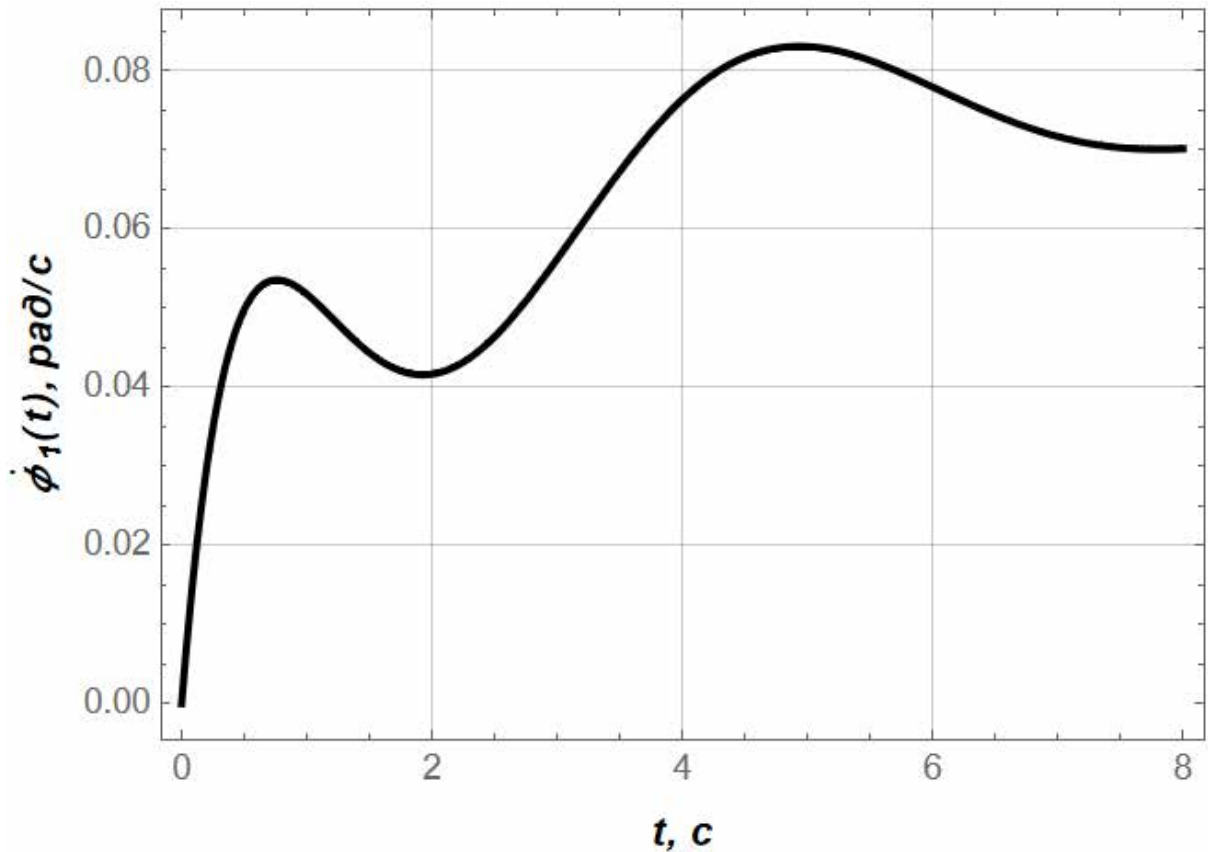


Рисунок 4 – Графік виходу на номінальну швидкість для другого варіанту

Як бачимо графік швидкості досягнув номінальної, є відхилення на 0.25 градуса, що є незначним. Піковою потужністю є 16278Вт, що також є допустимим.

3) 2)У третьому варіанті: довжина гнучкого підвісу 3м, виліт вантажу 20м, маса вантажу 150кг.

Було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R=5 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta Position=10^{-6}$ ;  $\delta Velocity=5 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

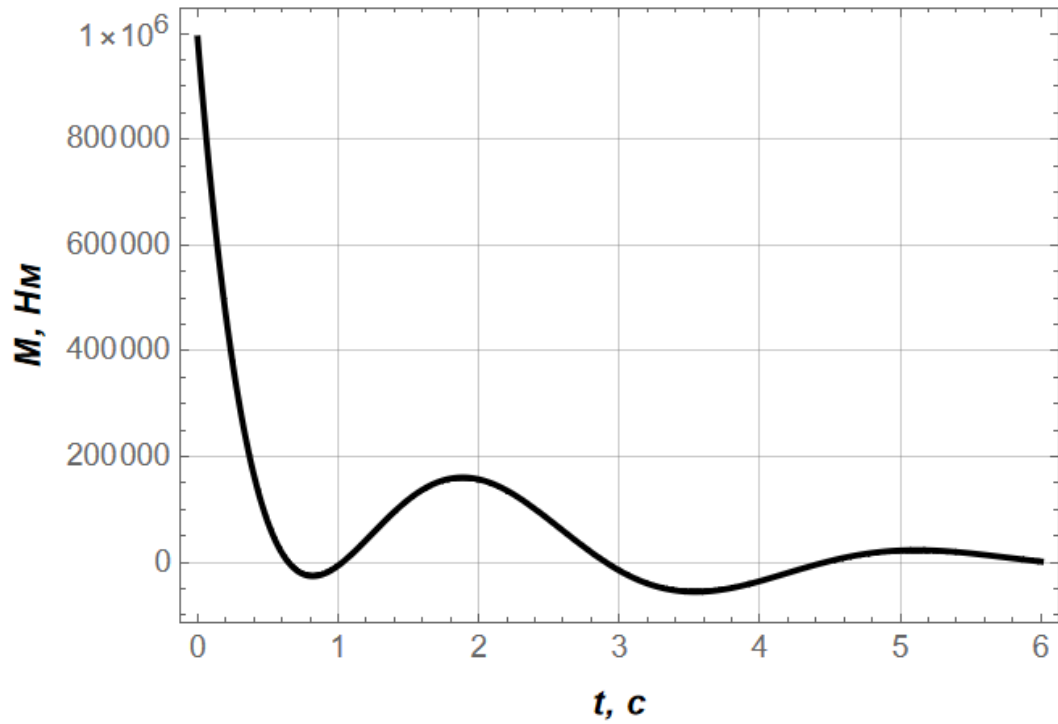


Рисунок 5 – Графік зміни крутного моменту від часу для третього варіанту

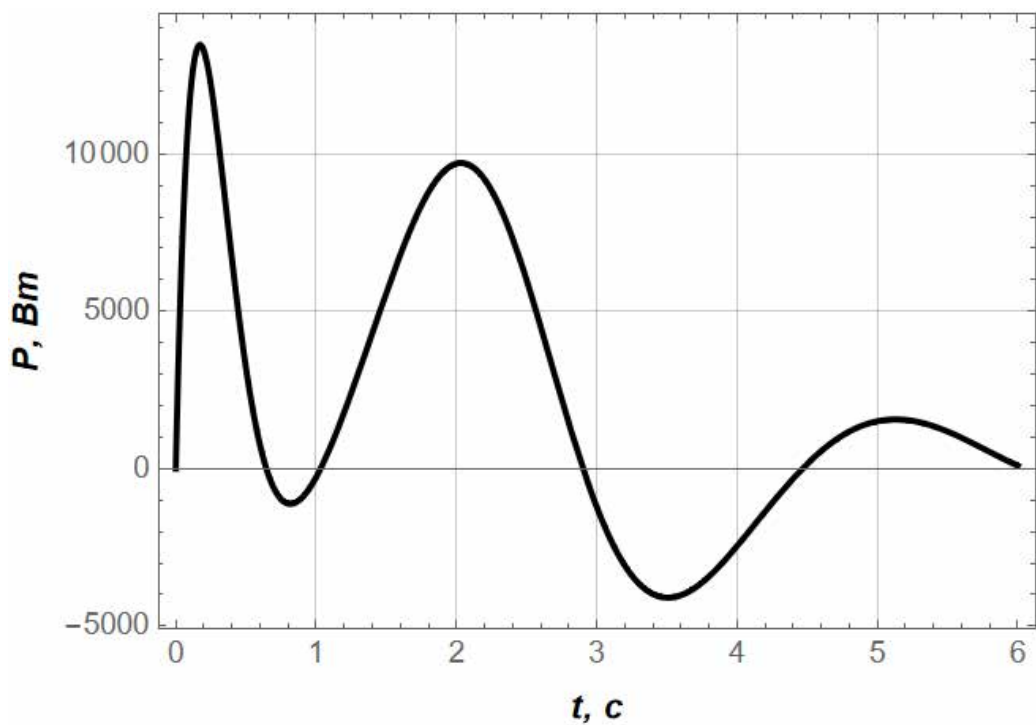


Рисунок 6 – Графік зміни потужності від часу для третього варіанту

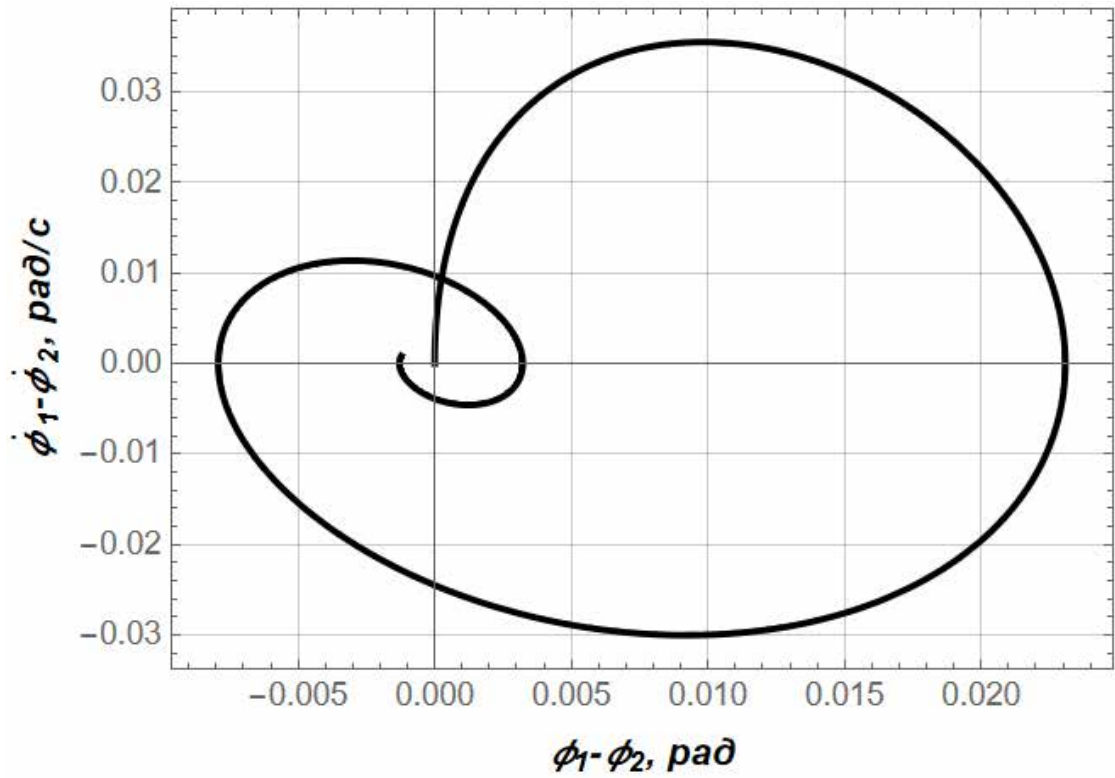


Рисунок 7 – Графік відхилення для третього варіанту

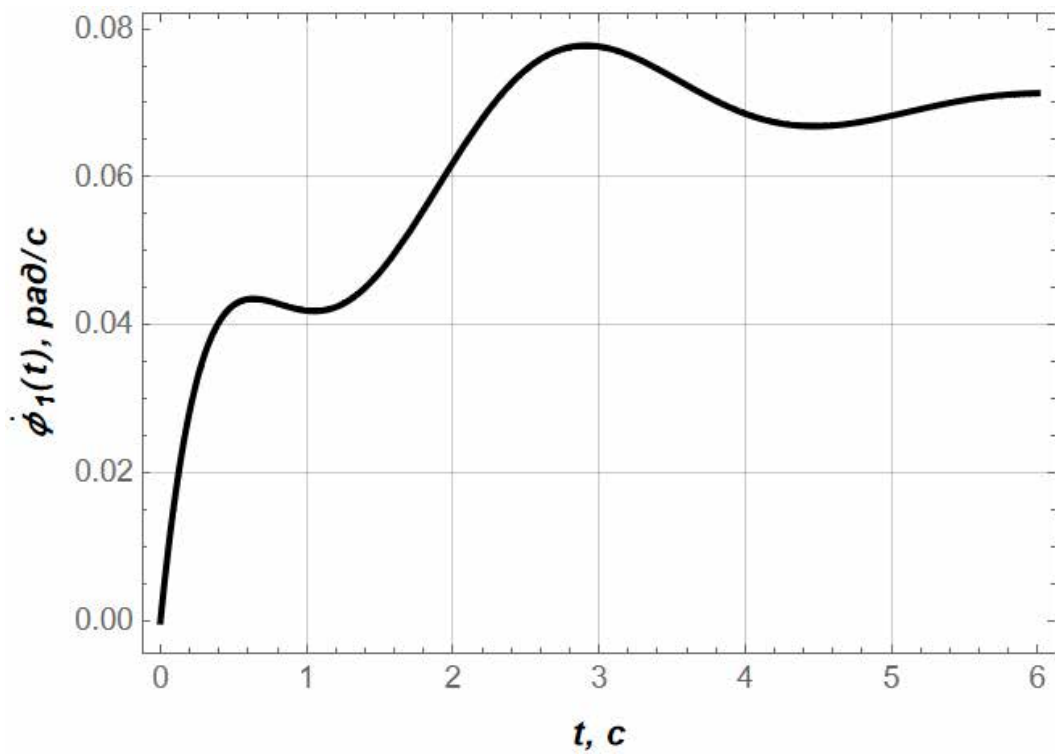


Рисунок 8 – Графік виходу на номінальну швидкість для третього варіанту

Графік швидкості вийшов на номінальну без перерегулювання, пікова потужність не виходить за потужність поворотного механізму, відхилення мінімальні.

4) 2)У четвертому варіанті: довжина гнучкого підвісу 10м, виліт вантажу 20м, маса вантажу 150кг.

Було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R=4 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta \text{Position}=1$ ;  $\delta \text{Velocity}=3 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

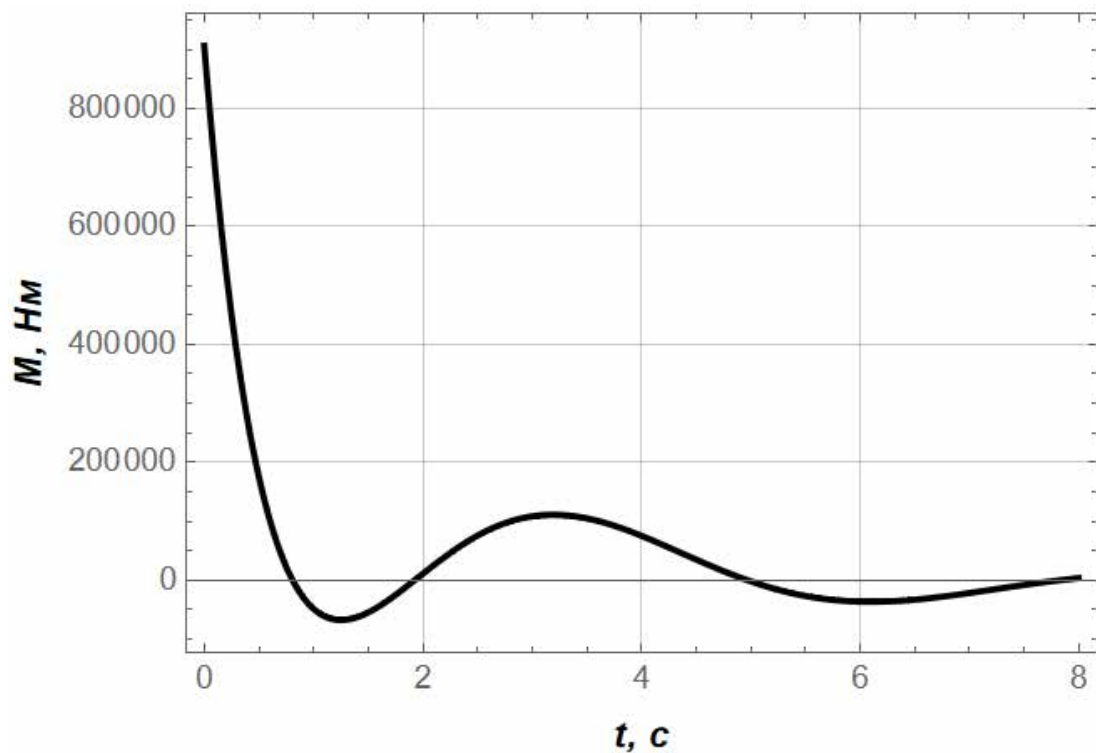


Рисунок 9 – Графік зміни крутного моменту від часу для четвертого варіанту

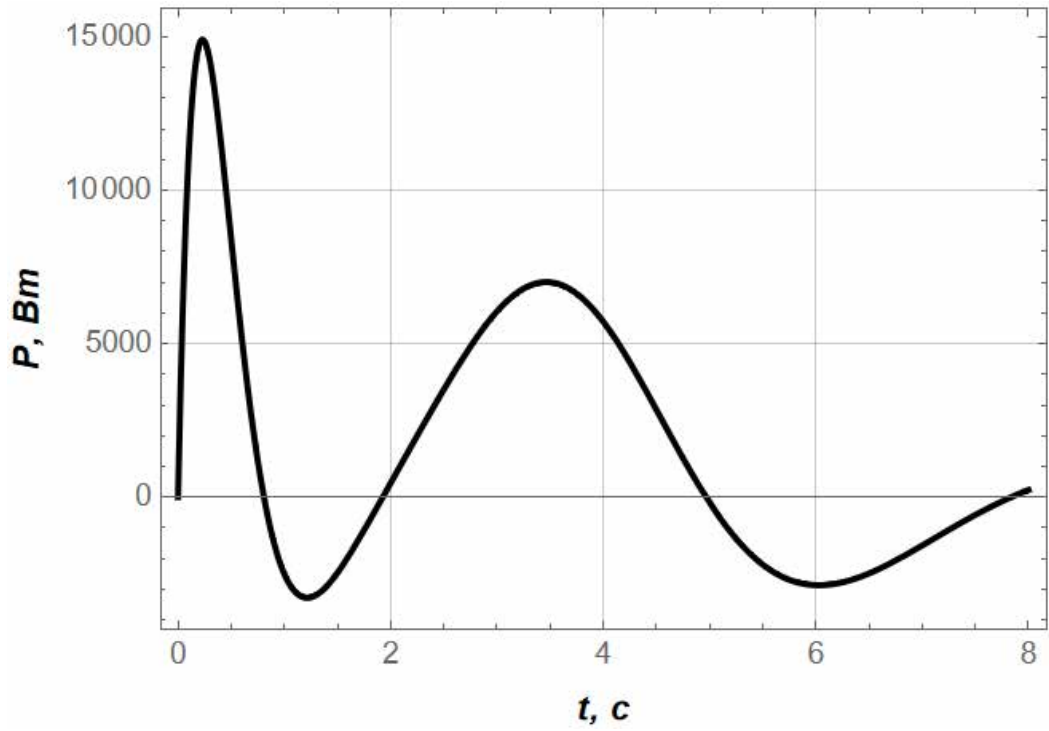


Рисунок 10 – Графік зміни потужності від часу для четвертого варіанту

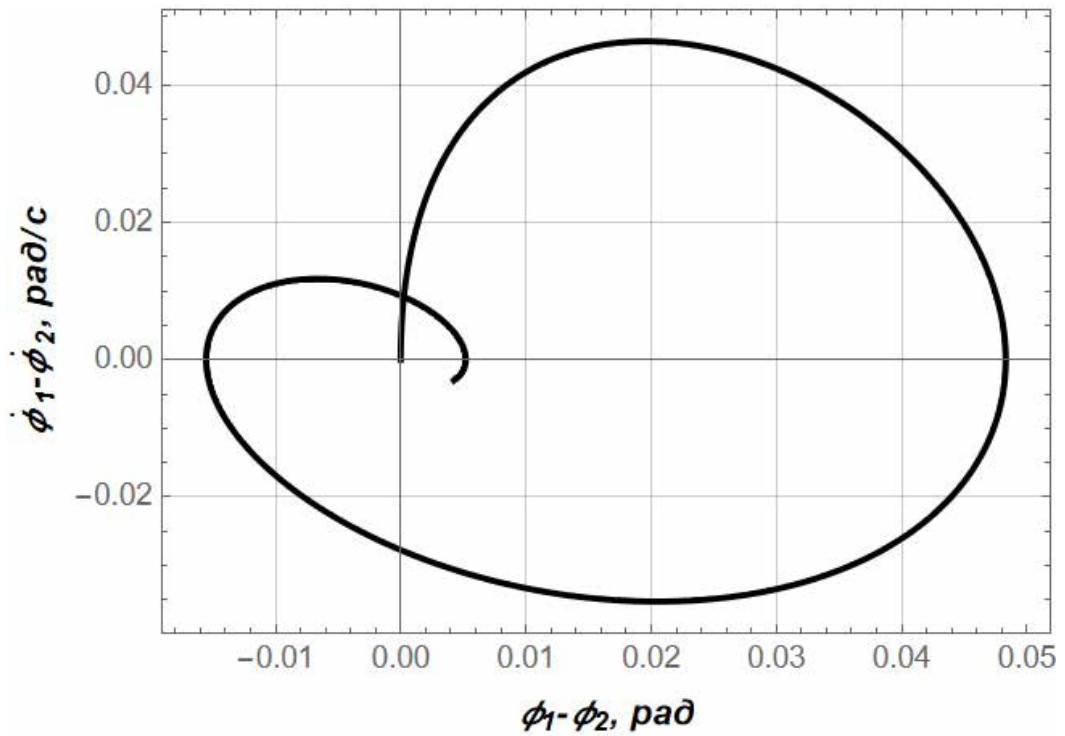


Рисунок 11 – Графік відхилення для четвертого варіанту

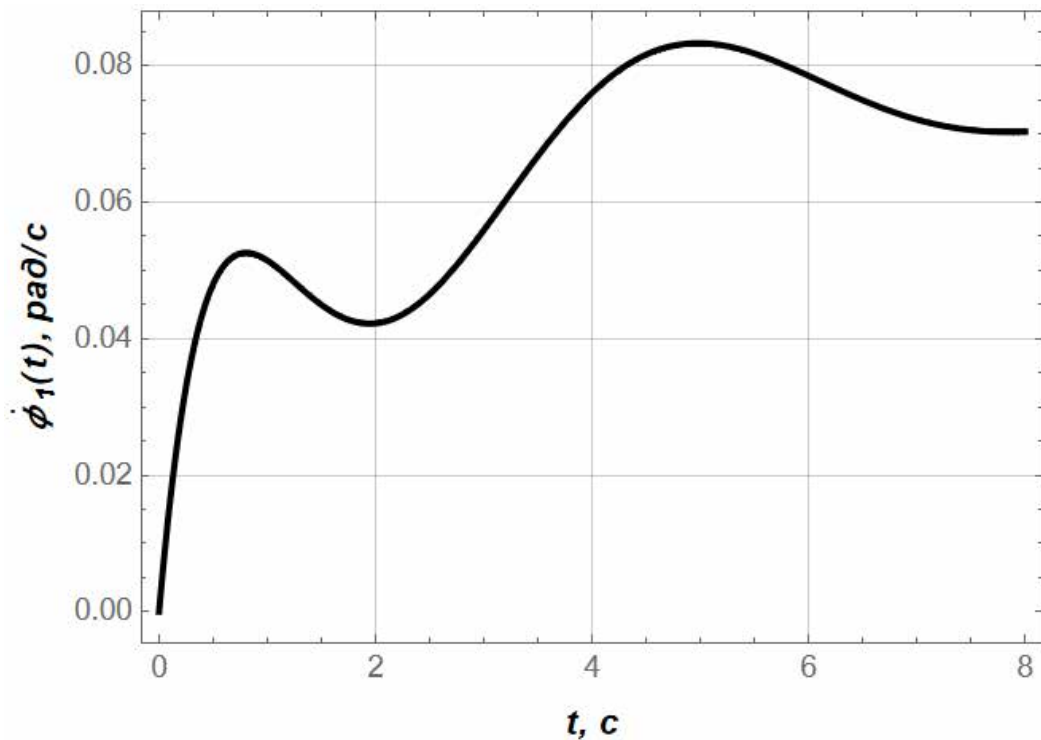


Рисунок 12 – Графік виходу на номінальну швидкість для четвертого варіанту

Графік потужності не виходить за значення потужності механізму повороту. Відхилення вантажу допустимі. За 8 секунд виходить на номінальну швидкість.

5) 2)У п'ятому варіанті: довжина гнучкого підвісу 3м, виліт вантажу 3м, маса вантажу 7500кг.

Було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R=4 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta \text{Position}=10^{-4}$ ;  $\delta \text{Velocity}=7 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

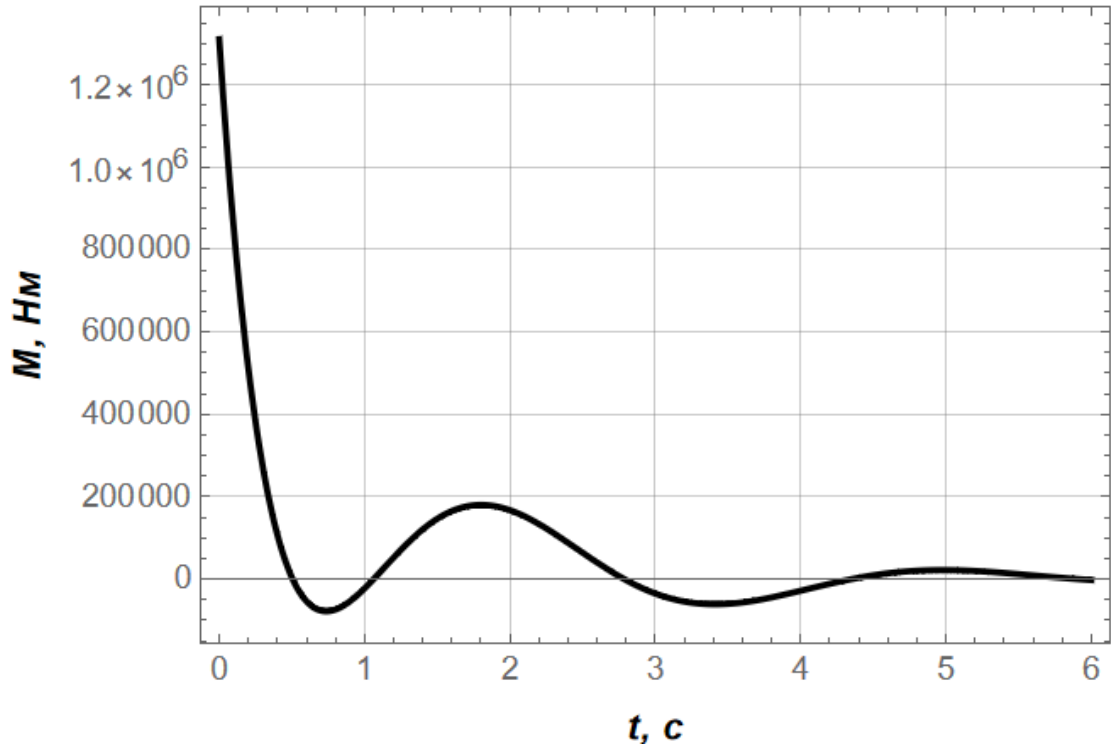


Рисунок 13 – Графік зміни крутного моменту від часу для п'ятого варіанту

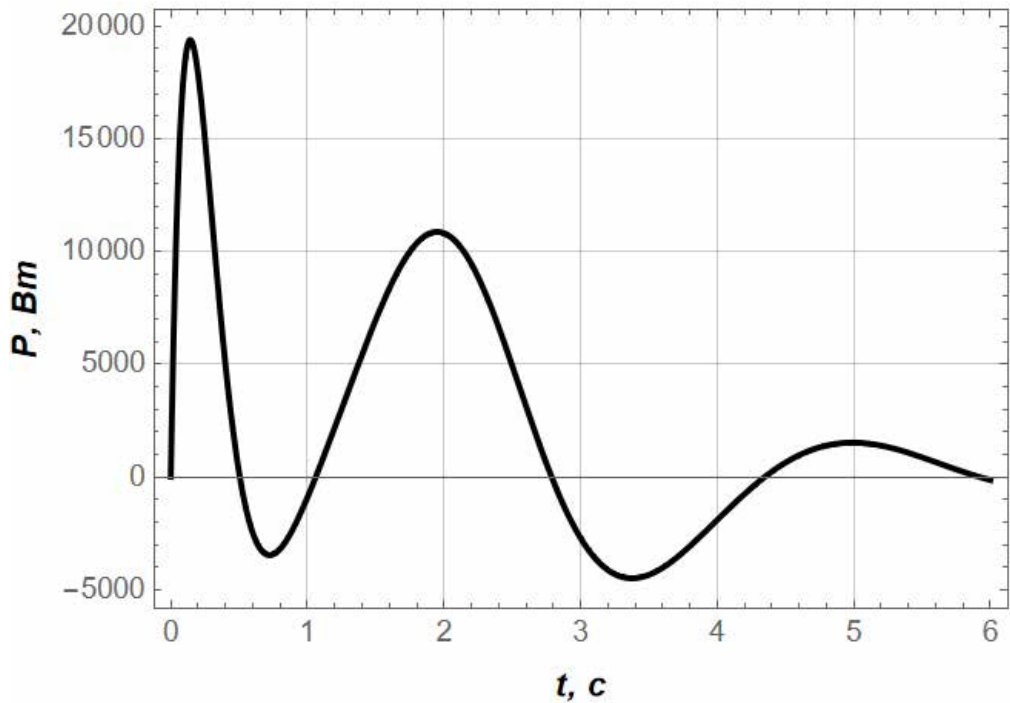


Рисунок 14 – Графік зміни потужності від часу для п'ятого варіанту

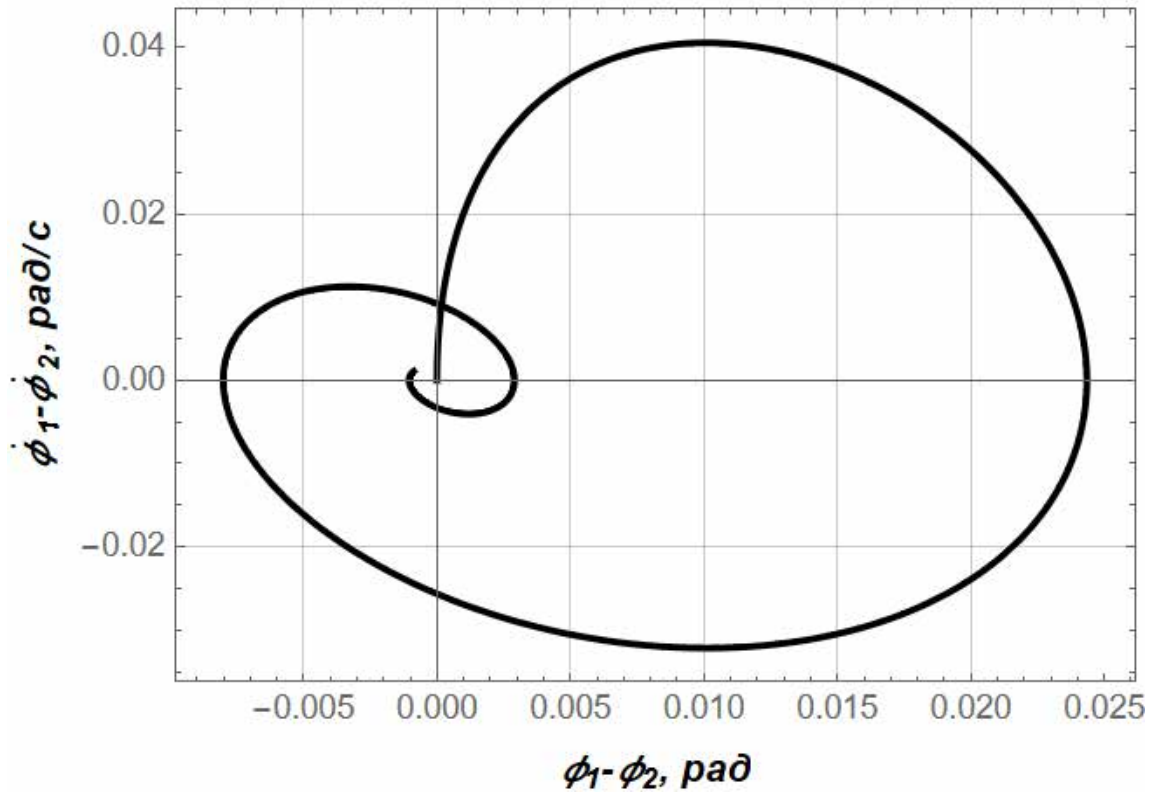


Рисунок 15 – Графік відхилення для п'ятого варіанту

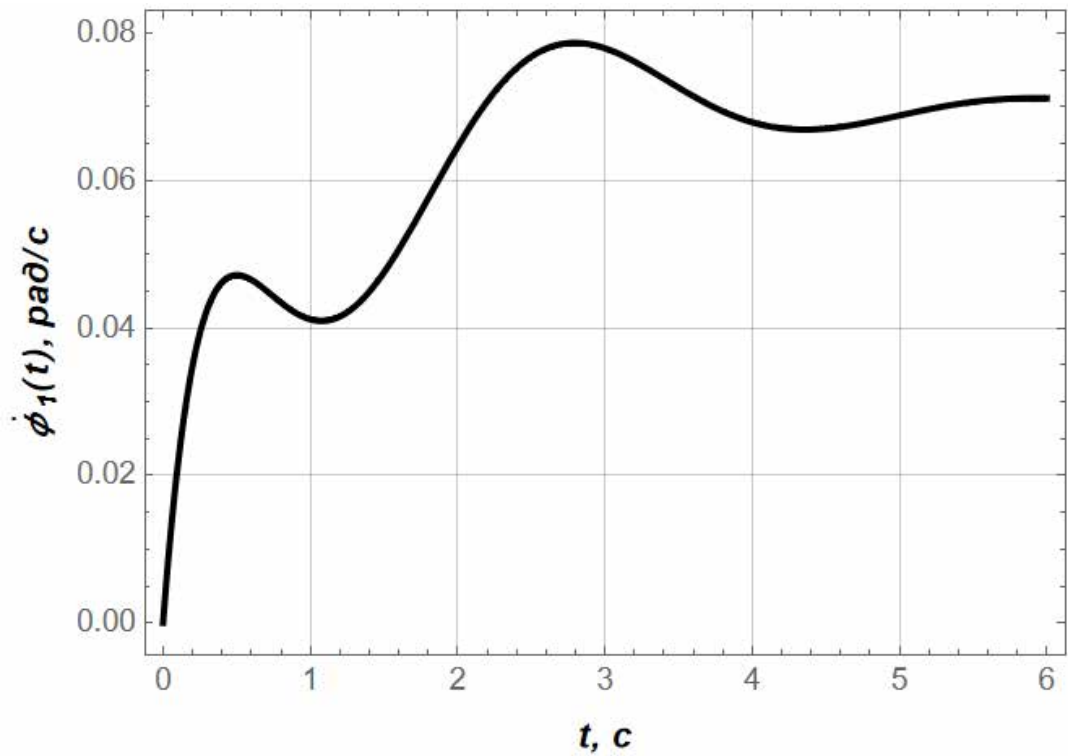


Рисунок 16 – Графік виходу на номінальну швидкість для п'ятого варіанту

Графік потужності в допустимих межах. Відхилення вантажу невеликі. На графіку швидкості досягаємо номінальної швидкості за 6 секунд.

б) 2)У шостому варіанті: довжина гнучкого підвісу 10м, виліт вантажу 3м, маса вантажу 7500кг.

Було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R=4 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta \text{Position}=10^{-4}$ ;  $\delta \text{Velocity}=7 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

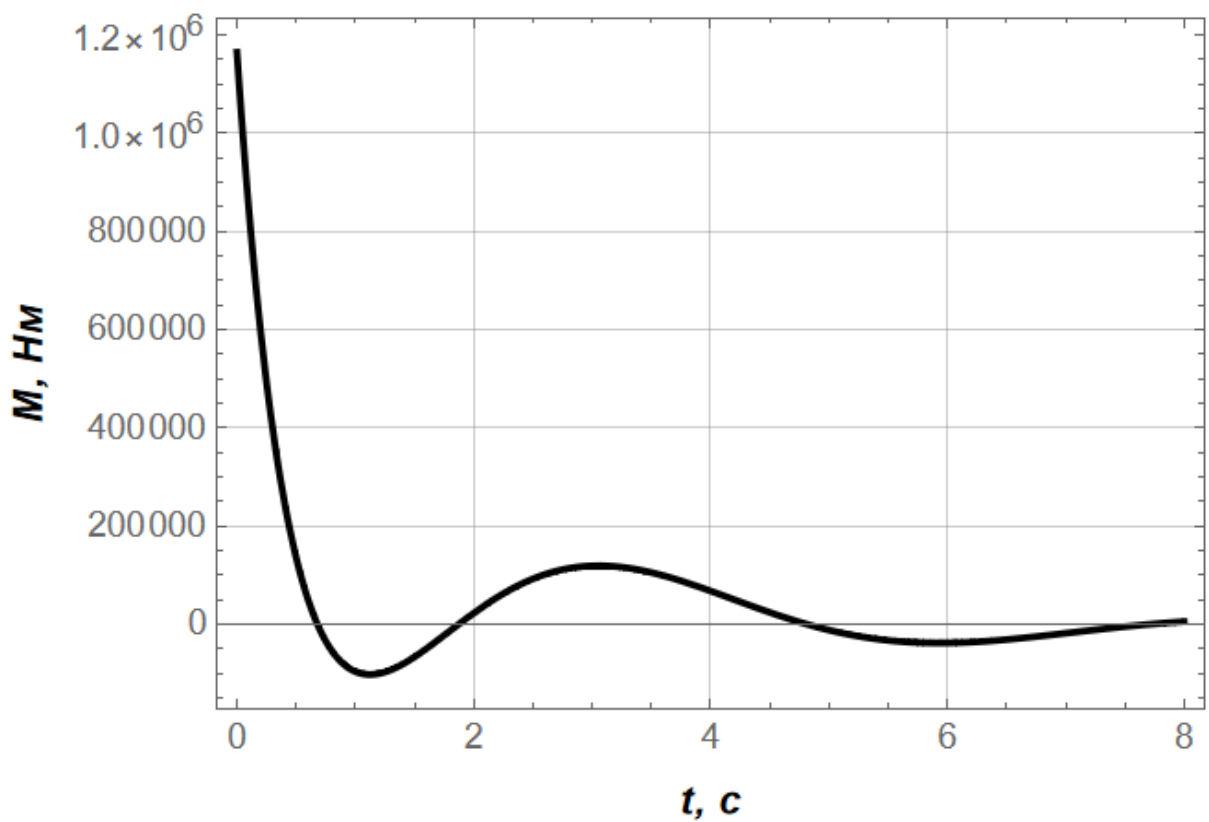


Рисунок 17 – Графік зміни крутного моменту від часу для шостого варіанту

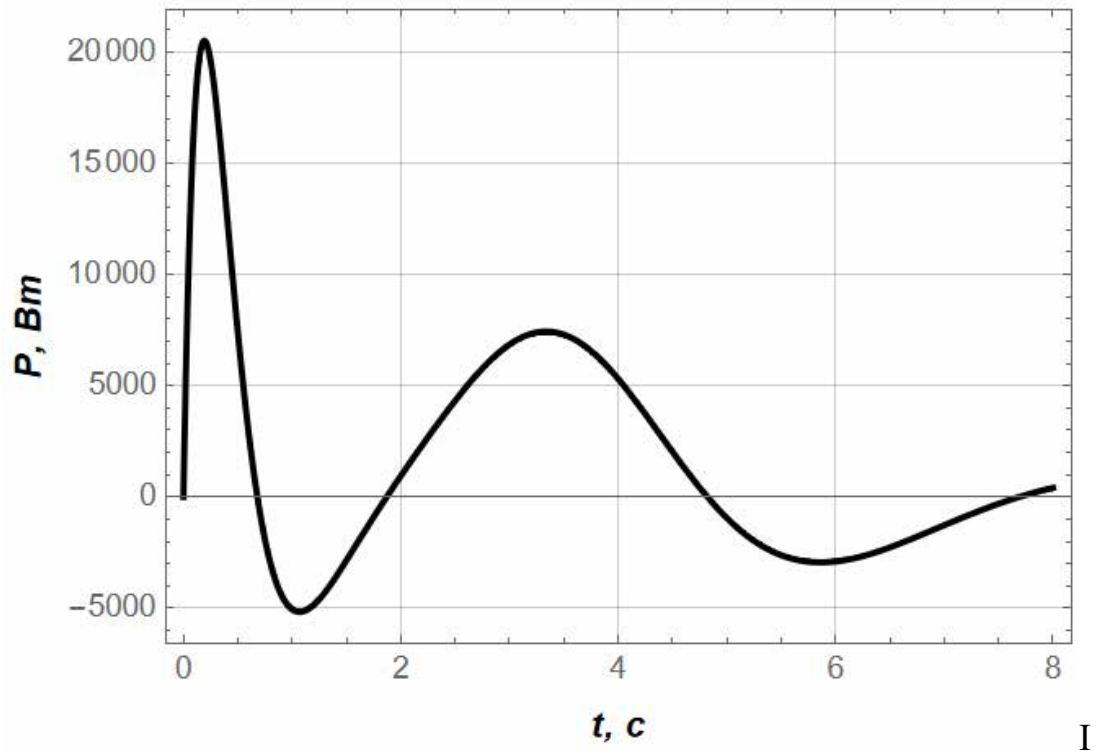


Рисунок 18 – Графік зміни потужності від часу для шостого варіанту

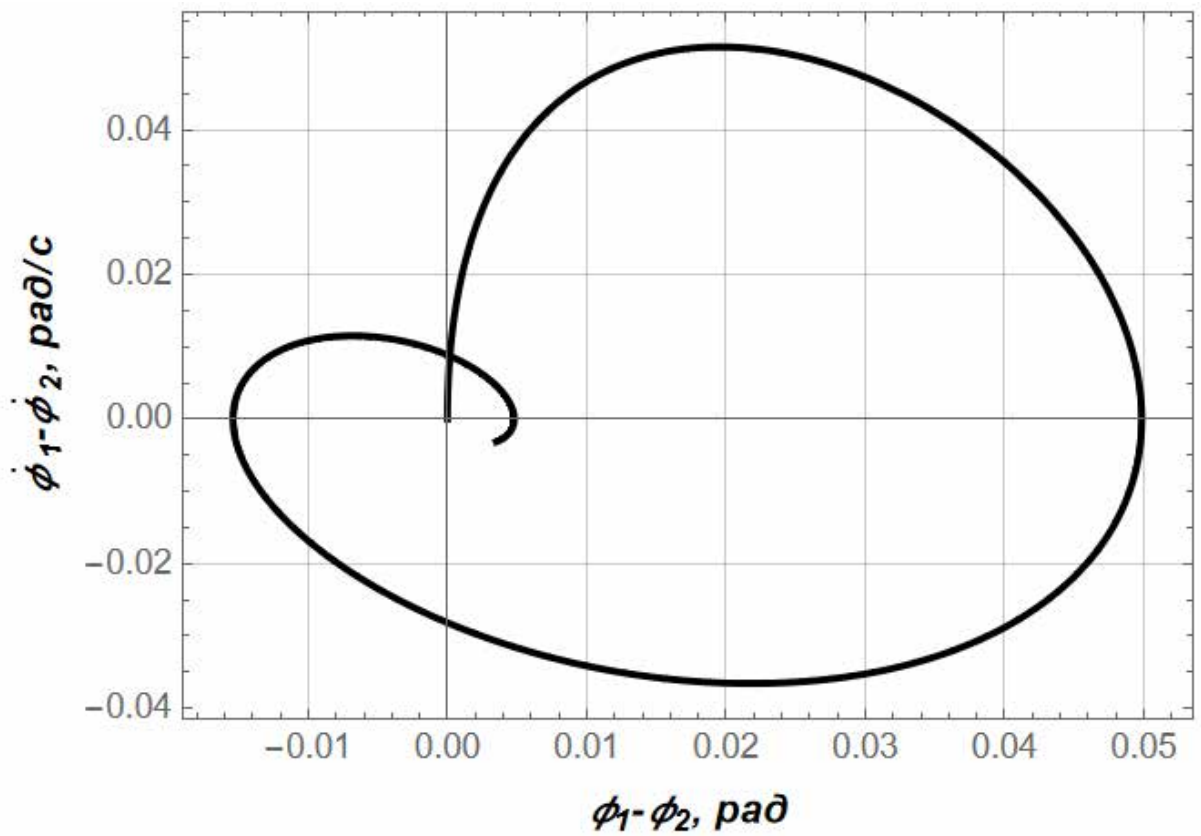


Рисунок 19 – Графік відхилення для шостого варіанту

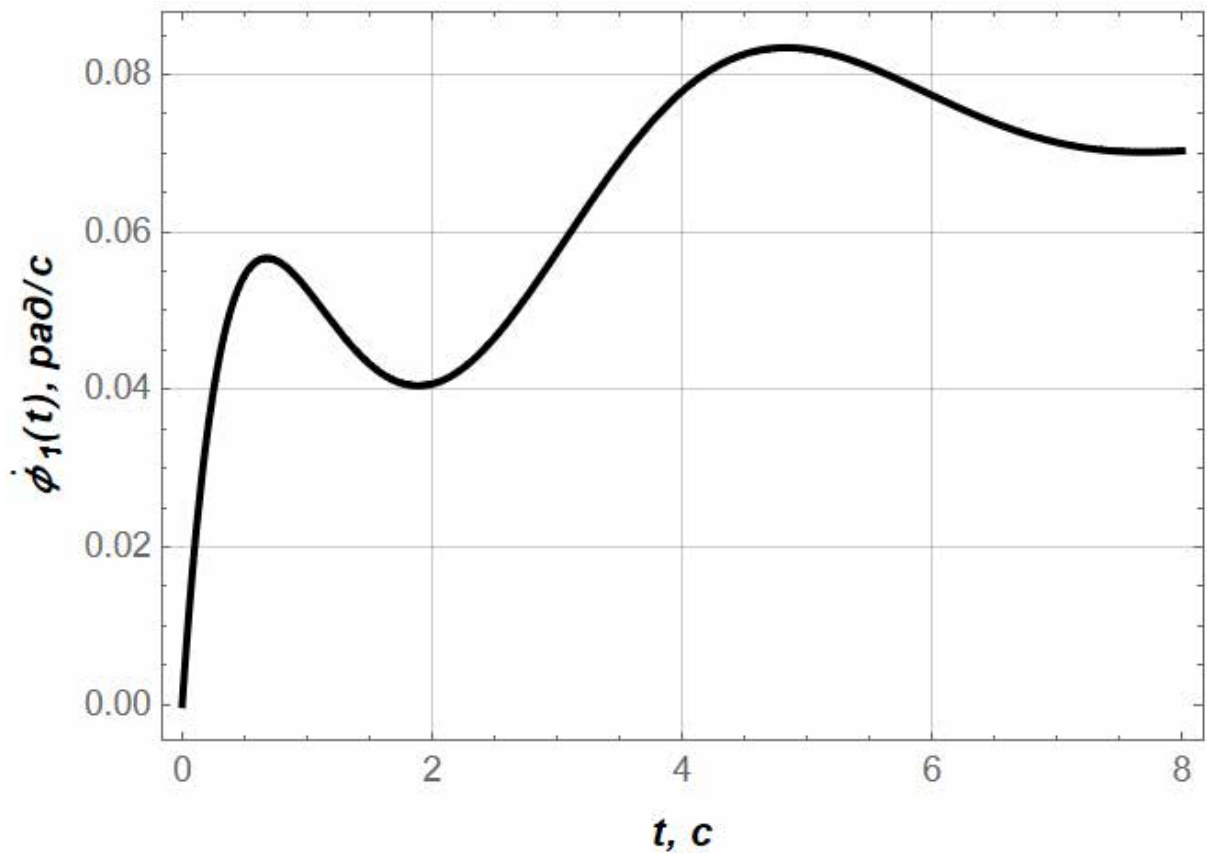


Рисунок 20 – Графік виходу на номінальну швидкість для шостого варіанту

Як бачимо графік швидкості досягнув номінальної, є незначні відхиення вантажу. Пікова потужність в допустимих межах.

7) 2)У сьомому варіанті: довжина гнучкого підвісу 3м, виліт вантажу 20м, маса вантажу 7500кг.

Було підібрано наступні вагові коефіцієнти:  $\delta R=5 \cdot 10^{-11}$ ;  $\delta \text{Position}=10^{-4}$ ;  $\delta \text{Velocity}=6 \cdot 10^3$ . Отримані результати наведено на графіках.

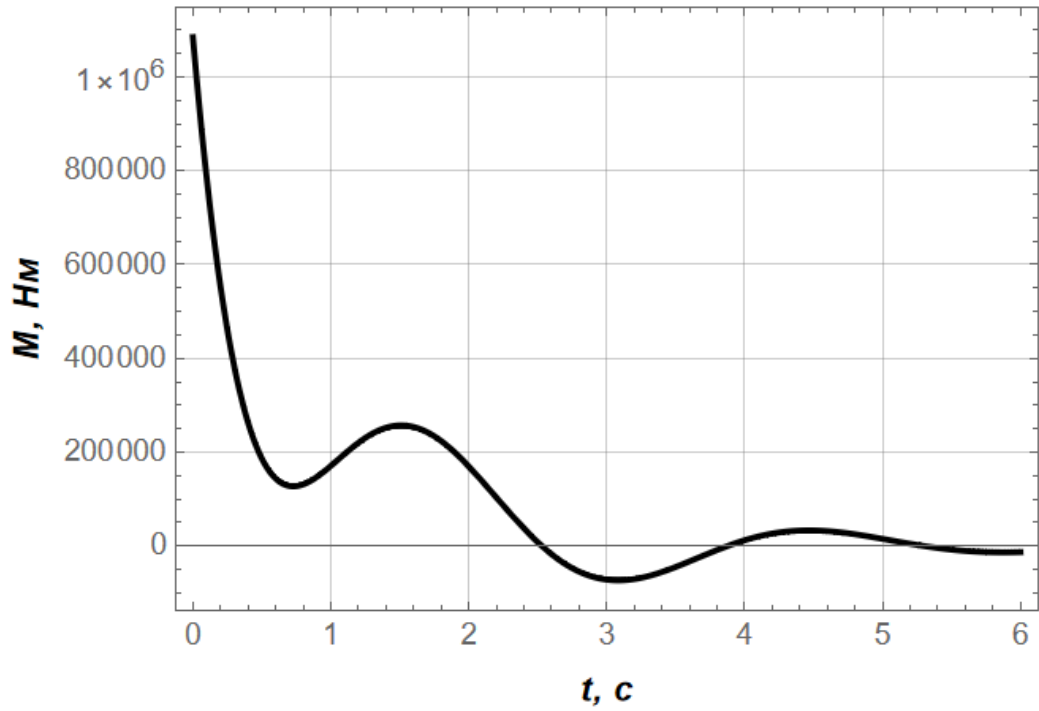


Рисунок 21 – Графік зміни крутного моменту від часу для сьомого варіанту

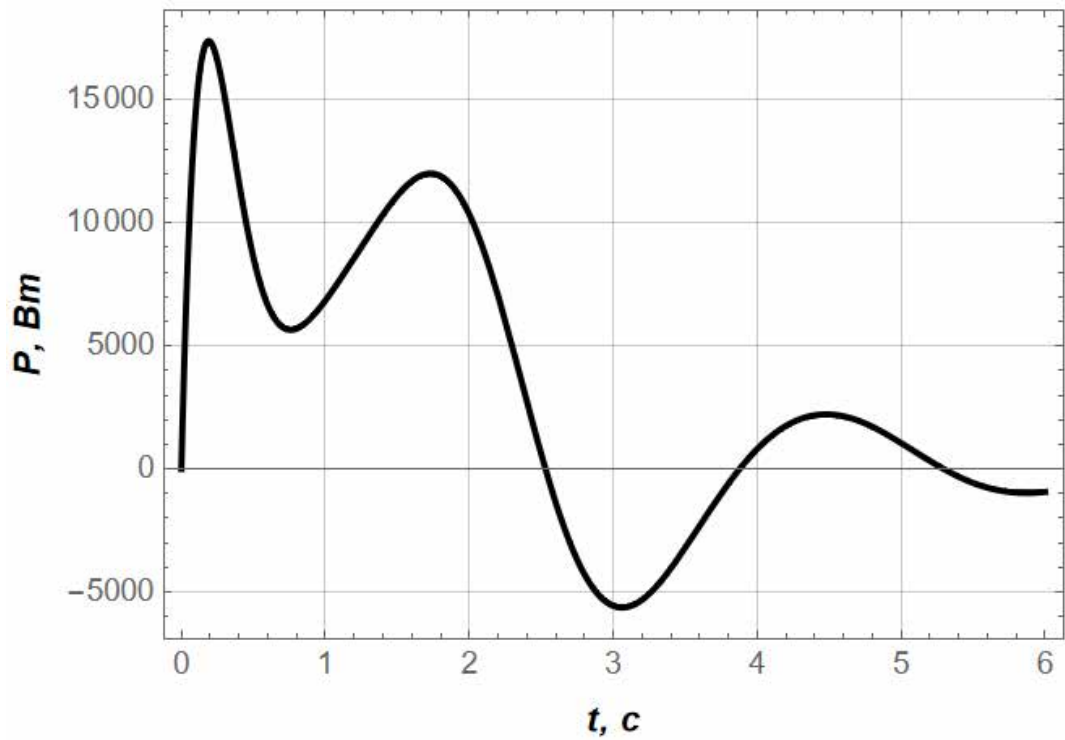


Рисунок 22 – Графік зміни потужності від часу для сьомого варіанту

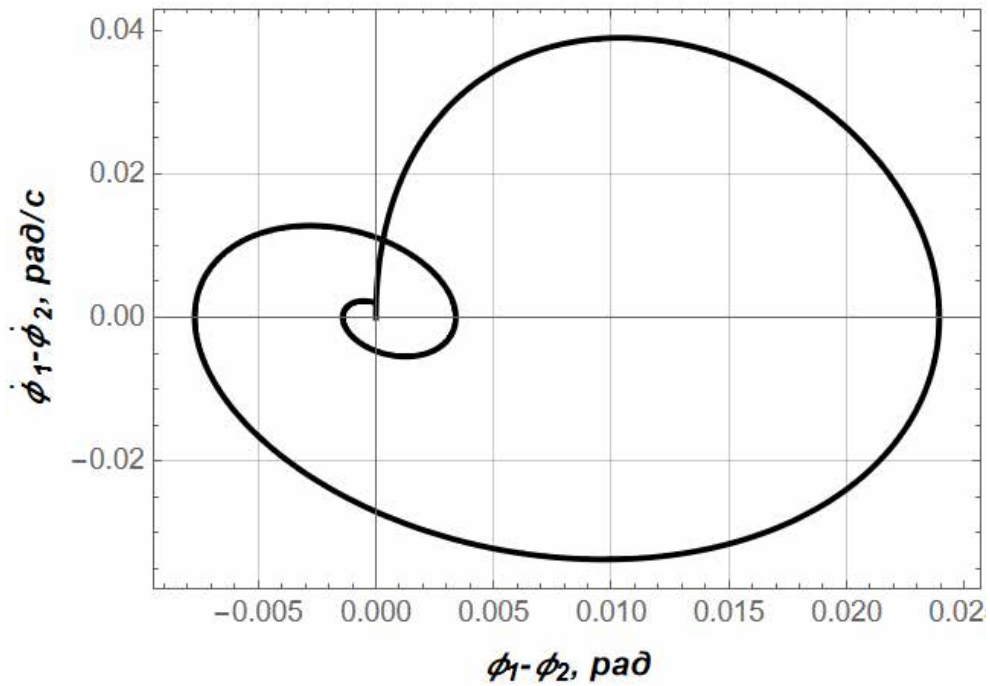


Рисунок 22 – Графік відхилення для сьомого варіанту

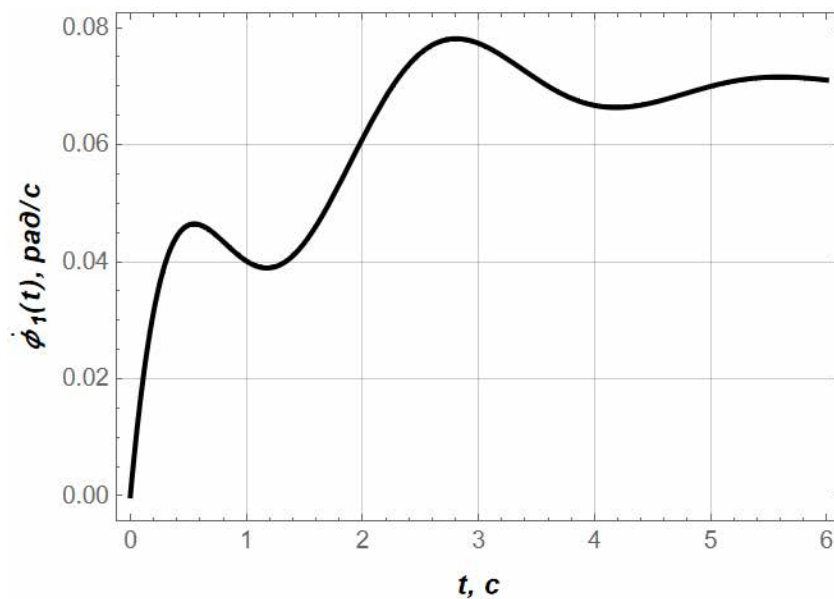


Рисунок 23 – Графік виходу на номінальну швидкість для сьомого варіанту

Графік потужності в допустимих межах, але не виходить в 0. Відхилення вантажу невеликі. На графіку швидкості досягаємо номінальної швидкості за 6 секунд.