

**Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.,
Сердюченко Ю.Ю., Лимар П.В.**

**ДИНАМІКА І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ
МАШИН ЛІСОВОГО КОМПЛЕКСУ**

МОНОГРАФІЯ

Київ – 2017

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.,
Сердюченко Ю.Ю., Лимар П.В.

**ДИНАМІКА І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ
РУХУ МАШИН ЛІСОВОГО КОМПЛЕКСУ**

Монографія

Київ - 2017

УДК 621.01: 621.87

ББК 22.21Я73

Ло 68

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол №_ від _____ 2017 р.).

Рецензенти:

Абрашкевич Юрій Давидович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри будівельних машин Київського національного університету будівництва і архітектури.

Голуб Геннадій Анатолійович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергосистем Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Ловейкін В.С.

Ло 68 Динаміка і оптимізація режимів руху машин лісового комплексу. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич., Ю.Ю. Сердюченко, П.В. Лимар – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2017. – 247 с.

Монографія написана на основі теоретичних та експериментальних досліджень режимів роботи машин лісового комплексу. Побудовано багатоступінчасті математичні моделі динаміки роботи машин при лісозаготівлі та в умовах роботи складів лісоматеріалів. Проведено динамічний аналіз режимів роботи лісових машин та встановлено характер виникнення навантажень у їх окремих елементах. Виконано синтез оптимальних режимів роботи: грейферного захвату, механізму переміщення крана із пачкою шхистів, трелювальної лебідки.

Наведено програму та методіку експериментальних досліджень режимів роботи механізмів лісових машин. Під час проведення експериментів реалізація оптимального руху механізмів виконана шляхом керування електричним та гідравлічним приводами машин за допомогою розробленого програмного забезпечення.

Встановлено загальні положення, які дозволяють підвищити ефективність роботи механізмів машин лісового комплексу.

Призначена для наукових та інженерних працівників, а також може бути корисна аспірантам, магістрам та студентам машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів.

© Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.,
Сердюченко Ю.Ю., Лимар П.В. 2017
© НУБіП України, 2017

ВСТУП

Головною задачею лісового комплексу завжди було збереження, примноження та ефективне використання лісових ресурсів в інтересах людини, суспільства та держави. Саме тому основними вимогами до лісокористування є його ощадливість, а в перспективі й обов'язкове сприяння розширеному відтворенню лісових ресурсів – процесу безперервного збільшення виробничого потенціалу лісових біогеоценозів.

Розпад СРСР призвів до повної автономності лісової галузі України. В умовах самостійного функціонування вирішення завдань, що постають перед вітчизняною лісовою промисловістю ускладнюється цілим рядом чинників, а саме:

- відсутністю національної бази лісогосподарського машинобудування;
- недостатнім інтелектуальним потенціалом у вирішенні проблем механізації та автоматизації процесів лісозаготівлі та лісовідновлення;
- відсутністю регулярних інвестицій в лісову галузь, недостатністю грошових надходжень від реалізації деревини, адже Україна є лісодефіцитною країною, що задовольняє власні потреби у деревині лише на 50%;
- суттєвими змінами в політиці та принципах створення і розвитку технічної бази лісового господарства у зв'язку з переходом держави від планового ведення господарства до ринкових відносин;
- недостатністю існуючих наукових обґрунтувань розвитку технологій лісозаготівлі та лісовідновлення, котрі враховують тип лісорослинної зони, екологічні, соціальні та ринкові умови.

Через відсутність в наш час власної бази лісового машинобудування логічним та економічно доцільним здається імпорт російської техніки, яка в 2-3 рази дешевша за європейську. Але російські лісозаготівельні машини адаптовані до «рідних» виробничих умов (переважно болотяні та снігові райони із слабонесучими ґрунтами). Ця техніка, створена на базі

високопрохідних і потужних машин і через велику власну вагу використовується переважно взимку. До того ж розмір вітчизняних лісосік (3...3,5 га) обмежує можливість розташування на них всього комплексу лісозаготівельних машин. А наявність непродуктивних «несамохідних» перебазувань (із застосуванням трейлерів) зводить нанівець будь-яку доцільність використання такої техніки.

Останнім часом прогресивні лісодобувні країни значну увагу приділяють рубанням в малих об'ємах. Така лісозаготівля, що отримала назву «малооб'ємна», пов'язана в першу чергу із проведенням відповідних заходів (вибіркові та санітарні рубання, проріджування та рубання догляду) не тільки на лісопромислових площах, а також в садово-парковому господарстві (навіть в природоохоронних зонах). Для технічного забезпечення малооб'ємної лісозаготівлі за кордоном створено цілий спектр малогабаритної лісової техніки, яка дозволяє ефективно впроваджувати ощадливі методи роботи на лісосіках. Нажаль на вітчизняному ринку лісозаготівельного обладнання така техніка практично відсутня.

У вітчизняних лісгоспах вибіркові рубання проводяться переважно із залученням колісних сільськогосподарських тракторів класу 0,9...1,4 кН, які обладнуються начіпним трелювальним обладнанням та кранами-маніпуляторами. Впровадження таке досвід В сучасних реаліях вітчизняного лісового господарства на найближчі роки практично безальтернативним виглядає застосування ручного моторного інструменту (звалювання, обрізання, розкрязування) та колісних сільськогосподарських тракторів класу 0,9...1,4 кН (трелювання, навантаження-розвантаження, штабелювання),. Проте основним недоліком подібних технологій є використання небезпечної і важкої ручної праці.

В подальшій перспективі, виходячи з природних та виробничих умов (при наявності невеликих роздрібнених лісосік) найбільш раціональним є впровадження в лісозаготівлі багатоопераційних машин (комбайнів) та універсальних лісових машин. Це дозволить перейти на якісно новий рівень

лісозаготівлі, а саме поєднати використання ощадних методів лісокористування із створенням безпечних умов праці. В цьому напрямку вже рухаються прогресивні лісодобувні країни (Швеція, Фінляндія, США, Канада, Росія та ін.). Саме тому обґрунтування режимів роботи трелювальної лебідки універсальної лісової машини є актуальною задачею, що має науковий і практичний інтерес.

Що стосується сучасних лісових складів, то тут технологічні процеси включають великий обсяг вантажно-розвантажувальних робіт, для виконання яких використовується різноманітне обладнання: крани різних конструкцій, самохідні навантажувачі та ін. Тільки в лісозаготівельному виробництві кожен кубометр лісоматеріалів завантажують, вивантажують і штабелюють від чотирьох до восьми разів. Незважаючи на різноманітність конструктивного виконання, до вантажно-розвантажувального обладнання висуваються загальні вимоги, обумовлені значною масою вантажів, їх габаритами і несиметричністю форми (пачки хлестів або дерев), а також необхідністю розміщення лісоматеріалів на значній площі (укладання хлестів або дерев в запас, а сортиментів в штабелі). Обсяг пачок лісоматеріалів, що доставляються на склад, 20 – 30 м³. Оскільки пачки вивантажують цілком, без розподілу їх на частини, то вантажопідйомність розвантажувального обладнання повинна бути близькою до 10 – 15 т. Робота кранів на складах лісоматеріалів характеризуються тим, що пачки хлестів або дерев несиметричні і відрізняються один від одного довжиною, збіжністю стовбурів, густотою крони і т. д. Внаслідок цього центр ваги у різних пачок розташований неоднаково і колоди мають зміщений центр мас відносно захватного пристрою, тому при використанні одного вантажопідйомного каната зі стропами або захвату в одній точці може виникнути перекис пачки у вертикальній площині. Такі перекоси вантажу негативно впливають на процес перевантаження, оскільки викликають додаткові коливання, вантаж розгойдується та ускладнюється його переміщення. Для укладання лісоматеріалів на значній площі вантажно-розвантажувальні установки

повинні переміщати вантажі як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках зі швидкостями, що забезпечують необхідну продуктивність. Необхідно також, щоб операції по захопленню, відчепленню і розвороту пачок були механізовані, оскільки виконання цих операцій вручну (за допомогою стропів) є небезпечним і трудомістким.

Пуск, зміна швидкості та гальмування привідного візка крана супроводжуються коливаннями вантажу закріпленого на гнучкому підвісі. Коливань вантажу необхідно уникати, оскільки вони ускладнюють позиціонування вантажу та передають навантаження на конструкцію крана

Розділи з першого по четвертий написані Ловейкіним В.С., Ромасевичем Ю.О. та Сердюченко Ю.Ю. Розділи з п'ятого по дев'ятий написані Ловейкіним В.С., Ромасевичем Ю.О. та Лимарем П.В. Вступ і висновки до монографії написані всіма авторами.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДОСКОНАЛОСТІ СУЧАСНОЇ ТРЕЛЮВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ ЛІСОЗАГОТІВЛІ

В наш час існує дві різні концепції лісокористування [1]. Перша, *традиційна* (домінантна) модель передбачає розподілення лісового фонду на групи у відповідності до економічного, екологічного і соціального значення лісів, їх розташування та виконуваних функцій. Але така модель створена на економічних засадах і мало відповідає природним закономірностям функціонування лісових середовищ. Тому останнім часом за кордоном активно розвивається *багатоцільова* (екоцентрична) модель лісокористування, яка передбачає одночасне використання лісів для різних, на перший погляд, протилежних, цілей (наприклад, лісозаготівля у рекреаційних чи охоронних зонах). Такий підхід спрямований на раціональне використання лісових ресурсів, збереження рослинного і тваринного різноманіття, збільшення ресурсного потенціалу лісів.

Впровадження вищевказаної моделі лісокористування на вітчизняних лісових підприємствах передбачає створення та застосування прогресивних технологій лісозаготівлі. Саме тому створення таких технологій є першочерговою завданням в процесі проблеми основними задачами в сучасному лісокористування передбачає розробку ощадливих технологій на базі існуючої лісозаготівельної техніки та створення універсальних машин, адаптованих до функціонування лісових екосистем.

1.1. Сучасний стан розвитку технологій лісозаготівлі

Технологією лісосічних робіт прийнято називати систему знань про способи та засоби виконання (на лісосіках, навантажувальних майданчиках, лісових складах) ряду операцій від звалювання деревини до її відвантаження споживачу в потрібному вигляді [1].

В залежності від набору процесів, місця їх виконання і виду продукції (сировини), яку отримують на лісосіці, розрізняють наступні технології заготівлі деревини [1]:

- заготівля у хлистах;
- заготівля у сортиментах;
- з поглибленою переробкою деревини.

Більш детально технологічні процеси для вказаних лісосічних робіт наведені у таблиці 1.1.

Невід’ємною складовою будь-якої з наведених технологій лісозаготівлі є *трелювання* (від англ. *to trail* – тягнути, волочити) – переміщення деревини від місця звалювання до місця навантажування у лісовозний транспорт (верхній склад чи навантажувальний пункт). Саме трелювання, як найбільш трудомістка і енергонасичена операція, має значний негативний вплив на довкілля, що безпосередньо відображається на швидкості і якості лісовідновлення [1].

В залежності від способу закріплення лісоматеріалу на трелювальній машині розрізняють трелювання [1]:

- в ненавантаженому стані (наземне);
- в напівнавантаженому стані;
- в напівпідвішеному стані;
- в повнонавантаженому стані;
- в повнопідвішеному стані.

Наявність різноманітних природних умов і технологій лісозаготівлі обумовлює використання широкого спектру машин: трелювальних тракторів, канатних лісотранспортних установок, міні-техніки, повітряного транспорту.

Таблиця 1.1 – Технологічні процеси лісосічних робіт

| Технологія | Техн. процес | Операції, виконувані на лісосіці | Матеріал, що трелюється | Операції, виконувані на верхньому складі | Вихідна продукція |
|-------------|--------------|--|-------------------------|---|-------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Хлистова | 1 | звалювання дерев + формування пакету (пачки) | дерева | навантаження на транспорт | дерева |
| | 2 | звалювання дерев + формування пакету (пачки) | дерева | очищення від сучків + навантаження на транспорт | хлисти |
| | 3 | звалювання дерев + очищення від сучків + формування пакету (пачки) | хлисти | навантаження на транспорт | хлисти |
| Сортиментна | 4 | звалювання дерев + очищення від сучків + формування пакету (пачки) | хлисти | розкряжування + навантаження на транспорт | сортименти |
| | 5 | звалювання дерев + формування пакету (пачки) | дерева | очищення від сучків + розкряжування + навантаження на транспорт | сортименти |
| | 6 | звалювання дерев + очищення від сучків + розкряжування + формування пакету (пачки) | сортименти | навантаження на транспорт | сортименти |

Продовження таблиці 1.1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|----|---|------------|---|----------------------|
| Сортиментна | 7 | звалювання дерев + очищення від сучків + розкрязування + формування пакету (пачки) | — | — | сортименти |
| З поглибленою переробкою деревини | 8 | звалювання дерев + формування пакету (пачки) | дерева | очищення від сучків + розкрязування + поздовжнє розпилювання + навантаження на транспорт | пиломатеріали |
| | 9 | звалювання дерев + очищення від сучків + розкрязування + формування пакету (пачки) | сортименти | поздовжнє розпилювання + навантаження на транспорт | пиломатеріали |
| | 10 | звалювання дерев + очищення від сучків + розкрязування + формування пакету (пачки) | сортименти | навантаження на транспорт | щепа технологічна |
| | | подрібнення в щепу деревних решток + навантаження на транспорт | — | — | щепа паливна |

1.2. Огляд трелювальної техніки

Трелювальні трактори. Через промисловий характер лісозаготівлі є найбільш поширеними засобами первинного транспорту лісу [1]. За конструкцією (рис. 1.1) такі машини поділяються на:

трактори загального призначення – сільськогосподарські трактори, агреговані з трелювальним обладнанням;

спеціалізовані трактори – мають адаптовану до жорстких умов роботи конструкцію (шарнірна рама, розміщена спереду і захищена кабіна, рушії підвищеної прохідності).

За типом встановлюваного технологічного обладнання трелювальні трактори можна поділити на:

трактори для чокерного трелювання – обладнуються канатною лебідкою та чокерами; використовуються для трелювання дерев і хлестів у ненавантаженому чи напівнавантаженому стані (Т-157, ТТ4-М, ЛКТ-82);

скіддери (трактори для безчокерного трелювання) – можуть мати пачковий захоплювач (Cat 525С, ЛТ-230, ZT 3600) або затискний коник із щелепним навантажувачем (Timber Pro TF 840, ЛП-18К, John Deere 1711D) для трелювання дерев і хлестів у напівнавантаженому стані;

форвардери (трактори для безчокерного трелювання) – мають щелепний навантажувач і вантажний візок; призначені для трелювання сортиментів у навантаженому стані (Ponsse Elk, Valmet 830.3, Беларус МЛ-131).

Канатні лісотранспортні установки. Є найбільш доцільним засобом механізації процесу трелювання в районах із складним рельєфом. Складаються із лебідки (несамохідної чи мобільної), тягових і несучих канатів, щогл, стріл, відтяжок, причіпних пристосувань та спеціальних кареток. За призначенням канатні установки можуть бути (рис. 1.2): трелювальні; трелювально-транспортувальні; транспортувальні; навантажувальні.

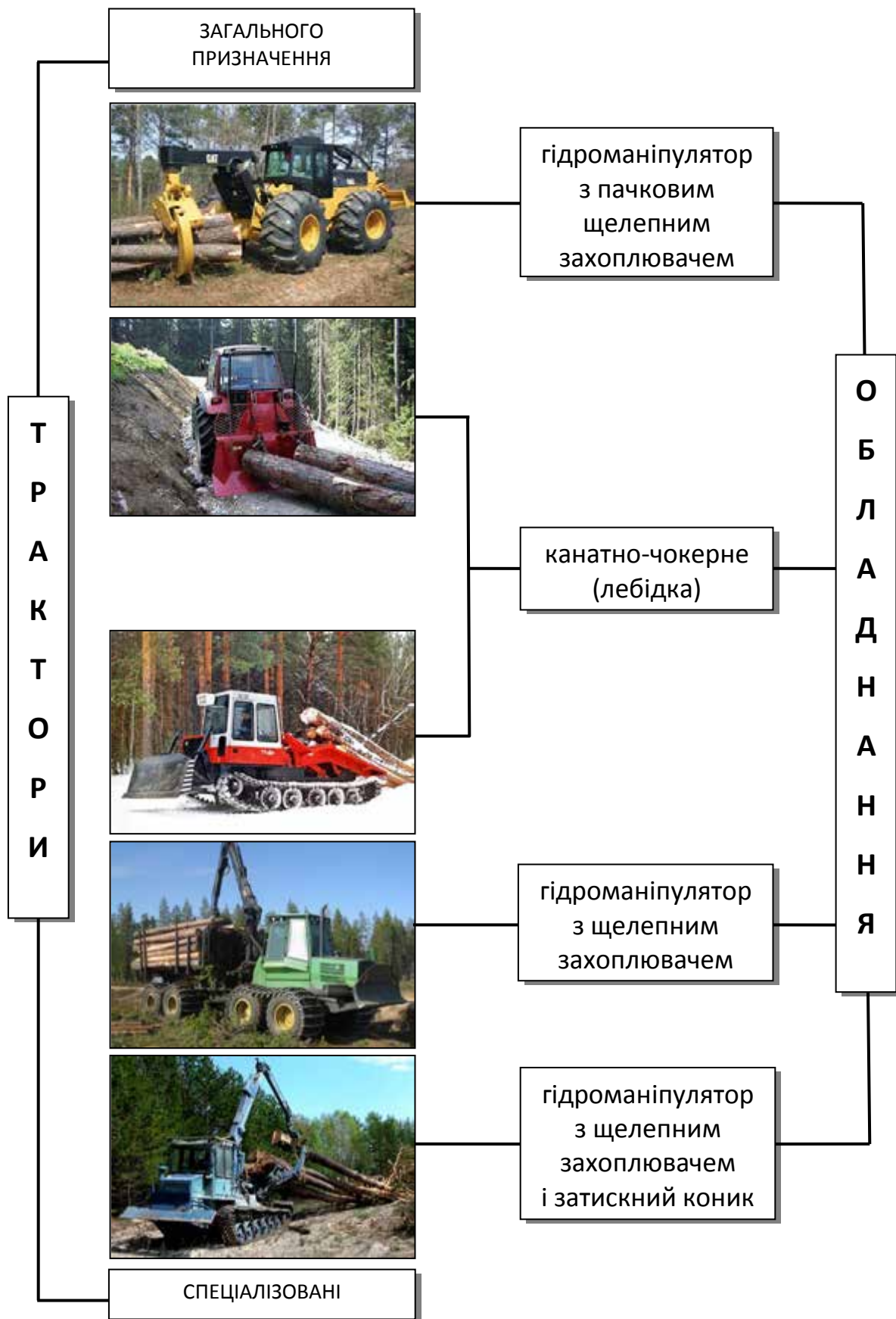


Рис. 1.1. Класифікація трелювальних тракторів

Трелювальні установки дозволяють трелювати деревину від пня до навантажувального пункту, верхнього лісоскладу чи транспортуючої канатної установки. **Трелювально-транспортувальні установки** виконують трелювання лісоматеріалу від пня до несучого канату (не менше 30 м) з наступним транспортуванням вантажу в підвішеному стані до лісовозних шляхів. **Транспортувальні установки** призначені для переміщення деревини в підвішеному стані та його завантаження у рухомий склад лісовозних шляхів. **Навантажувальні установки** використовуються для завантаження деревини у транспорт (в комплексі з транспортуючими установками).

Всі трелювальні канатні системи можна поділити на установки з **несучим канатом** і **без нього**. Установки с несучим канатом бувають **однопролітними** та **багатопролітними**, що визначається кількістю опор. Такі установки мають несучий канат постійного чи змінного натяжіння. Канати змінного натяжіння послаблюють та опускають на ґрунт для приєднання пачки під час кожного робочого циклу.

За характером руху канатів розрізняють установки:

- с несучим, тяговим і зворотнім канатами;
- с несучим і тяговим канатами;
- с тягово-несучим канатом, що безперервно рухається

(конвеєри).

Міні-техніка. Дедалі ширше використовується на малооб'ємній лісозаготівлі. До цього класу можна віднести міні-трактори, гусеничні міні-трелювальники та мотоблоки, які агрегатуються з лебідками, гужовими візками, трелювальними конусами і арками.

Фірма «Velsa» (Фінляндія) на базі власних серійних снігоходів випускає гусеничні всюдиходи «TERRI 30» (рис. 1.3). В якості силовою передачі на всюдиході встановлюється двошвидкісний редуктор із автоматом зміни швидкостей. Керування машиною досить просте – за допомогою керма і рукоятки акселератора.

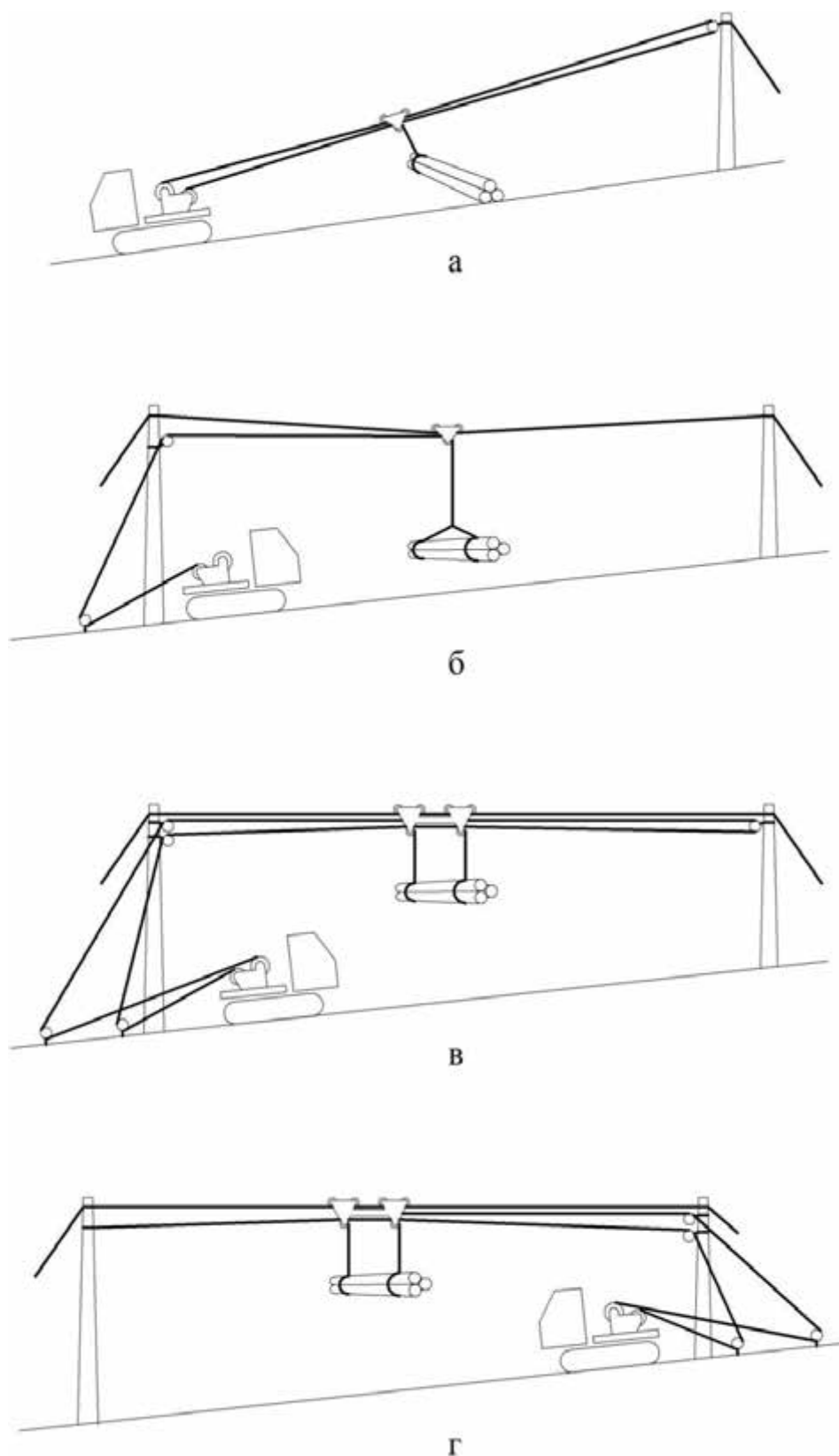


Рис. 1.2. Принципові схеми канатних установок:
а – трелювальна; б – трелювально-транспортувальна; в –
транспортувальна в режимі «на спуск»; г – транспортувальна в режимі «на
підйом»

Рівномірне розподілення ваги машини (разом з водієм – біля 300 кг/м²) дозволяє успішно долати болота і трясовини. Максимальна швидкість машини – 40 км/год. Стандартне обладнання містить канатну лебідку з тяговим зусиллям 15 кН.



Рис 1.3. Всюдихід «TERRI 30»

Всюдиходи «TERRI 30» широко задіяні в лісовому господарстві: на трелювання деревини, при перевезення саджанців чи внесенні добрив, тощо. Також ці машини використовуються при перевірці електросилових і телефонних ліній передач, на пожежних станціях, в аеропортах та аеродромах, при рятувальних операціях в труднодоступній місцевості, для прокладання гірськолижних маршрутів чи розрівнювання слаломних спусків.

Ще один представник «TERRI» – це міні-трактор «2040 D» фінської фірми «Nordtrac» (рис. 1.4). Машина виконана у вигляді двомодульного шасі, яке обладнане чотиритактним дизельним двигуном потужністю 21 кВт.



Рис. 1.4. Міні-трактор «TERRI 2040 D»:

1 – робоче місце (пост керування) оператора; 2 – кабіна; 3 – причіпний модуль; 4 – гідроциліндри повороту машини ; 5 – гідробак; 6 – гусеничні рушії; 7 – автоматичний клинопасовий варіатор; 8 – лебідка; 9 – двигун.

Маневрування здійснюється шляхом повороту гідроциліндрами енергетичного модуля відносно причепа. Максимальна швидкість руху міні-трактора (з причіпним модулем вантажопідйомністю 2000 кг) становить 27 км/год. Питомий тиск машини на ґрунт становить 800 кг/м² без вантажу і 2500 кг/м² із вантажем. Для порівняння працівник з бензопилкою створює питомий тиск 3800...4000 кг/м². На базі міні-трактора «TERRI 2040 D» фірма «Nordtrac» випускає ряд модифікацій із різними причіпними модулями. Найбільшого поширення набули форвардери.

Фірмою «Martimex» (Словачія) успішно випускається універсальна самохідна машина «MPN-3,7» (рис. 1.5), яка складається з гусеничного шасі, карбюраторного чотиритактного двигуна із повітряним охолодженням,

механічного приводу гусеничних стрічок, лебідки і обертового коника. Оператор керує машиною за допомогою дишла, яке обладнане важелями акселератора і гальм. Поворот машини здійснюється шляхом відхилення дишла в необхідний бік. При цьому внутрішній рушій вимикається, а поворот здійснює зовнішня гусенична стрічка. За рахунок встановлення реверсивної тришвидкісної коробки передач, швидкість машини «MPN-3,7» можна змінювати в діапазоні 2,2...5,4 км/год (під час руху вперед) або 1,8...4,5 км/год (рух назад). Рушання чи зупинка машини (за допомогою відцентрового зчеплення) здійснюється важелем акселератора. Максимальне тягове зусилля становить 5,6 кН.



Рис. 1.5. Універсальна самохідна машина «MPN-3,7»

Серед новітніх розробок можна виділити міні-трелювальник «SCOTTRAC OX 14» (рис. 1.6) виробництва шведської фірми «Artcom Tradebridge Ltd». Ця машина, масою 500 кг, є ідеальним варіантом для невеликого лісового господарства при транспортуванні вантажів по пересіченій місцевості. Візок із двигуном потужністю 8; 9,6 чи 10,3 кВт має гусеничні рушії шириною 400 мм із гідроприводом та обладнаний гідравлічною лебідкою з тяговим зусиллям 0,6 кН. Тиск в гідросистемі становить 14 МПа і забезпечується насосом продуктивністю 36 л/хв.

Встановлений обертовий коник має вантажопідйомність 1000 кг при тяговому зусиллі 10 кН. Габарити машини – 1700 мм × 1150 мм, а робоча швидкість становить 4...6 км/год.



Рис. 1.6. Міні-трелювальник «SCOTTRAC OX 14»

Нерідко для транспортування деревини використовуються тандемні причеи із гідроманіпуляторами чи трелювальні арки, які можуть агрегатуватися з будь-якими малогабаритними машинами (рисунок 1.7).



Рис. 1.7. Агрегування квадроциклу із трелювальною аркою

Аеростати та гелікоптери. Їх використання (пов'язане в першу чергу із освоєнням гірських лісів) дозволяє зменшити на 40...45% вартість

будівництва лісових шляхів. До того ж значні лісові площі можуть бути використанні для лісозаготівлі чи лісовідновлення замість будівництва лісовозних шляхів.

Лідерами в промисловому використанні аеростатів при трелюванні деревини є США і Канада. Піонером в цій галузі була фірма «Bohemia Lamber Co» (в подальшому поділена на компанії «Flying Scotsman» та «Skyhook Enterprises Ltd»). Ця організація працювала з різними типами аеростатів: аеродинамічними, V-типу, сферичними цибульного типу.

Конструкції всіх аеростатно-канатних систем практично однакові. Аеростат з'єднується із тяговою лебідкою за допомогою канатно-блокової системи. Це дозволяє переміщуватися аеростату по місцевості на відстані до 1500 м (вперед – назад – підйом – спуск).

В сучасних промислових аеростатно-канатних системах застосовуються переважно дві робочі схеми. Конфігурація «Yo-Yo» передбачає встановлення лебідок з обох боків лісосіки (рис. 1.8, а), що дозволяє забезпечити максимальну відстань трелювання – до 1500 м.

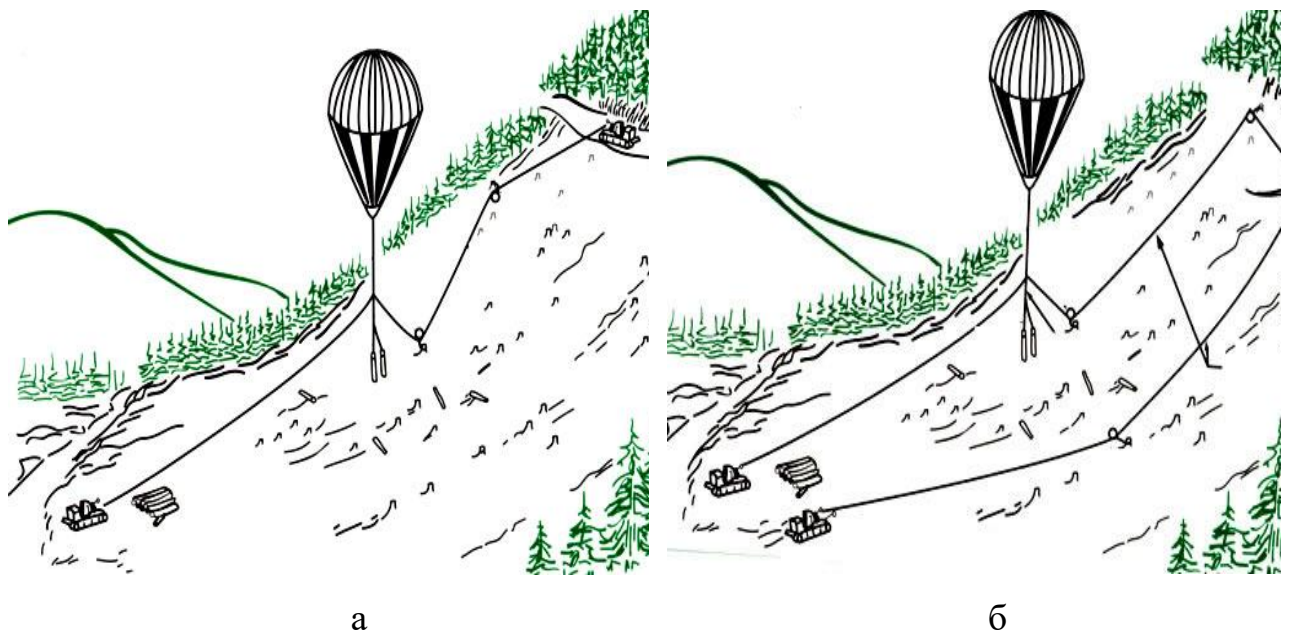


Рис. 1.8. Схеми роботи сучасних аеростатно-канатних систем:

а – конфігурація «Yo-Yo»; б – конфігурація «Haulback»

В даному випадку обов'язкова наявність під'їзної дороги на горі, а трелювання по схилу може відбуватись як вгору, так і вниз. Згідно конфігурації «Haulback» (принцип зворотної лінії) обидві лебідки розташовуються з одного боку (рис. 1.8, б), а довжина трелювання сягає 1000 м. В якості приводу використовуються самохідні лебідки «Washington 608A» і «Berger Balloon Yarder» (рис. 1.9).



а



б

Рис. 1.9. Самохідні лебідки:

а – модель «Washington 608A»; б – модель «Berger Balloon Yarder»

Роботи з вдосконалення аеростатних трелювальних установок ведуться й нині. В першу чергу це стосується поліпшення самих літальних апаратів: вивчення і відпрацювання розмірів і форми аеростатів, міцності і маси матеріалів, стійкості при різних метеорологічних умовах, способів керування, а також всебічне зниження собівартості. Широко використовуються при трелюванні деревини і гелікоптери. Найбільш активно вони задіяні в лісодобувних компаніях США і Канади. В Росії лісозаготівля із застосуванням гелікоптерів ведеться в Хабаровському краї, на узбережжі півострова Сахалін та Красноярському краї. Є данні про використання гелікоптерів-трелювальників в Кореї, Індонезії, Малайзії. Використовуються гелікоптери переважно для канатно-чокерного трелювання деревини, але можуть обладнуватися і грейферними захопниками. Основні моделі гелікоптерів, що використовуються на лісозаготівлі, приведені на рис. 1.10.



а



б



в



г

Рис. 1.10. Основні моделі гелікоптерів-трелювальників:
а – Erickson Air-Crane S-64; б – Boeing CH-47 Chinook;
в – К-32Т; г – Ми-8 МТВ-1.

1.3. Огляд наукових досліджень по темі

Як відомо, робочий цикл будь-якої лебідки, крім усталеного руху містить перехідні режими – розгін та гальмування. Параметри лебідки при усталеному режимі роботи є постійними чи можуть повільно змінюватись в часі. При дослідженні такого руху є достатнім використання статичних методів аналізу. На відміну від усталеного руху, перехідні режими роботи лебідок характеризуються багатократною зміною параметрів. Поведінку такої системи можна аналізувати лише на основі динамічних розрахунків.

При аналізі перехідних режимів руху в приводах лебідок, процес потрібно розглядати як взаємозв'язок динаміки зовнішнього навантаження та

динаміки елементів приводу [2]. Зовнішніми навантаженнями у приводах лебідок можна вважати рушійно-гальмівні зусилля, які створюються джерелом крутного моменту, та зусилля переміщення вантажу, що передаються через канат на барабан та інші елементи трансмісії. Динаміку елементів приводу слід розуміти, як зміну його параметрів під дією зовнішніх навантажень з врахуванням пружності та інерційності окремих елементів, а також фізико-механічних властивостей матеріалів конструкції [2].

Різноманітність технологічних операцій, виконуваних лебідками ускладнює вибір розрахункових схем і навантажень. Тому при аналізі роботи трельовальних лебідок, динамічні процеси в приводі порівнювались з аналогічними режимами канатних лісотранспортних установок, шахтних підйомників, кранів, землерийних машин. В вищезгаданих роботах вказано, що періоди неусталеного руху супроводжуються складними динамічними явищами, природа яких обумовлена наявністю пружних зв'язків між окремими масами. Слід додати, що через провисання тягового канату та наявність зазорів у кінематичних парах, обертові маси приводу починають рухатися раніше за вантаж, тобто в момент зрушування вже досягають певної швидкості.

Роботи по дослідженню приводів вантажопідйомних машин, як елементів, що визначають функціональні можливості канатної системи, були проведені Комаровим М.С., Козаком С.А., Волковим Д.М., Іванченком Ф.К. та іншими [3-6].

Дослідженню перехідних режимів роботи та розрахунку динамічних навантажень приводів канатних систем присвячені роботи Аляб'єва В.І., Скобея В.В., Берга Л.В. [7-10].

Дослідженню роботи приводів лісотранспортних установок в перехідних режимах шляхом математичного моделювання, створенню теоретичної бази для проектування та вибору основних параметрів приводів

лісотранспортних канатних систем з врахуванням динамічних навантажень присвячено ряд праць проф. М. П. Мартинціва [11-16].

Значний вплив на характер зростань зусиль в гнучкому зв'язку має правильний вибір типу двигуна на спосіб керування ним. Використання фрикційних муфт забезпечує плавне збільшення крутного моменту на робочому органі. Дослідженню характеру зміни зусиль в двома совій системі, коли крутний момент зростає від нуля до найбільшої величини протягом періоду розгону, а далі протягом всього часу залишається сталим присвячені роботи Д.П. Волкова [17]. Для уникнення резонансних коливань в системі та пере навантаження пружного зв'язку необхідно врахувати співвідношення між періодом дії рушійної сили та періодом власних коливань пружної системи [18, 19]. Згідно досліджень [20], відомо, що при дії короткотривалих рушійних сил, порівняно із періодом власних коливань пружна система не встигає повністю на них реагувати. В приводах вантажопіднімальних машин, задіяних в господарському комплексі, електричні двигуни застосовуються частіше і тому залежності динамічних навантажень в системі від впливу миттєвої появи рушійної сили привода присвячено багато досліджень [21, 22]. Широкі дослідження динамічних навантажень та залежностей рушійної сили електропривода від швидкості проведені М. С. Комаровим [23]. При проведенні досліджень було враховано зворотній зв'язок двомасової системи для різних початкових умов при наявності передпускової ступені реостату (підйом «з ваги») та без передпускової ступені (підйом «з підхватом»). Дослідження роботи приводів підйомно-транспортних машин, вибір оптимальних режимів експлуатації та врахування взаємного впливу елементів системи залишається об'єктом різносторонніх досліджень [24, 25]. Аналіз результатів існуючих досліджень показав, що вплив динамічних зусиль на основі елементів привода є недостатньо вивчений, оскільки більшість досліджень зводилася до визначення їх величини і характеру зміни. Тому задача більш глибокого вивчення динаміки привода і обґрунтування його основних параметрів залишається актуальною.

Висновки до першого розділу

За результатами аналізу встановлено, що у сучасних технологіях лісозаготівлі існує великий асортимент лісових машин обладнаний канатними лебідками. При роботі канатних пристроїв цих машин виникають значні динамічні навантаження, що призводять до руйнування канатів, зниження надійності приводного механізму і несучої конструкції, погіршують умови роботи оператора. Зменшити динамічні навантаження та коливання елементів канатних пристроїв можливо шляхом вибору законів керування приводом лебідок.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РОБОТИ МЕХАНІЗМІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ НА СКЛАДАХ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ

2.1. Загальні відомості про використання та класифікацію вантажопідйомних машин, що працюють на складах лісоматеріалів

Склади лісоматеріалів поділяються: на склади лісозаготівельних підприємств (нижні склади); лісоперевалочні бази (в тому числі і лісові порти); склади (біржі сировини) споживачів – деревообробних підприємств. За місцем розташування лісопромислові склади поділяються на прирейкові і берегові.

Нижні склади призначені для прийому, зберігання і первинної обробки деревини, а також відвантаження готової продукції споживачам, тому лісоматеріали перевантажуються вантажопідйомним обладнанням по декілька разів.

Перспективи вдосконалення роботи лісопромислових складів безпосередньо пов'язані із загальною тенденцією розвитку механізації та автоматизації перевантажувальних робіт. Вище перераховані склади характеризуються великою кількістю операцій по розвантаженню рухомого складу лісовозних доріг, створенню запасів деревини, штабелюванню на резервних площах, подачі сировини на обробку з транспортних засобів, навантаженню лісоматеріалів на автомобільний, залізничний і водний транспорт.

Лісоматеріали на території лісового складу укладаються на великих площах, тому деревина повинна переміщатися вантажопідйомним устаткуванням як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках зі швидкостями, що забезпечують необхідну продуктивність. Необхідно також, щоб операції по захопленню, вивантаженню і розвороту пачок були

механізовані, тому що їх виконання за допомогою стропів трудомістке і вимагає застосування ручної праці [26].

При розвантаженні рухомого складу з укладанням хлестів або дерев не тільки на естакаду, а й в резервний штабель використовують крани мостового типу (мостові, козлові) і кабельні крани. Відмінною особливістю кранів мостового типу є горизонтальна несуча ферма, яка пересувається по рейкових шляхах у напрямку перпендикулярному її осі. Уздовж несучої ферми пересувається вантажний візок.

Класифікують крани за різними ознаками: конструкцією крана, вантажозахватного органа, приводу, ходового пристрою, ступеня повороту стріли та ін. В залежності від призначення і принципу роботи крани складаються з кількох самостійних механізмів: пересування крана, зміни вильоту стріли (у стрілових кранів) або переміщення візка (у козлових, консольно-козлових, кабельних кранів), підйому вантажу, повороту платформи зі стрілою тощо. Кожен з цих механізмів складається з трьох частин: приводної, передавальної і виконавчої. В якості приводної частини застосовуються електро- і гідродвигуни, двигуни внутрішнього згорання. Виконавчою частиною служать: барабани різних конструкцій для намотування каната, зірочки з ланцюгами, гідравлічні циліндри з пристроями для підвішування і набору вантажу [27].

У мостових кранів несуча ферма (міст) опирається безпосередньо на ходові колеса, а крановий шлях прокладається на високій естакаді. Несуча ферма козлових кранів розташована на високих опорах, які спираються на ходові візки, що пересуваються по кранових шляхах, прокладених по землі.

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

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

Розміри площі, що обслуговується кранами мостового типу, залежать від відстані переміщення самого крана і величини ходу вантажного візка. Проте зі збільшенням прольоту крана значно зростає маса несучої ферми а, отже і маса всього крана, що різко збільшує його вартість.

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

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

Консольно-козлові крани (рис. 2.1) широко застосовують на нижніх складах, лісоперевалочних базах, деревообробних і інших підприємствах для виконання різних видів робіт з підйому, переміщенню і завантажувально-розвантажувальних операцій. Вибір того чи іншого типу крана залежить від маси вантажу, операцій що виконуються і умов роботи.

Також в лісовій промисловості використовують крани-навантажувачі баштового типу, у яких несучою конструкцією є башта зі стрілою, що

повертається на 360° . Найбільшого поширення набули крани-лісонавантажувачі КБ-572 і БКСМ-14ПМ.

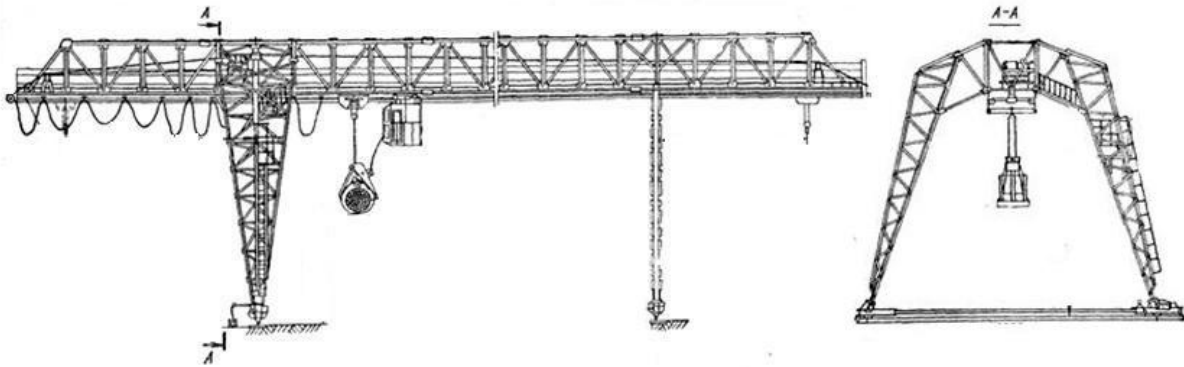


Рис. 2.1. Консольно-козловий кран

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

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

Вантажозахватні пристрої використовуються для захоплення пачки деревини, утримання її в підвішеному положенні і укладанні. Конструкція вантажозахватних пристроїв повинна забезпечити швидке захоплення і розвантаження пачки деревини, повну механізацію роботи при виконанні цих

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

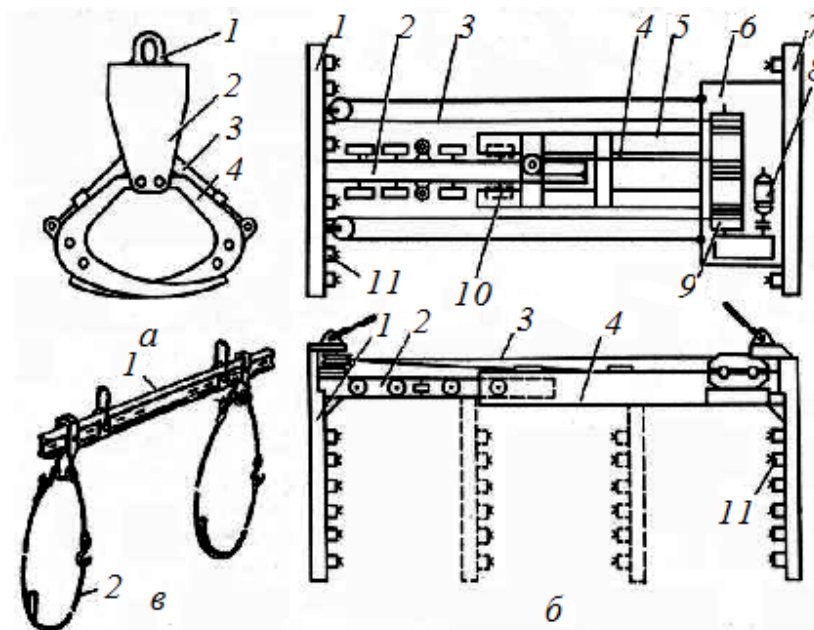


Рис. 2.2. Схеми вантажозахватних пристроїв:

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

Грейфери підрозділяються на радіальні і торцеві. Радіальний грейфер з гідроприводом (рис. 2.2, *a*) складається з несучої рами 2, до якої шарнірно приєднані щелепи 4. Для змикання і розмикання щелеп служать гідроциліндри 3. Зчіпка 1 служить для підвіски грейфера до вантажопідйомного канату крана. Для захоплення пачки деревини грейфер з

розкритими щелепами опускається на штабель і загострені кінці щелеп під дією ваги грейфера занурюються між стовбурами. При цьому сили, що стискають деревину, діють радіально в напрямку осі поперечного перерізу пачки деревини.

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

Гідравлічні й електрогідравлічні грейфери знаходять широке застосування. У гідравлічних грейферах гідронасос із приводом розташований не на грейфері, а на візку, рамі (фермі) крана або його траверсі, корпусі навантажувача, причому гідроциліндри для змикання щелеп установлені на грейфері; робоча рідина подається по шлангах, підвішеними до крана. В електрогідравлічних грейферах насос із електродвигуном установлений на грейфері. Гідравлічні й електрогідравлічні грейфери можуть бути виконані начіпними, знімними та з жорстким кріпленням до стріли крана або штанги, а також з канатним.

Гідравлічні й електрогідравлічні грейфери можуть бути виконані з одним або декількома горизонтальними, вертикальними й похилими гідроциліндрами.

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

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

Відмінною особливістю торцевих грейферів (рис. 2.2, б) є захоплення пачки деревини з торців двома плоскими вертикальними щелепами, що

стискають пачку по її поздовжній осі. Торцевий спосіб захоплення пачки значно простіше поперечного, який вимагає занурення щелеп між колодами. Крім того, при торцевому захопленні пачки механізується вельми трудомістка операція з вирівнювання торців колод.

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

Для кранів з невеликою вантажопідйомністю застосування грейферів недоцільно, оскільки їх значна власна маса різко знижує частку корисного навантаження. На таких кранах застосовують стропні комплекти (рис. 2.2, в) [28].

2.2. Аналіз досліджень динаміки руху кранів, коливань вантажу та способи їх зменшення

Експлуатацію вантажопідйомних кранів можна розділити на п'ять кроків: захоплення, підйом та переміщення вантажу з одного положення в інше, його опускання і розвантаження. Дослідженням автоматизації процесів і вирішенню цих задач приділено значну увагу в роботі Vaha P. [29]. Горизонтальне переміщення вантажу з одного положення в інше є найбільш трудомісткою операцією і вимагає вмілої роботи оператора для її виконання.

В процесі роботи крана візок з підвішеним на гнучкому підвісі вантажем здійснює постійні переміщення вздовж несучої ферми та консолей. Процес переміщення візка включає в себе розгін, переміщення з номінальною швидкістю та гальмування. Такі перехідні режими викликають значні динамічні навантаження в механізмі приводу візка і крана в цілому, що впливає на надійність і довговічність, а розгойдування вантажу, крім того, на продуктивність і ергономічність роботи.

Особливості роботи кранів на складах лісоматеріалів характеризуються тим, що пачки хлестів або дерев не симетричні і відрізняються один від

одного довжиною, збіжністю стовбурів, густотою крони тощо. Внаслідок цього центр ваги у різних пачок розташований не однаково, тому при роботі крана може виникнути перекіс пачки у вертикальній площині (рис. 2.3).



Рис. 2.3. Перекіс деревини при роботі крана

Такі перекося вантажу негативно впливають на процес перевантаження, оскільки викликають додаткові коливання, вантаж розгойдується та ускладнюється його переміщення. В такому випадку робота кранівника ускладнюється і вимагає великого досвіду керування крановим візком, щоб усунути або компенсувати ці коливання. Також при нерівномірному русі кранів і вантажних візків спостерігаються маятникові коливання вантажу, які викликають додаткові навантаження на силові елементи кранів та створюють значні незручності при їх роботі.

Тому особливу увагу необхідно приділити вивченню питання розгойдування вантажу, яке виникає під час розгону або гальмування візка. Вирішення цього завдання дозволить збільшити точність переміщення вантажу, зменшить час робочого циклу руху візка, виключить повторні

вмикання його приводу, знизить динамічні навантаження на металоконструкцію крана і механізм переміщення візка.

Високий ступінь відповідності схеми вантажний візок-канат-захват-вантаж призводить до складної динамічної системи. Зовнішні збудження в точці підвісу, можуть виникати в площині і поза площиною маятникових коливань, а також вертикальних коливань вантажу. Навіть за відсутності зовнішніх збуджень, сили інерції, що виникають при русі крана можуть викликати значні маятникові коливання вантажу. Ця проблема ускладнюється тим, що в кранах, як правило, повільно затухають коливання, а це означає, що перехідний рух займає багато часу для усунення коливань. Вченими Willemstein, van den Boom [30], Patel [31], Michelsen і Coppens [32] виявлено, за допомогою чисельного моделювання, що при усталених і перехідних режимах динамічні сили, які виникають при переміщенні вантажу є достатньо великими і вони повинні бути враховані при проектуванні та експлуатації кранів, підкреслюючи тим самим необхідність прогнозувати і контролювати як перехідні так і стаціонарні режими руху.

Згасанням коливань також підвищується безпека операцій і знижуються динамічні навантаження на конструкцію крана під час роботи [33]. Сучасні конструкції козлових кранів мають значну вантажопідйомність, великі висоти підйому і швидкості руху, що робить контроль над коливаннями вантажу особливою проблемою [34].

Питання виникнення динамічних зусиль Лобов Н.А. [35] в своїх роботах досліджував динамічні навантаження і параметри при підйманні і переміщенні крана, характерні режими навантаження, питання стійкості і системи стабілізації прямолінійного руху крана, обмежувачі перекоосу, виклав методи визначення і зниження навантажень .

В роботах Гайдамаки В.Ф. [36], Дукельського А.І. [37] розглянуті питання розрахунку на міцність основних деталей вантажопідйомних машин, розрахунку механізмів з врахуванням динамічних навантажень, приводи

кранових механізмів, окремі питання оптимізації конструкцій та автоматизації проектування.

Можливі причини виникнення динамічних навантажень у кранах описав М.С. Комаров [33]. Аналіз цих причин, проведений автором свідчить, що коливальні явища в металоконструкціях та механізмах кранів виникають при перехідних режимах руху. Автором проводились розрахунки з використанням багатомасових динамічних моделей крана. На основі аналізу отриманих результатів ним запропоновано шляхи зменшення динамічних навантажень за допомогою введення до гнучкої підвіски додаткового пружного елемента.

В книзі Казака С.А. [34] викладені основи теорії динамічних процесів в мостових кранах. Значну увагу відведено інженерним методам розрахунку динамічних навантажень, що діють при малодосліджених перехідних режимах роботи вантажопідіймальних машин. Розроблена детальна методика складання еквівалентних схем і приведені прості та зручні формули для визначення всіх параметрів циклограм динамічних навантажень пружних елементів в різних механізмах кранів мостового типу. Деякі завдання було вирішено за допомогою електронного моделювання.

В роботі В.Ф. Семенюка [38] наведені результати порівняльного аналізу розміщення демпфера в системі підвіски вантажу та між елементами металоконструкцій. Аналіз проводився аналітичним розрахунком динамічної моделі козлового крана для кожного випадку, причому за критерій ефективності використовувався показник зусилля в канаті. В результаті цього аналізу автором зроблено висновок, що ефективно зменшення динамічного зусилля у вантажному канаті можна досягти лише розміщенням демпферувального елемента в системі металоконструкцій вантажопідіймальних кранів.

У працях М. Шеффлера, Х. Дресига, Ф. Курта [39] на основі аналізу роботи кранових механізмів дана оцінка динамічним навантаженням в періоди пуску та зупинки механізму підйому при наявності в елементах

кінематики зазору. Оцінка проводилася за показником динамічного коефіцієнта, який є складною функцією параметрів крана та приводного зусилля.

Також динамічні навантаження в механізмах переміщення візка виникають при гальмуванні. Дослідження проведені Д.П. Волковим [40] показали, що удар гальмівної колодки об шків призводить до короткочасних, але значних динамічних навантажень. В праці [41] показано, що електромагнітні гальма змінного струму спричиняють значні динамічні навантаження; гальма з електрогідролічними штовхачами не мають стабільної гальмівної характеристики, особливо при коливаннях температури. Дія значного гальмівного моменту направлено на подолання сил інерції руху візка призводить до пружного деформування найбільш піддатливих елементів механізму переміщення та до інтенсивних розгойдувань вантажу. Тому для здійснення «м'якого» гальмування кранівники відключають фрикційні гальма, або довільно їх регулюють, хоча таке регулювання не може забезпечити бажаного гальмівного моменту. Досить часто використовується гальмування противмиканням електродвигуна, які супроводжуються ударами, ривками та значними енерговитратами [42]. Кількість таких гальмувань досягає 25% від загальної кількості вмикань, що є неприйнятним.

Одним із перших підходів для зменшення динамічних навантажень в кранових елементах базується на конструктивних змінах кранів, їх металокопструкцій, систем чи механізмів. Ці конструктивні удосконалення стосувались зміни жорсткісних та демпферувальних властивостей металокопструкцій кранів [35, 38, 44], системи підвіски вантажу [45], елементів трансмісії механізмів [46] тощо. Інший підхід базується на оптимізації керування крановими механізмами.

Зменшення динамічних навантажень в основному залежить від керування рухом переміщення візка шляхом зміни його прискорень і швидкостей. Спосіб зменшення динамічних навантажень шляхом зміни

прискорень і швидкостей візка має значні переваги порівняно з іншими (тобто не вимагає зміни його конструкції), оскільки дозволяє зменшувати динамічні навантаження за рахунок удосконалення системи керування крана.

На динаміку руху крана впливають і такі показники, як опір переміщення при вітрових навантаженнях (при роботі крана на відкритому просторі) та опір від ухилу підкранового шляху.

Тому, навіть незначне зменшення динамічних навантажень на ділянках перехідних режимів призводить до покращення показників надійності машин. Відомо, що зменшення динамічних навантажень в основних механізмах кранів при пуску на 12%, а при гальмуванні на 30% призводить до підвищення безаварійного терміну служби цих кранів в 2...5 разів.

В роботах М.С. Комарова [33], С.А. Казака [34], Б.С. Ковальського [47] усунення коливань пропонуються керуванням гальмівних пристроїв, але при постійному прискоренні візка. При цьому час перевантаження значно збільшується, але зменшуються динамічні навантаження.

Проблеми керування кранами спонукали багатьох дослідників розвивати алгоритми управління для автоматизації їх роботи. Тим не менш, більшість існуючих схем не придатні для практичної реалізації. Таким чином, більшість промислових кранів не автоматизовані і досі залежать від роботи операторів, які іноді не можуть компенсувати коливання вантажу. Алгоритми управління повинні задовольняти існуючим умовам роботи. Abdel-Rahman в роботі [48] представив детальний огляд управління краном.

Автоматизацію управління краном можна розділити на два підходи. У першому підході оператор дотримується циклічно заданого режиму керування і динамічні навантаження знижуються. Один із способів полягає у керуванні демпфером із зворотнім зв'язком кута відхилення вантажу і його кутової швидкості або зворотній зв'язок затримки кута відхилення [49]. Такий зворотний зв'язок передбачає додаткову траєкторію руху, яка передбачена роботою оператора. Наступний спосіб полягає у встановленні механічного демпфера в конструкцію крана [50]. Реалізація цього методу

передбачає витрати значної кількості енергії, що робить його нераціональним.

У другому підході, робота оператора виключається і операція повністю автоматизована. Це можна реалізувати кількома методами. Перший метод заснований на проходженні траєкторії переміщення вантажу до місця призначення з мінімальними коливаннями. Ця траєкторія формується оптимальними методами управління. Другий спосіб заснований на зворотному зв'язку положення візка і кута відхилення. Третій спосіб заснований на конструкції контролера з двох частин: з контролера, що усуває коливання і контролером стеження за положенням візка. Кожен з них працює окремо, а потім об'єднуються для забезпечення продуктивності і стабільності системи в цілому.

Оскільки коливання вантажу викликані прискоренням руху візка тому, багато дослідників зосередились на створенні траєкторій, які переміщують вантаж в найкоротший час і зводять коливання до мінімуму. Отримані траєкторії одержані, як правило, з використанням методів оптимізації.

Цільова функція може містити час переміщення [51], керуючий вплив [52] або кут відхилення [53]. Ще один важливий метод використовуються для зменшення траєкторій, який складається з послідовності імпульсів прискорення і гальмування. Ці імпульси генеруються таким чином, що усуваються залишкові коливання в кінці операції переміщення [54, 55]. В роботах [56, 57], досліджувалось оптимальне управління через зворотній зв'язок.

Найпростішим способом зменшення динамічних навантажень є збільшення тривалості перехідних режимів роботи його механізмів (часу пуску та гальмування). При цьому рух механізмів відбувається з меншими прискореннями, тому сили, діючі на них будуть зменшені. Крім того, зменшується вірогідність проковзування коліс візка по кран-балці.

Для усунення коливань необхідно здійснювати керуючий вплив на привод механічної системи, тобто візка. Причому цей вплив повинен

забезпечувати мінімізацію небажаних характеристик (динамічних навантажень, максимального відхилення вантажу тощо) або максимізацію бажаних (наприклад, плавність руху, швидкодія тощо) системи. Тому для виведення законів необхідного керуючого впливу (оптимальних законів керування) використовуються математичні теорії оптимальних процесів: варіаційне числення, принцип максимуму Понтрягіна, динамічне і лінійне програмування.

Проблемі усунення коливань вантажу присвячені роботи В.С. Ловейкіна, Ю.В. Човнюка, Ю.О. Ромасевича [58-60]. Усунення коливань пропонується виконувати за рахунок використання мехатронної системи крана. Закони руху механізму пересування кранового візка є неперервними, а отже не супроводжуються значними динамічними навантаженнями. Крім того, у роботах цих дослідників використано метод динамічного програмування, який дав змогу отримати керування у вигляді зворотного зв'язку [61-63]. Перевага такого керування над оптимальним програмним у тому, що воно є функцією фазових координат системи, що означає автоматичну адаптацію керування у випадку передбачуваної зміни фазової координати (наприклад, від поривів вітру).

В роботах Смахова А.О. і Єрофєєва М.І. [64] обґрунтовано параметри управління та критерії оптимальності, розглянуто способи побудови і зміст математичних моделей і принципи оптимізації параметрів підйомно-транспортних машин. Для усунення коливань вантажу ними запропоновано використати принцип максимуму Л. С. Понтрягіна.

Складні електромеханічні системи кранових механізмів підйому і горизонтального переміщення, дається їх математичний опис, результати моделювання, наводяться структурні схеми електромеханічної та механічної частин розглядаються в роботах Герасим'яка Р.П. [65] докладно аналізуються гальмівні режими кранових механізмів, а також коливання підвішеного вантажу при русі крана, повороті платформи. Для усунення коливань використовується принцип максимуму. Реалізацію керуючої дії в роботах

цих дослідників пропонується здійснювати за допомогою мікропроцесорного керування роботою асинхронного електроприводу з живленням від тиристорного перетворювача напруги.

Місюра В.П. та Васильченко І.Н. [66] отримали закон зміни рушійного зусилля, при якому коливання вантажу усуваються. Довжина гнучкого підвісу вантажу протягом розгону/гальмування може змінюватись. Крім того, враховується вітрове навантаження, шляхом введення в функцію зміни рушійного зусилля корегуючого зусилля.

В роботі [63] використовується метод динамічного програмування та прямого варіаційного методу, що дає змогу здійснити оптимізацію режиму гальмування візка крана зі змінною довжиною гнучкого підвісу, причому характер оптимального керування рухом візка у горизонтальному напрямі є плавним, а абсолютне значення керування не перевищує встановлені межі. Це зменшує динамічні навантаження у механізмі переміщення візка.

Використання нечіткої логіки для усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі запропоновано в роботі [67]. Тут розглядається двомасова коливальна система, в якій побудовано алгоритм керування з двома умовами. По-перше, якщо маса вантажу відхиляється від вертикалі з деякою швидкістю, то до маси візка необхідно прикласти силу, яка буде рухати цю масу в тому ж напрямку і приблизно з тією ж швидкістю. По-друге, якщо маса вантажу відхилена на деякий кут і її швидкість близька до нуля, то до маси візка необхідно в тому ж напрямку прикласти зусилля, яке б давало масі візка приблизно таке ж прискорення.

2.3. Аналіз досліджень динаміки руху грейферного гідрозахвата

Головним чинником, що впливає на надійність і довговічність роботи гідрозахвата є високі динамічні навантаження, які в кінцевому підсумку призводять до руйнування насосів, гідроциліндрів, направляючої і регулюючої гідроапаратури, а також металоконструкцій машини. Високі

динамічні навантаження в гідроприводі виникають у момент пуску гідросистеми машини і при перехідних процесах.

Умови роботи гідрозахвата для колод, як правило, складні через те, що більшість гідравлічних апаратів і гідравлічних магістралей при роботі системи зазнає одночасно статичні і динамічні навантаження.

До статичних навантажень можна віднести зусилля, що виникають при монтажі гідравлічного обладнання, зусиль від внутрішнього тиску робочої рідини і зусиль температурних деформацій елементів гідрообладнання і металоконструкції механізму.

До динамічних відносяться зусилля, що виникають в результаті пульсацій потоку, гідравлічних ударів коливань робочого обладнання, тиску рідини тощо.

Найбільш навантаженими у гідроприводі є напірні магістралі, що з'єднують джерело високого тиску з розвантажувальним пристроєм, гідроаккумуляторами та споживачами.

Залежно від причин коливань тиску у гідросистемі можна розділити на періодичні та стохастичні. Періодичні повторюються з певним проміжком часу. Стохастичні – це разові стрибки тиску, викликані зовнішніми причинами. Найважливішими причинами виникнення коливань є перепади тиску обумовлені робочим процесом гідроапарата і кінематична нерівномірність руху рідини в системі. Перепади тиску викликають коливання рідини, гідравлічної системи та всієї машини. Дослідження виникнення періодичних коливань в гідравлічному обладнанні висвітлені роботах [68-71]. Наголошується, що насоси під час роботи створюють періодичну пульсацію потоку рідини і тиску.

На даний період, розроблено велику кількість різноманітних конструкцій, що зменшують динамічні навантаження (демпферів), досліджено їх вплив на роботу гідроприводу в режимах нестаціонарних потоків рідини і тиску. Різні аспекти цих досліджень відображені в роботах Т.В. Алексєєвої, Т.М. Башти, Л.В. Богдановича, Б.Л. Коробочкина,

К.Л. Навроцького, Р.І. Нігматуліна, Д.Н. Попова, В.Н. Прокоф'єва, М. І. Рабиновича, В. А. Табахова, Л.М. Тарко, Г. А. Скворчевського та багатьох інших. Однак більшість з цих розробок не знаходить застосування в гідрозахватних пристроях через складність конструкцій і малої вивченості питання.

В роботі Т.В. Алексєєвої [72] викладено принцип дії, класифікація, основи розрахунку гідравлічних ударних пристроїв. Дані основи теорії динамічних насосів і гідродинамічних передач.

Башта Т.М. [73] вивчав основні положення з гідравліки трубопроводів, течію рідини через капілярні щілини, теорію гідравлічного удару в гідросистемах. Розглянув основи теорії, проектування і розрахунку насосів, гідродвигунів різного типу, а також приладів розподілу робочої рідини, запобіжних і регулюючих пристроїв, гідравлічних акумуляторів і систем стеження.

В книзі Іванова Г.М. [74] розглянуто принципи проектування гідравлічних систем машин як стаціонарних, так і мобільних. Описано системи управління гідроприводами, засновані на застосуванні пропорційної гідроапаратури, слідкуючих гідророзподільниках і мікро-ЕОМ.

Основи теорії гідро- і пневмосистем приводів, методи синтезу схем і проектувальних розрахунків гідро- і пневмоприводів різних машин і технологічного обладнання, аналіз динамічних властивостей приводів за допомогою математичного моделювання та використання ЕОМ викладені в праці [75].

В роботі Навроцького К.Л. [76] розглянуто властивості, структура і внутрішні процеси приводів. Дано єдиний підхід до математичного опису динаміки приводів. Наведено узагальнені математичні моделі основних груп приводів.

В роботі Попова Д.Н. [77] викладено методи побудови моделей несталого течії робочих середовищ в напірних трактах з урахуванням

нестационарної структури течії. Наведені приклади пропонованих методів розрахунку перехідних процесів, коливань і стійкості гідро- і пневмосистем.

Тарко Л.М. [78] розглянув основи динаміки гідравлічних механізмів і методи розрахунку коливань тиску, швидкості робочої рідини і переміщення виконавчих органів при основних перехідних процесах, що супроводжують роботу з гідравлічним приводом.

Викладено метод динамічного розрахунку гідросистем, наведені необхідні при розрахунку теоретичні та експериментальні передавальні функції і частотні характеристики елементів гідроприводу в роботі Коробочкина Б.Л. [79].

Наведені прості математичні співвідношення дозволяють вибрати оптимальні параметри гідросистеми.

Дослідженням процесу захоплення круглих лісоматеріалів грейферами присвячені роботи Б.А. Таубера [80], Ю.А. Виноградова [81], А. І. Щербакова [82], С.Д. Парамонова [83], Бакая Б.Я. [84], Ю. Г. Нікішова [85], В.М. Бегеби [86].

Проведені спостереження В.М. Бегеби [87] за процесом завантаження колод показали, що дуже часто при виконанні цих робіт відбувається випадання колод із захвату. В основному це відбувається по причині недостатнього первинного стиску колоди щелепами грейфера при діаметральному його затисканні.

Дослідження процесу захоплення круглих лісоматеріалів грейферами з гнучким підвісом до стріли вантажопідйомної машини посвячені роботи Ю.А. Виноградова [81], А.І. Щербакова [82], С.Д. Парамонова [83], виконані під керівництвом проф. Б.А. Таубера.

Але результати цих досліджень не можуть бути повністю використані при проектуванні напірних грейферів, оскільки жорсткі або шарнірні кріплення до стріли крана накладає свої особливості на процес грейфування, а відтак, і на методику розрахунку.

При дослідженні процесу захоплення круглих лісоматеріалів грейферів з гнучким підвісом вони приймали, що ніж щелепи в період усього циклу потрапляє в щілину між колодами і не враховували в дійсності наявних лобових зіткнень передньої кромки ножа з колодами наступного ряду.

Одною з головних задач при дослідженні грейферних механізмів є виявлення фізичної сутності і величини сил опору захоплення. Всі сили, які діють на щелепи, повинні враховуватись:

- I – сили, що діють на зовнішню поверхню щелепи / рівнодіюча цих сил;
- II – сили опору заглиблення ножа щелепи в штабель лісоматеріалу;
- III – сили опору, зв'язані з переміщенням матеріалу всередині грейфера.

Особлива увага приділяється дослідженню силам опору занурення щелеп грейфера в штабель колод і шляхи їх зменшення. Для щелеп напірного грейфера, що рухається по заздалегідь заданій траєкторії, при будь-якому зіткненні з колодою необхідно проштовхнути зустрічну колоду в нижчі ряди, або деформувати її.

У грейферах на гнучкому підвісі ці зіткнення суттєво не впливають на процес захоплення, оскільки щелепи мають можливість обходити ці перешкоди, тимчасово припиняючи заглиблення. Але як в першому, так і в другому випадку виникають різкі скачки сил захоплення і періодично повторюються сплесками сил опору.

В основному, сили захоплення залежать від багатьох факторів, які важко врахувати, зокрема діаметру колод, кута прикладання зусилля та довжини колод [84].

Спостереження за роботою напірних грейферів в промислових умовах показує, що при недостатній потужності приводу при будь-яких зіткненнях оператору доводиться періодично піднімати стрілу гідрокрана в процесі захоплення, «намацуючи» щілини між колодами. Продуктивність навантажувальної машини в зв'язку з цим значно знижується.

2.4. Керування приводом грейферного гідрозахвата

Керування гідравлічними машинами відбувається регулюванням швидкості потоку рідини і може бути об'ємним, дросельним та комбінованим.

При об'ємному регулюванні використовується сучасне дороге обладнання (насос, гідродвигун), але досягається зміна швидкості руху робочого органа у співвідношенні 50:1 з малими втратами ККД. Основними перевагами гідравлічного об'ємного привода є: мала вага вузлів при передачі значних потужностей, можливість передачі обертання або створення поступально-зворотнього руху без використання складного механічного привода; високі захисні здатності; можливість швидкого й чіткого фіксування робочих органів без наявності спеціальних гальмівних систем; можливість безступінчастого регулювання; легкість [87].

При дросельному регулюванні використовують гідравлічні розподільники та дроселі. Дросельне регулювання менш економічне, тому що частина робочої рідини, через розподільник, зливається в бак, а її енергія перетворюється на теплову, проте внаслідок простоти конструкції та керування, універсальності та дешевизни широко застосовується в гідроприводах порівняно малої потужності й у випадках короткочасного регулювання [88].

В роботах [89-91] пропонується зниження динамічних навантажень виконувати апаратно (пристроями додаткового керування) та за рахунок керування програмними режимами роботи.

Розвиток електроніки та мікропроцесорної техніки дозволив створити високоефективні системи керування. В системах керування гідрообладнання закордонного виробництва досить широкого вжитку набула електронна система керування гідравлічним приводом, яка дозволяє за допомогою створених керуючих сигналів на керуючих пристроях отримати необхідні

закони руху виконавчих механізмів. Робота таких систем базується на використанні цифрово-аналогових перетворювачів (ЦАП).

В світовій практиці широкого вжитку набули пропорційні електрогідравлічні розподільники, які дозволяють керувати потоком за допомогою електричних сигналів пропорційно вхідному параметру. Такі розподільники використовують в якості регульованих дроселів (клапанів). Золотники цих розподільників переміщуються в задане положення за допомогою електромагнітного поля тянучого соленоїда, що здатний виконувати таке переміщення не тільки в крайні положення, але і в проміжні позиції, які можуть бути заданими від керованого електрогідравлічного підсилювача. Перебування золотника у проміжному положенні дозволяє змінювати величину потоку, який проходить через його канали. При підключенні такого розподільника до ЦАП, можливе програмування робочого положення вихідної ланки.

В роботі [92] описано систему керування електрогідроприводом, яка має високу продуктивність в широкому діапазоні частот, та багатоцільовий контроль завдяки двом силовим модуляторам (сервоклапанам). Крім того, ця система дозволяє реалізовувати сучасні алгоритми керування теорії управління запропоновані спільнотю. Мета створення багатопараметричного керування спрямована на керування більш ніж одного об'єкта одночасно. У даному випадку перша, звісно, положення або керування силою, інші можуть бути визначені відповідно до вимог застосування та продуктивності системи, таких як системної жорсткості, енергоефективності та пропускну здатності [93]. Наприклад, Wang [94] досліджував три способи управління, які зосереджені на реалізації керування вихідної сили, системою оснащеною двома різними типами приводів і мінімізує внутрішні сили з метою підвищення енергетичної ефективності системи і надійності [95]. Ввів два сервоклапани в електрогідравлічній системі, так що один сервоклапан був використаний, щоб компенсувати стислий обсяг оливи заради збільшення динамічної жорсткості системи.

У багатофакторному керуванні, існує більш ніж один цикл керування, але кожен з цих циклів не може бути розроблений індивідуально для кожного конкретного керування. При встановленні багатофакторної стратегії керування, взаємодія між різними циклами керування повинна бути прийнята до уваги для того, щоб гарантувати стабільність системи і досягнення намічених цілей. В іншому випадку, кожен цикл керування може діяти проти інтересів іншого при спробі досягти своїх цілей. Наприклад, Zhou [96] розробив багатофакторну систему керування з режимом ковзання для лінійних і нелінійних систем, застосовуючи підхід Ляпунова для забезпечення стабільності системи. Крім того, велика кількість робіт присвячена дослідженню багатофакторної стратегії керування на основі не тільки лінійних регуляторів [97-99], але й нелінійних [100-103].

2.5. Огляд основних досліджень з оптимізації режимів руху вантажопідійомних машин

Для знаходження оптимальних керувань механізмами, у тому числі для керування рухом вантажопідійомною технікою, використовуються різні методи. Застосування того чи іншого методу пов'язано насамперед з характером поставленої задачі.

Існує декілька методів розв'язання задач оптимального керування вантажопідійомними кранами: варіаційне числення [104], принцип максимуму [105], динамічне програмування [106].

За критерієм швидкодії усунення коливань вантажу можна отримати за допомогою принципу максимуму, як це зроблено у роботі Смахова А.О. і Єрофєєва М.І. [64]. Одеська школа під керівництвом Герасимяка Р.П. отримала низку результатів щодо усунення коливань за найменший час [107-109]. Використання принципу максимуму характерне і для науковців харківської школи, яку очолює Григоров О.В. [110]. В цих роботах максимальне керування обмежене за величиною, воно змінює свій знак

декілька разів (щонайменше раз) протягом перехідного режиму руху візка крана. Знайдені оптимальні закони реалізовані в гідродинамічних приводах механізмів обертання баштового крана, пересування вантажного візка та прольотної балки мостового крана. В останньому механізмі з роздільним приводом крім оптимальних законів руху реалізована слідкуюча система центрування крана та усунення перекосів прольотної балки. Необхідно зауважити, що релейний характер зміни керування у кранах викликає його значні динамічні перевантаження, що негативно позначається на його надійності. Тому були запропоновані певні наближення до оптимальних режимів руху, які характеризуються плавним наростанням величини керування [65] із збереженням швидкодії процесу.

Використання принципу максимуму для знаходження оптимального за швидкодією керування дає лише «якісну» картину. Однак, для повного визначення оптимального керування необхідно знати моменти перемикання керування. Це – «кількісні» показники, які необхідно знаходити іншими методами.

Використання принципу максимуму для усунення коливань вантажу запропоновано у роботах Ф.Л. Черноуська, Л.Д. Акуленка, Б.Н. Соколова [111-113]. Однак деякі отримані у цих працях результати фізично не можуть бути реалізовані (наприклад, через необхідність миттєвої зміни знаку швидкості візка).

Метод моментів дозволив дослідникам М.М. Перельмутеру, Я.Л. Геронімусу та Л.М. Полякову [114, 115] знайти оптимальні закони руху крана, при яких коливання вантажу усуваються.

Ю.І. Зайцевим [116] знайдено оптимальне за швидкодією керування при одночасній роботі механізмів переміщення візка та підйому вантажу.

Л.Я. Будіковим було досліджено динамічні навантаження у мостових кранах та запропоновано оптимізувати режими розгону та гальмування крана [117]. Критерій оптимізації є комплексним. Коливання вантажу у кінці переміщення візка мінімізуються, але не усуваються повністю.

Важливим питанням оптимізації керування руху вантажопідійомної машини є вибір критерію оптимізації. Ґрунтовні дослідження з розробки критеріїв оцінки режимів руху механічних (кранових) систем в кінці 70-х років розпочались в Київському інженерно-будівельному інституті Б. Є. Горським та В. С. Ловеїкіним. Шляхом аналізу факторів, що впливають на характер руху, та враховуючи функціональні залежності режимів руху вантажопідіймальних машин від просторових та часового аргументів, було визначено, що в повній мірі рух машин та їх механізмів може оцінюватись лише інтегральними критеріями [118, 119]. Цим критерієм став інтегральний критерій питомої дії, що може оцінювати, в залежності від підінтегральної функції, швидкісні, кінематичні, силові, динамічні та інші характеристики руху вантажопідіймальних машин. При заданні обмежень цих параметрів, як вихідних даних з метою усунення небажаних властивостей руху, критерій дозволяє знайти оптимальні режими руху, які відповідають накладеним умовам.

В роботах Бернуллі, Ейлера і Лагранжа, присвячених аналізу оптимізаційних задач, були закладені основи варіаційного числення – математичного апарату теорії оптимізації, призначеного для визначення функцій, що забезпечують мінімізацію деякого інтеграла (функціонала).

Дж. Данциг присвятив свої роботи симплексному методу вирішення задач лінійного програмування, тобто зв'язаних з оптимізацією лінійної функції при обмеженнях, що виражені системою лінійних нерівностей.

Р. Беллман [106] розробив метод динамічного програмування, орієнтований на вирішення оптимізаційних задач, пов'язаних із дослідженням динамічних систем. Цей метод характеризується тим, що можливо знаходити оптимальне керування із зворотнім зв'язком, на відміну від варіаційного числення та принципу максимуму, в яких можливе лише програмне оптимальне керування у функції часу.

Подальший розвиток апарату варіаційного числення пов'язаний з роботами Л.С. Понтрягіна, що привів до формулювання принципу

максимуму математичної теорії оптимальних процесів. Принцип максимуму дозволяє розв'язати задачі, які неможливо розв'язати за допомогою варіаційного числення, наприклад задачу максимальної швидкодії [105].

Загалом методи знаходження оптимального керування тісно пов'язані між собою, тому що при певних перетвореннях, математичні величини одного методу можна виразити через математичні величини іншого.

Висновки до другого розділу

За результатами проведеного огляду літературних джерел можна зробити наступні висновки:

- 1) широкий спектр вантажопідйомної техніки використовується на складах лісоматеріалів. Найбільш трудомісткі і великі за тоннажем операції виконуються козловими кранами на нижніх складах для лісоматеріалів;
- 2) дослідженнями динамічних навантажень, що діють у механізмі переміщення вантажу, займались багато вчених. Для проведення досліджень використовувались багатомасові (дво- та тримасові) динамічні моделі із врахуванням та без врахування дисипативних властивостей вантажних канатів;
- 3) визначені недоліки в роботі кранів при переміщенні вантажу, зокрема значні динамічні навантаження в приводі і крані в цілому, розгойдування вантажу при горизонтальних переміщеннях;
- 4) одним із основних методів зменшення небажаного впливу динамічних навантажень на механізми приводу візка, які знижують надійність його елементів, є збільшення часу розгону/гальмування та плавний вибір зазору в передачах. Реалізація цих методів на практиці вимагає здійснення оптимального керування рухом візка;
- 5) описано динамічні навантаження в гідроприводі, які виникають у момент пуску гідросистеми машини і при перехідних процесах;
- 6) дослідженням динаміки руху гідрозахвата присвячено не достатньо уваги, а оптимізація режимів його руху не досліджена взагалі.

РОЗДІЛ 3

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РУХУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ «ЛЕБІДКА-КАНАТ-ВАНТАЖ»

Для визначення та оцінки зусиль, які виникають в канаті та елементах привода КЛ під час роботи доцільно провести динамічний аналіз процесу трелювання в рівнинних умовах. За результатами аналізу можна сформулювати конкретні заходи (конструкційні, експлуатаційні, організаційні), що спрямовані на зменшення динамічних навантажень у канаті та підвищення надійності елементів привода.

3.1. Побудова динамічної моделі

Першим етапом у проведенні динамічного аналізу роботи лебідки є побудова динамічної моделі агрегатованої КЛ (рис. 3.1), яку представимо у вигляді тримасової системи «лебідка – канат – вантаж».



а



б

Рис. 3.1. Дослідна лісова машина:

а – загальний вигляд; б – розташування елементів привода лебідки

Динамічна модель системи «лебідка – канат – вантаж» містить приводний барабан 4, візок 1 та вантаж 6 (рис. 3.2). Дві останні маси

рухаються лінійно, а барабан є обертовим елементом. За узагальнені координати прийнято лінійні координати положення візка x_1 і вантажу x_2 , а також кутову координату φ повороту барабана.

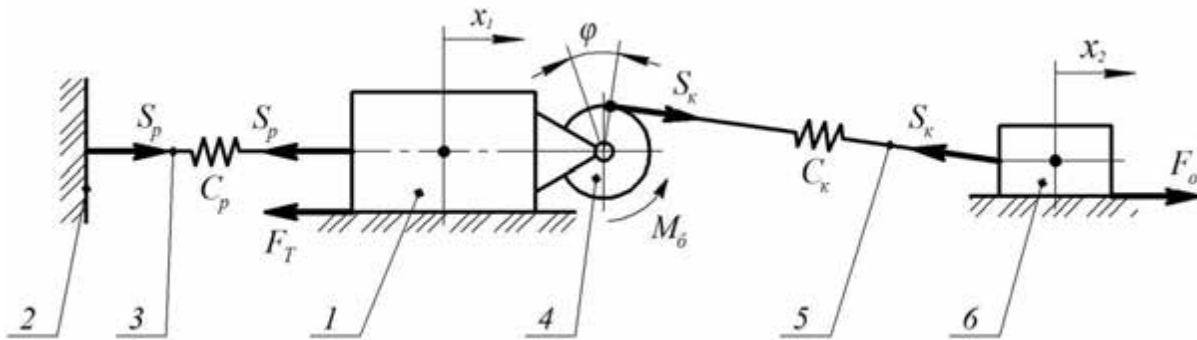


Рис. 3.2. Динамічна модель системи «лебідка – канат – вантаж»:

1 – візок; 2 – нерухома опора; 3 – канат-розтяжка; 4 – приводний барабан; 5 – тяговий канат; 6 – вантаж

При побудові динамічної моделі були використані такі припущення:

- візок та вантаж є абсолютно жорсткими тілами із зосередженими та незмінними масами m_1 і m_2 відповідно;
- приводний барабан є абсолютно жорстким тілом із зосередженим та незмінним моментом інерції J_p ;
- не враховуються коливання приводного механізму, оскільки їх частота на порядок вище, ніж частоти коливань розтяжки та тягового канату;
- через невелику довжину масою розтяжки нехтують;
- жорсткості розтяжки C_p та тягового канату C_k приймаються постійними та зосередженими;
- сили тертя, що діють на візок та вантаж є постійними величинами;
- вертикальні коливання тягового канату та розтяжки не враховуються.

В наведеній динамічній моделі візок 1 фіксується біля нерухомої основи 2 (дерева, пенька тощо) за допомогою розтяжки 3. На візку 1 розміщена приводна станція, що обертає барабан 4, на який намотується

тяговий канат 5 із вантажем 6, що переміщується. З боку приводного двигуна на барабан 4 діє крутний момент M , величина якого в загальному випадку є змінною і залежить від механічних характеристик двигуна та привода. Також на візок діє сила тертя F_m , яка залежить від зчеплення рушіїв із ґрунтом, а на трельований вантаж – сила опору F_o . Для дослідження характеру зміни робочих зусиль та моментів для системи «лебідка – канат – вантаж» необхідно скласти та розв’язати рівняння руху при певних зовнішніх впливах.

3.2. Математичне моделювання роботи канатної лебідки

При моделюванні процесу трельовання, основною метою є відображення перехідних режимів руху, під час яких спостерігається різка багаторазова зміна зусиль та моментів. При складанні математичної моделі руху системи «лебідка – канат – вантаж» розглядається проміжок часу від зрушування канату до настання сталої швидкості його руху.

Перехідний режим роботи лебідки, що трелює вантаж, доцільно поділити на чотири етапи. Розглянемо фізичну сутність цих етапів та знайдемо на кожному з них рівняння руху задіяних мас.

Перший етап. Починає обертатись приводний барабані з канатом, відбувається вибирання сумарного зазору Δ_x в приводі (провисання канату, зазори у виконавчих механізмах привода). Приводний двигун не навантажено, тобто він працює у режимі холостого ходу. Рух системи описується диференціальним рівнянням:

$$J_p \ddot{\varphi} = M - m_k g \frac{D}{2}, \quad (3.1)$$

де J_p – приведений момент інерції барабана, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

M – крутний момент на канатному барабані (визначається з механічної характеристики приводного двигуна), $\text{Н} \cdot \text{м}$;

m_k – маса тягового канату, кг ;

$g = 9,81\text{м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

D – діаметр барабану, м.

Рух барабана починається із стану спокою, тому початкові умови для розв’язування рівняння (2.1) є нульовими:

$$\begin{cases} \varphi(0) = 0; \\ \dot{\varphi}(0) = 0. \end{cases} \quad (3.2)$$

Другий етап. При умові $\Delta_x = 0$ тяговий канат натягується. Зусилля S_k в канаті починає зростати до значення $S_k = F_m$. Маса m_1 і m_2 знаходяться в стані спокою, а приводний барабан продовжує рух, котрий описується диференціальним рівнянням другого порядку:

$$J_p \ddot{\varphi} = M - C_k(\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} - \beta_k(\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4}, \quad (3.3)$$

де φ_1 – кутова координата приводного барабану в кінці першого етапу;

C_k – приведений коефіцієнт жорсткості тягового канату, Н·м;

β_k – коефіцієнт дисипації тягового канату, Н·с/м;

Кінцеві умови першого етапу є початковими для другого етапу:

$$\begin{cases} \varphi(t_1) = \varphi_1; \\ \dot{\varphi}(t_1) = \dot{\varphi}_1, \end{cases} \quad (3.4)$$

де t_1 – час закінчення першого етапу;

$\dot{\varphi}_1$ – кутова швидкість барабану в кінці першого етапу.

Третій етап. Подальше обертання приводного барабану призводить до зростання зусилля S_k у тяговому канаті в межах $F_m < S_k < F_o$. Оскільки зусилля в канаті S_k вже перевищує силу тертя F_m , починає рухатись візок, тобто маса m_1 . Вантаж залишається нерухомим. Рух двох мас описується системою диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{aligned} J_p \ddot{\varphi} &= M - C_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2x_1}{D} \right) \frac{D^2}{4} - \beta_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2x_1}{D} \right) \frac{D^2}{4}; \\ m_1 \ddot{x}_1 &= C_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2x_1}{D} \right) \frac{D}{2} + \beta_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2x_1}{D} \right) \frac{D}{2} - C_p x_1 - \beta_p x_1 - F_T, \end{aligned} \quad (3.5)$$

де C_p – приведений коефіцієнт жорсткості розтяжки;

β_p – коефіцієнт дисипації канату-розтяжки, Н·с/м.

Початкові умови третього етапу – це кінцеві умови для другого:

$$\begin{cases} \varphi(t_2) = \varphi_2; \\ \dot{\varphi}(t_2) = \dot{\varphi}_2; \\ x_1(t_2) = 0; \\ \dot{x}_1(t_2) = 0, \end{cases} \quad (3.6)$$

де t_2 – час закінчення другого етапу;

φ_2 та $\dot{\varphi}_2$ – відповідні кутові координата та швидкість приводного барабану в кінці 2-го етапу.

Четвертий етап. Зусилля в канаті продовжує зростати та сягає значення $F_o < S_k$, що призводить до зрушування маси m_2 . Зміна сили опору F_o під час переміщення вантажу є незначною, тому подальший режим роботи можна охарактеризувати, як усталений рух. Таким чином, режим трелювання описується системою з трьох диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{aligned} J_p \ddot{\varphi} &= M - C_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2(x_1 - x_2)}{D} \right) \frac{D^2}{4} - \beta_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2(x_1 - x_2)}{D} \right) \frac{D^2}{4}; \\ m_1 \ddot{x}_1 &= C_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2(x_1 - x_2)}{D} \right) \frac{D}{2} + \beta_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2(x_1 - x_2)}{D} \right) \frac{D}{2} - C_p x_1 - \beta_p x_1 - F_T; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= C_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2(x_1 - x_2)}{D} \right) \frac{D}{2} + \beta_k \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2(x_1 - x_2)}{D} \right) \frac{D}{2} - F_o, \end{aligned} \quad (3.7)$$

Початкові умови для четвертого етапу мають вигляд:

$$\begin{cases} \varphi(t_3) = \varphi_3; \\ \dot{\varphi}(t_3) = \dot{\varphi}_3; \\ x_1(t_3) = x_{13}; \\ \dot{x}_1(t_3) = \dot{x}_{13}; \\ x_2(t_3) = 0; \\ \dot{x}_2(t_3) = 0. \end{cases} \quad (3.8)$$

де t_3 – час закінчення третього етапу;

φ_3 і $\dot{\varphi}_3$ – відповідні кутові координата та швидкість приводного барабану в кінці 3-го етапу;

x_{13} і \dot{x}_{13} – відповідні координата та швидкість руху візка в кінці 3-го етапу.

У виразах (3.5) та (3.7) зусилля F_o та F_m визначаються за наступними залежностями:

$$F_T = f_T m_1 g ; \quad (3.9)$$

$$F_o = f_o m_2 g , \quad (3.10)$$

де $f_m = 0,4$ і $f_o = 0,45$ – коефіцієнти тертя ковзання для контактних пар матеріалів «гума – ґрунт» і «деревина – ґрунт»;

$m_1 = 1750$ кг і $m_2 = 1800$ кг – повна маса візка і вантажу відповідно. У приводу КЛ використовується гідравлічний двигун об'ємного регулювання. Динамічна характеристика такого двигуна описується наступним рівнянням [120]:

$$M \frac{V_0}{E g_e} + M = \frac{k_o W_n}{g_e u} - \dot{\varphi} \frac{k_o^2}{g_e u} , \quad (3.11)$$

де V_0 – внутрішній об'єм гідравлічної магістралі високого тиску;

g_e – коефіцієнт витoku робочої рідини;

E – модуль об'ємної пружності робочої рідини;

W_n – продуктивність насоса, яку в першому наближенні можна вважати незалежною від перепаду тисків;

u – передавальне число привода;

k_o – характеристичний об'єм гідравлічного двигуна. Параметри системи, що використано при моделюванні роботи КЛ, наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до моделювання процесу трелювання вантажу

| № п\п | Найменування параметра | Позначення | Значення | Одиниці виміру |
|-------|-----------------------------|------------|----------|----------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1 | Діаметр приводного барабану | D | 0,3 | м |

Продовження таблиці 3.1.

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|----|---|--------------|-----------------------|-----------------------------|
| 2 | Приведений до осі барабана момент інерції | J_p | $2,25 \cdot 10^{-3}$ | $\text{Н} \cdot \text{м}^2$ |
| 3 | Маса тягового органу | m_k | 0,45 | кг |
| 4 | Сумарний зазор в приводі | Δ_x | 0,5 | м |
| 5 | Маса візка із лебідкою | m_1 | 1750 | кг |
| 6 | Маса вантажу, що трелюється | m_2 | 1800 | кг |
| 7 | Приведений коефіцієнт жорсткості тягового канату | C_k | $0,465 \cdot 10^6$ | Н/м |
| 8 | Приведений коефіцієнт жорсткості розтяжки | C_p | $2,322 \cdot 10^6$ | Н/м |
| 9 | Сила тертя, що діє на візок | F_m | 6867 | Н |
| 10 | Сила опору, що діє на вантаж | F_o | 7946 | Н |
| 13 | Внутрішній об'єм гідравлічної магістралі високого тиску | V_0 | $7 \cdot 10^{-3}$ | м^3 |
| 14 | Коефіцієнт витоку робочої рідини | g_v | $5,3 \cdot 10^{-11}$ | – |
| 15 | Модуль об'ємної пружності робочої рідини | E | $1,5 \cdot 10^9$ | $\text{Н}/\text{м}^2$ |
| 16 | Продуктивність насоса | W_n | $1,143 \cdot 10^{-3}$ | $\text{м}^3/\text{с}$ |
| 17 | Передавальне число привода | u | 16 | – |
| 18 | Характеристичний об'єм гідравлічного двигуна | k_∂ | $2 \cdot 10^{-3}$ | – |

Динамічна механічна характеристика гідропроводу КЛ, згідно (3.11) наведена на рис. 3.3.

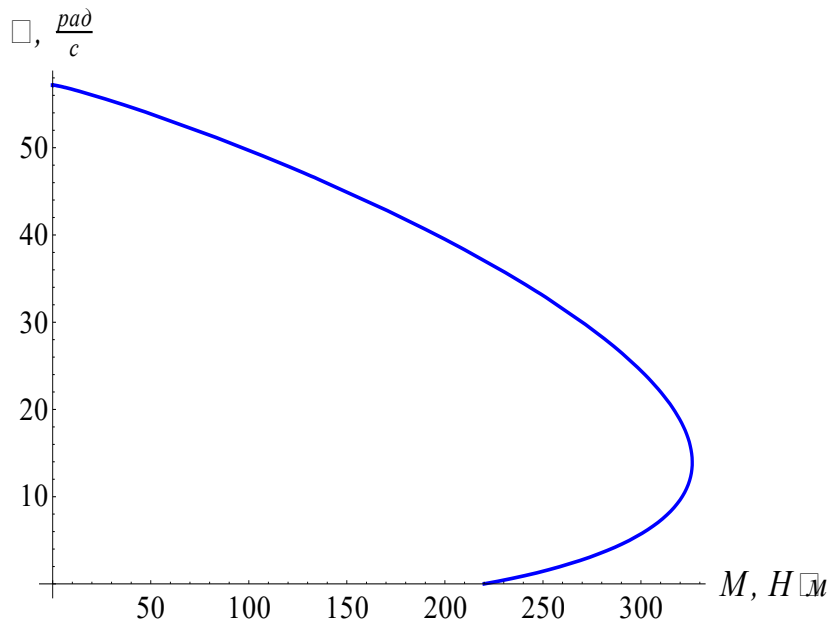


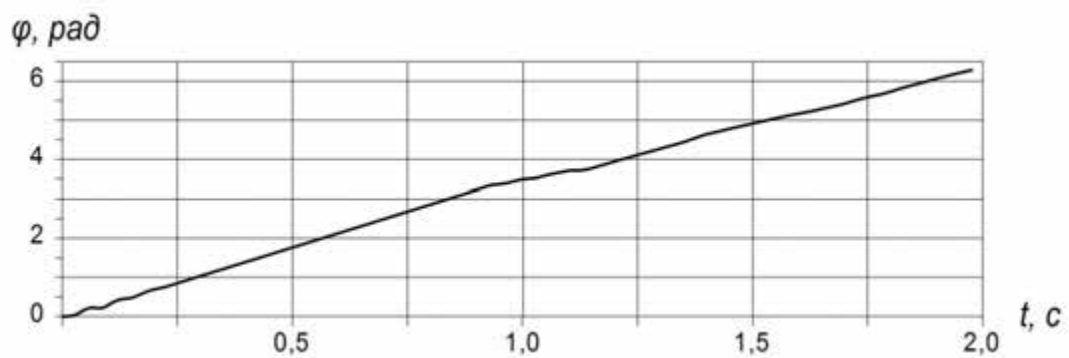
Рис. 3.3. Динамічна механічна характеристика гідроприводу КЛ

3.3. Аналіз динаміки руху системи «лебідка – канат – вантаж»

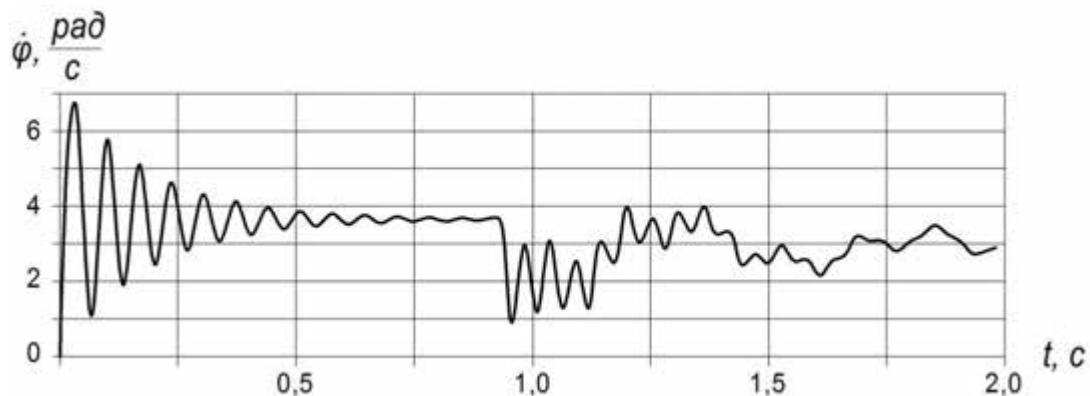
Для аналізу роботи системи «лебідка – канат – вантаж» необхідно розв’язати диференціальні рівняння (3.1), (3.3), (3.5) та (3.7) за відповідних початкових умов (3.2), (3.4), (3.6) і (3.8). За результатами чисельного інтегрування вищевказаних виразів отримаємо графіки кінематичних характеристик мас приводу (рис. 3.4-3.9) та силову характеристику приводу (рис. 3.10). Проаналізуємо кінематичні характеристики окремих мас.

Приводний барабан. Кут повороту φ протягом всіх етапів зростає лінійно, а значення кутових швидкості $\dot{\varphi}$ та прискорення $\ddot{\varphi}$ на початку руху мають характерний стрибок. Це пояснюється незначним зусиллям в тяговому канаті при виборі зазору. Протягом 1-го етапу процес руху стабілізується ($\dot{\varphi} \rightarrow 3,5 \frac{rad}{c}$, $\ddot{\varphi} \rightarrow 0$).

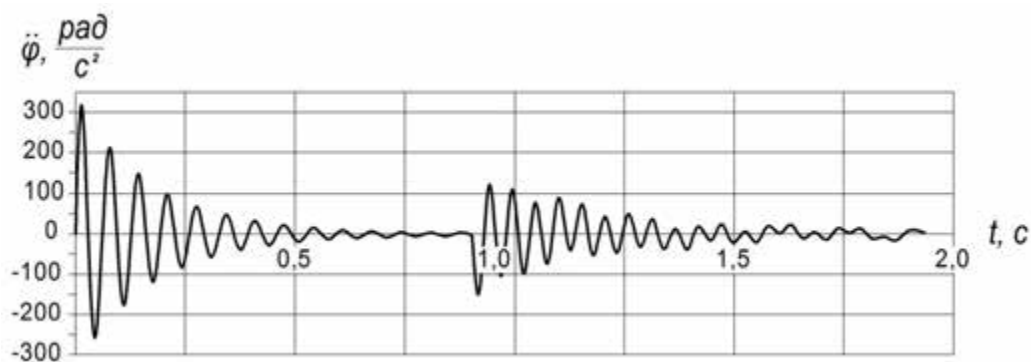
Із зростанням зусилля S_K в канаті швидкість $\dot{\varphi}$ та прискорення $\ddot{\varphi}$ починають коливатися. Усталений режим роботи барабана ($\dot{\varphi} \rightarrow 2,6 \frac{rad}{c}$, $\ddot{\varphi} \rightarrow 0$) починається орієнтовно через 2,3 секунди з початку руху.



а



б

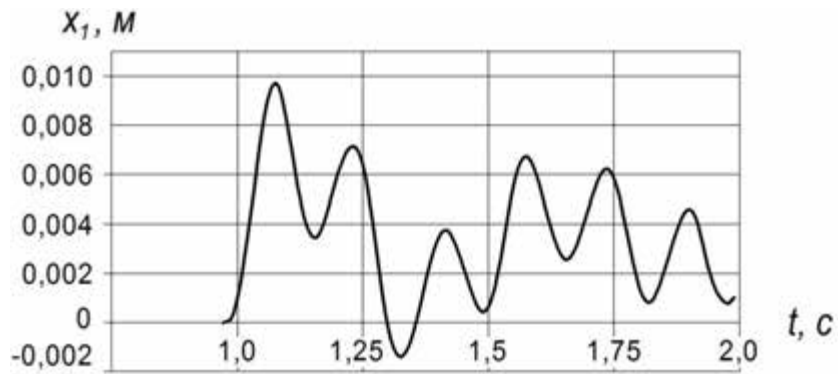


в

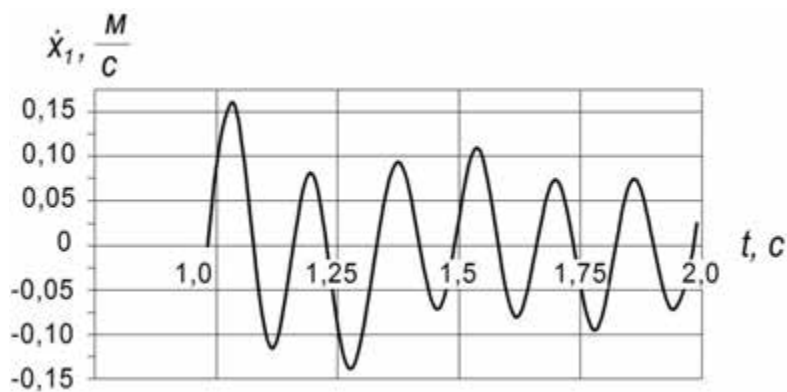
Рис. 3.4. Кінематичні характеристики приводного барабану:
а – кут повороту; б – кутова швидкість; в – кутове прискорення

Візок. Під час зрушування візка (на початку 3-го етапу) відбувається ривок, тому кінематичні параметри ланки стрімко (за $t \approx 0,1$ с) досягають максимуму: $x_1 = 0,095$ м, $\dot{x}_1 = 0,16 \frac{м}{с}$, $\ddot{x}_1 = 5,1 \frac{м}{с^2}$. Надалі характер зміни функцій можна описати, як повільно згасаючий до усталених значень

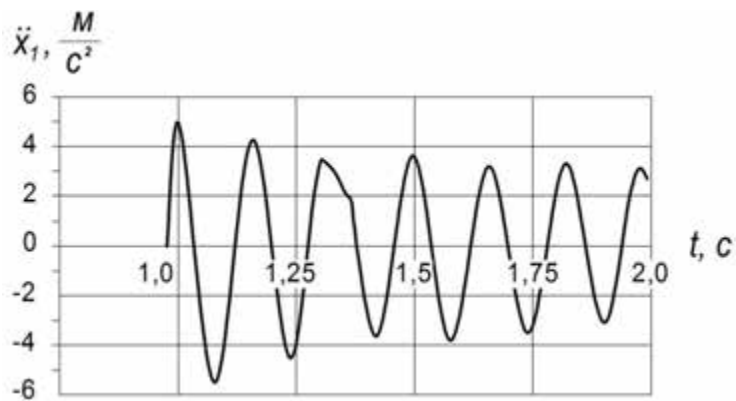
($x_1 = 0,004 \text{ м}$, $\dot{x}_1 \rightarrow 0$, $\ddot{x}_1 \rightarrow 0$). Слід зауважити, що під час рівномірного руху візок зміщений на $0,014 \text{ м}$ відносно свого початкового положення.



а



б

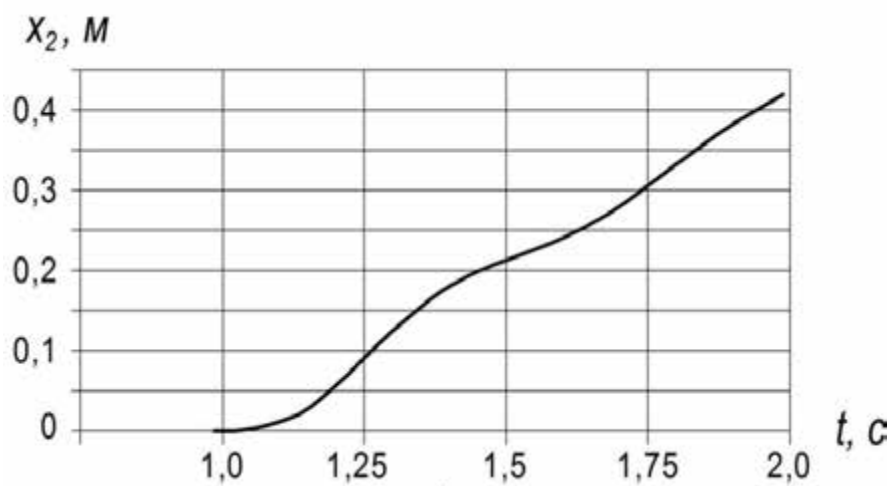


в

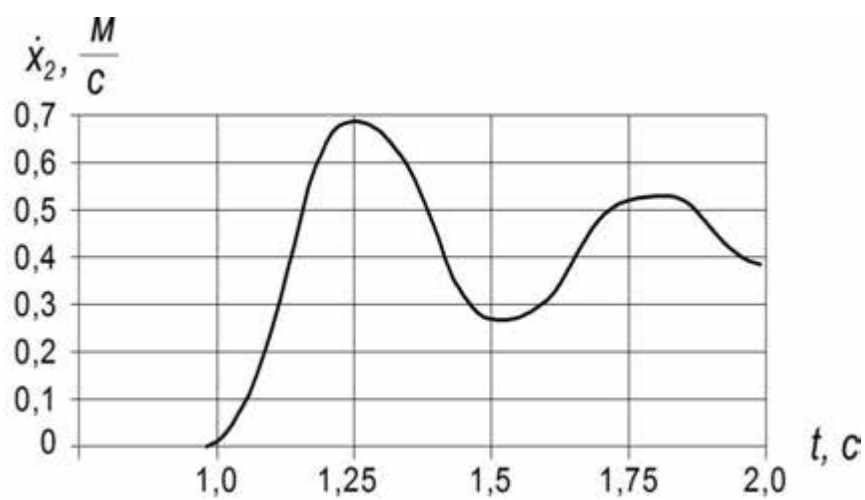
Рис. 3.5. Кінематичні характеристики візка:

а – переміщення; б – лінійна швидкість; в – лінійне прискорення.

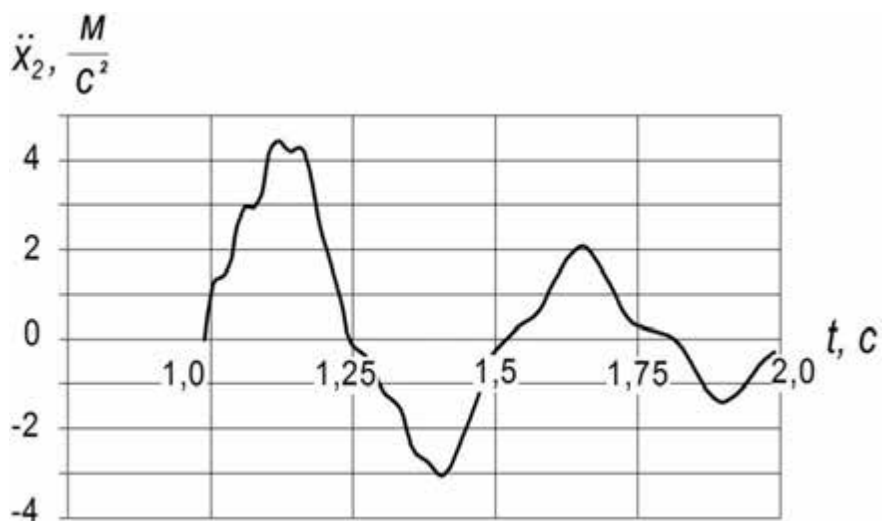
Вантаж. Переміщення вантажу починається на останньому етапі руху системи. В перші $0,7$ секунди вантаж переміщується дещо нерівномірно, спостерігаються коливання швидкості \dot{x}_2 та прискорення \ddot{x}_2 .



а



б



в

Рис. 3.6. Кінематичні характеристики вантажу:
а – переміщення; б – лінійна швидкість; в – лінійне прискорення

З плином часу коливання зменшуються. Наприкінці 3-х секунди з початку руху системи, вантаж набуває стабільної швидкості ($\dot{x}_2 \rightarrow 0,4 \frac{M}{c}$, $x_2 \rightarrow 0$).

В результаті аналізу руху всіх мас привода (рис. 3.7-3.9), можна констатувати явний колильний характер зміни параметрів в перші секунди роботи системи. Звичайно такі коливання є небажаними, оскільки вони збільшують динамічну складову тягового зусилля, а надмірна вібрація системи є причиною руйнування канату, зниження ресурсу елементів привода, погіршення умов роботи оператора та зменшення продуктивності роботи. В свою чергу затухання коливань можна пояснити демпфувальною дією елементів привода та силами сухого тертя, яке виникає в контактних парах «гума – ґрунт» і «деревина – ґрунт».

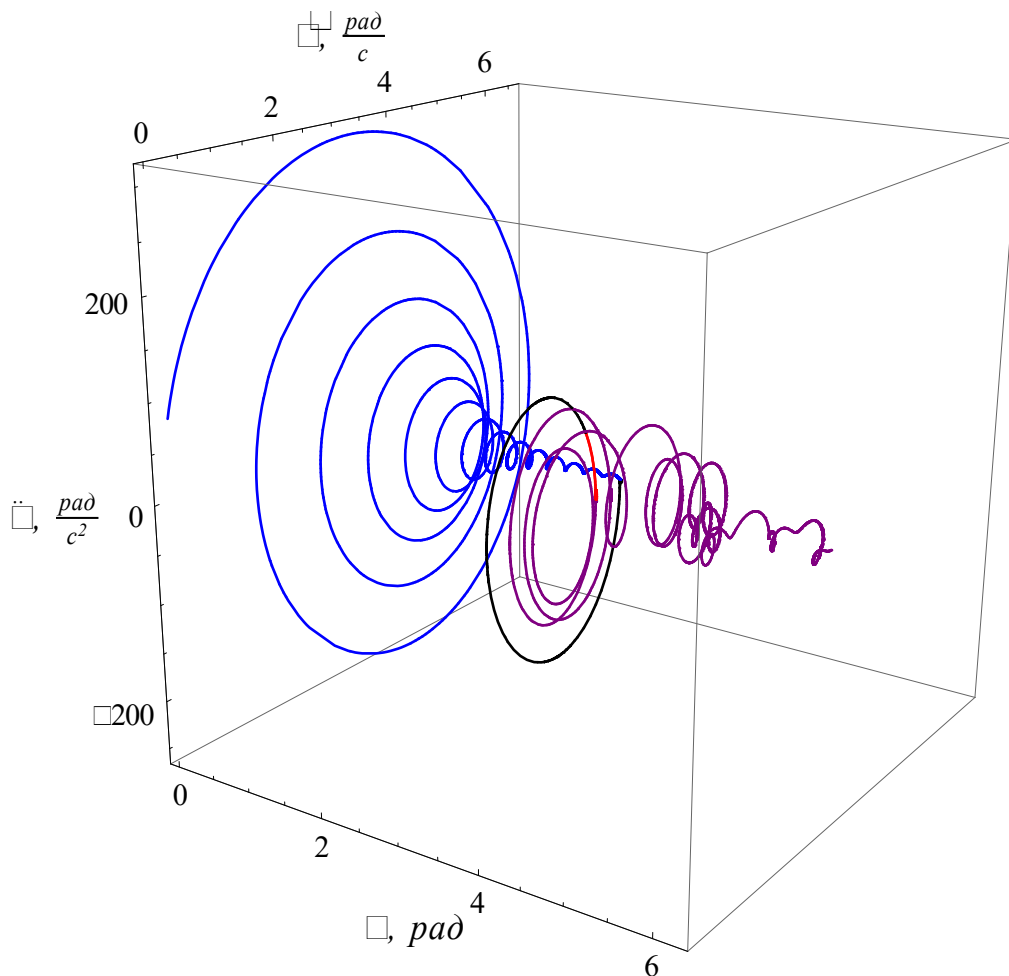


Рис. 3.7. Некласичний фазовий портрет руху приводного барабану

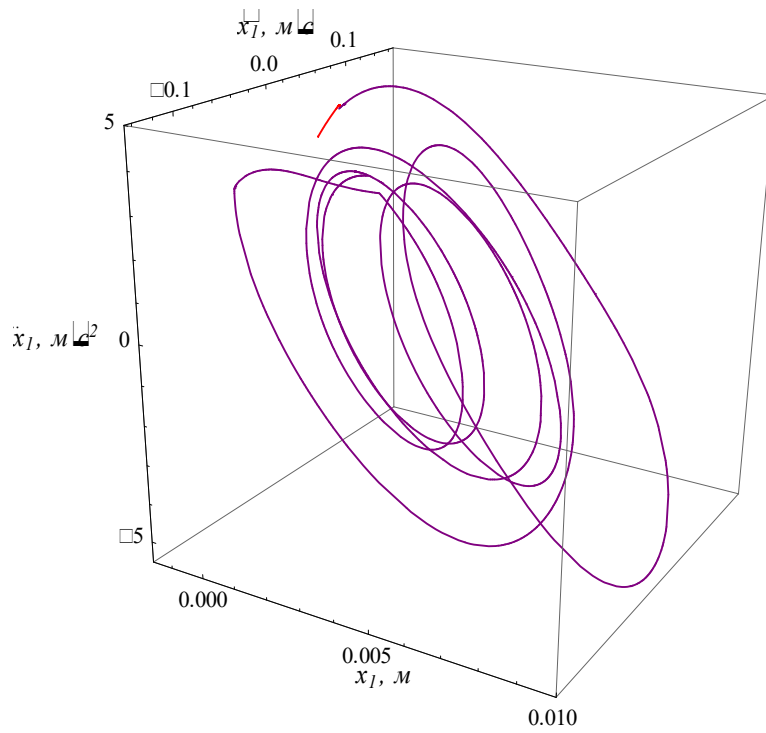


Рис. 3.8. Некласичний фазовий портрет руху візка

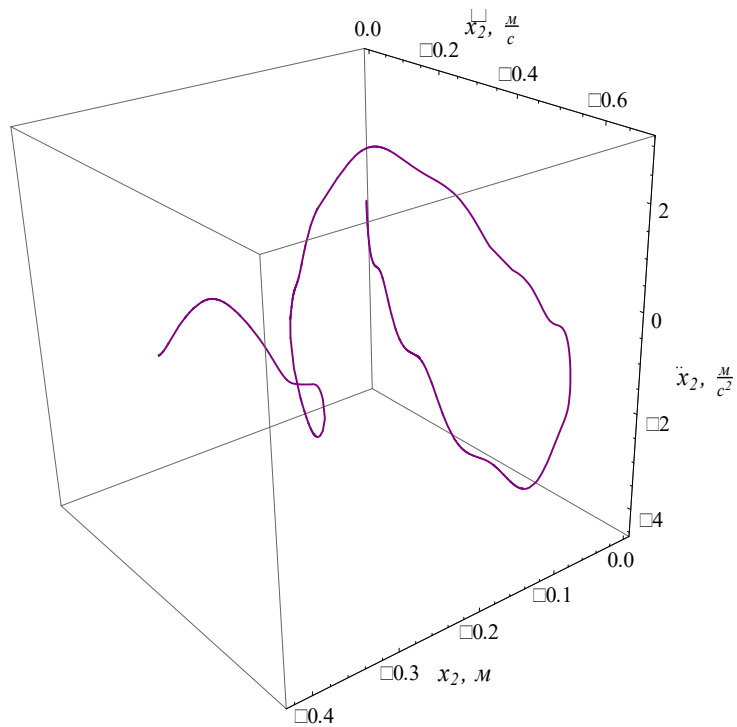


Рис. 3.9. Некласичний фазовий портрет руху вантажу

Для оцінки динамічної складової тягового зусилля при роботі системи розглянемо силові характеристики приводу (рис. 3.10). Помітно, як на початку 4-го етапу (коли система виходить на усталений режим руху)

зусилля в обох канатах швидко сягають максимальних значень. Зауважимо, що максимальні зусилля в тяговому канаті та канаті-розтяжці не збігаються у часі. Спочатку навантажується розтяжка ($F_p \approx 22800 \text{ H}$), та під час спадання зусилля у першій хвилі, максимальне напруження накопичується в тяговому канаті ($F_k \approx 16400 \text{ H}$). В наступних хвилях стрибки навантажень в обох канатах поступово зменшуються і набувають стабільно-змінних значень в кінці 2-ої секунди з початку руху ($F_k \rightarrow 7800 \text{ H}, F_p \rightarrow 7000 \text{ H}$).

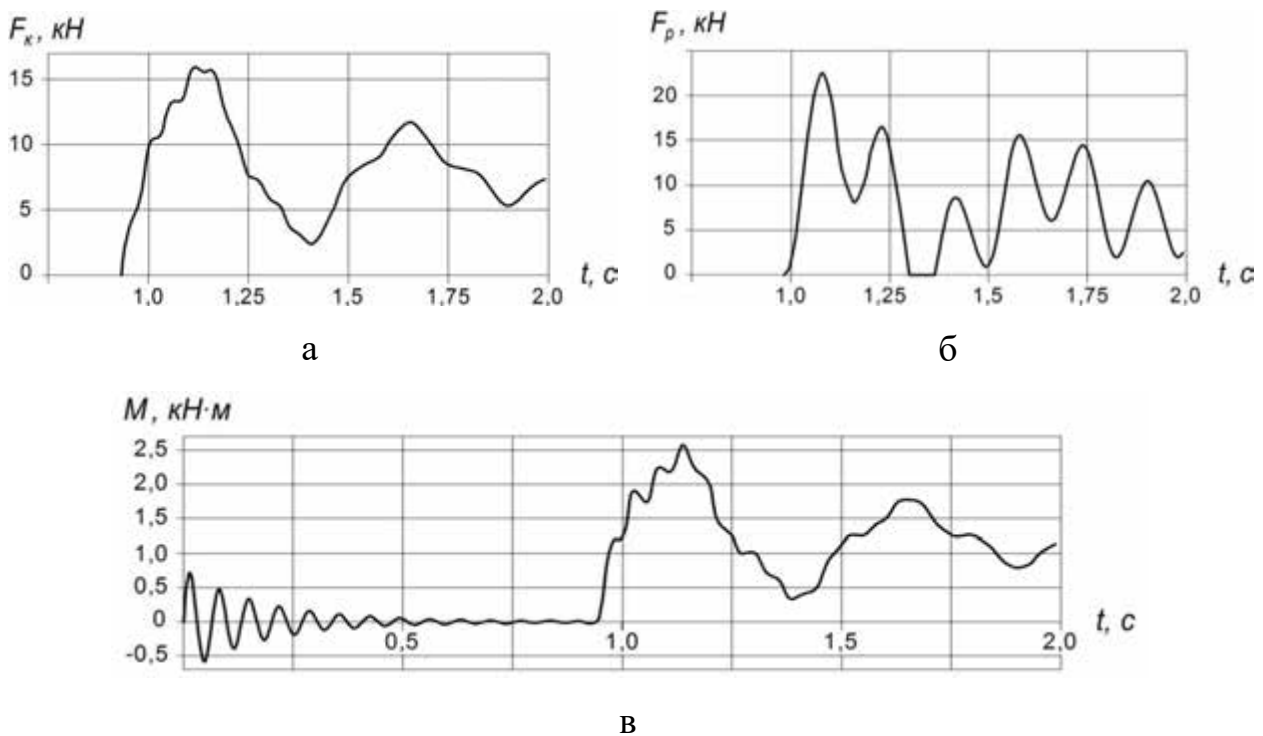


Рис. 3.10. Силова характеристика приводу:

- а – зусилля в тяговому канаті, б – зусилля в канаті-розтяжці,
- в – потужність на приводному барабані

Аналіз отриманих характеристик руху мас та силових показників привода свідчить, що розглянутий режим роботи трельовальної лебідки не забезпечує максимальну продуктивність, надійність та безпеку виконання технологічного процесу. Для зменшення негативного впливу динамічної складової на процес трельювання під час перехідного етапу руху, доцільно використовувати оптимальні режими роботи системи.

Висновки до третього розділу

При дослідженні роботи КЛ при трелюванні деревини в умовах рівнинної місцевості розглянуто наступні аспекти:

- розроблено динамічну тримасову модель системи «лебідка-канат-вантаж»;
- згідно прийнятої динамічної моделі вперше створено математичну модель роботи системи із врахуванням особливостей руху кожної маси. Для цього перехідний режим руху КЛ поділено на 4 етапи, для кожного з яких складено рівняння руху, причому кінцеві умови кожного етапу є початковими для наступного;
- за допомогою розробленої математичної моделі проведені розрахунки конкретної КЛ із гідравлічним двигуном об'ємного регулювання;
- за результатами розв'язку рівнянь отримано динамічні та кінематичні характеристики системи. З аналізу динамічних характеристик системи встановлено, що пікові навантаження в тяговому канаті перевищують усталені значення в 2,1 рази, а в розтяжці – в 3,3 рази. Це призводить до перевантаження та надмірної вібрації елементів привода, і є причиною руйнування канатів та травмування оператора. Саме тому для забезпечення максимальної продуктивності та безпечних умов роботи доцільно використовувати оптимальні режими роботи КЛ.

РОЗДІЛ 4

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМИ «ЛЕБІДКА-КАНАТ-ВАНТАЖ»

4.1. Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності

Знаходження оптимального керування рухом мобільної трелювальної лебідки можливе з використанням одного із методів: варіаційного числення [104], динамічного програмування [106], принципу максимуму [105] та різноманітних методів [122-128], використання яких дозволяє отримати наближений розв'язок задачі оптимального керування.

У даному дослідженні було використано варіаційне числення, оскільки воно дає змогу знайти оптимальне керування для кожного етапу руху динамічної системи у вигляді неперервно-диференційованої функції. При реалізації такої функції на практиці у елементах мобільної трелювальної лебідки не будуть виникати значні динамічні зусилля, а рух елементів лебідки буде плавним, без різких ривків та ударів.

Одним з головних факторів, який впливає на динаміку режиму руху КЛ є оптимізаційний критерій, за яким здійснюється оптимізація. Існує велика кількість досліджень, які присвячені розробці та застосуванню критеріїв для оптимізації режимів руху саме механічних систем [129-132]. Серед вказаних робіт необхідно відмітити такі [131, 132], оскільки саме в них отримані найзагальніші критерії, які дають змогу провести оцінку того чи іншого режиму руху.

Режими руху КЛ є функціональними залежностями переміщень, швидкостей, прискорень, тощо її ланок від часового аргументу. Тому критерій повинен мати вигляд інтегрального функціоналу.

Порівняння режимів руху КЛ можливе лише в тому випадку, коли оптимізаційний критерій для кожного режиму набуває деякого значення. Однак, в процесі роботи лебідки кінематичні функції окремих ланок лебідки

можуть бути знакозмінними. Це значить, що одне і те ж значення критерію можу відповідати зовсім різним режимам руху лебідки. Для усунення вказаного недоліку підінтегральний вираз оптимізаційного критерію повинен бути представлений у вигляді квадратичної форми:

$$I = \int_{t_1}^t P_n(t, x_k, \dot{x}_k, \dots, x_k^n) dt = 0; \quad (4.1)$$

$$k = 1 \dots s,$$

де $x_k, \dot{x}_k, \dots, x_k^n$; $k = 1 \dots s$ – узагальнені координати системи та їх похідні включно до n -го порядку;

s – кількість узагальнених координат;

t і t_1 – моменти часу початку та завершення перехідного режиму руху відповідно;

P_n – підінтегральний вираз критерію.

Оскільки перехідний режим руху системи «лебідка – канат – вантаж» є багатоетапним, то доцільно на кожному етапі використовувати персональний критерій оптимізації. У подальших пунктах будуть розв’язані оптимізаційні задачі та проаналізовані отримані результати

4.2. Визначення оптимальних законів руху системи «лебідка – канат – вантаж»

Перший етап. На даному етапі рух системи описується неоднорідним диференціальним рівнянням (3.2). Через відсутність тягового зусилля в канаті в якості критеріїв оптимізації використано середньоквадратичне значення рушійного моменту (критерій 1) і середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту (критерій 2).

Критерій 1 (середньоквадратичне значення рушійного моменту):

$$\dot{M}_{с.к.} = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(J_p \ddot{\varphi} + m_{\kappa} g \frac{D}{2} \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

$$f = \left(J_p \ddot{\varphi} + m_\kappa g \frac{D}{2} \right)^2 \quad (4.3)$$

Рівняння Пуассона має вигляд:

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 0 \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} = \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p \left(J_p \ddot{\varphi} + m_\kappa g \frac{D}{2} \right) = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p^2 \ddot{\ddot{\varphi}} = 0; \quad \ddot{\ddot{\varphi}} = 0 \quad (4.6)$$

$$\ddot{\varphi} = A_1; \quad \dot{\varphi} = A_1 t + A_2; \quad \varphi = \frac{1}{2} A_1 t^2 + A_2 t + A_3; \quad \varphi = \frac{1}{6} A_1 t^3 + A_2 t^2 + A_3 t + A_4. \quad (4.7)$$

Крайові умови:

$$t = 0; \quad \varphi = 0; \quad \dot{\varphi} = 0; \quad t = t_1; \quad \varphi = \varphi_1; \quad \dot{\varphi} = 0. \quad (4.8)$$

де t_1 – тривалість першого етапу (визначена раніше під час аналізу руху).

Після підстановки крайових умов (4.8) в систему рівнянь (4.7) отримаємо:

$$A_4 = 0; \quad A_3 = 0; \quad \frac{1}{6} A_1 t_1^3 + \frac{1}{2} A_2 t_1^2 = \varphi_1; \quad \frac{1}{6} A_1 t_1^2 + A_2 t_1 = 0. \quad (4.9)$$

З системи (3.9) знаходимо:

$$A_2 = -\frac{1}{2} A_1 t_1; \quad \frac{1}{6} A_1 t_1^3 + \frac{1}{4} A_2 t_1^3 = \varphi_1; \quad A_1 = -12 \frac{\varphi_1}{t_1^3}; \quad A_2 = 6 \frac{\varphi_1}{t_1^2}. \quad (4.10)$$

Після підстановки постійних інтегрування в систему (4.7) будемо мати:

$$\varphi = \frac{\varphi_1 t^2}{t_1^2} \left(-2 \frac{t}{t_1} + 3 \right); \quad \dot{\varphi} = 6 \frac{\varphi_1 t}{t_1^2} \left(1 - \frac{t}{t_1} \right); \quad \ddot{\varphi} = 6 \frac{\varphi_1}{t_1^2} \left(1 - 2 \frac{t}{t_1} \right) \quad (4.11)$$

З урахуванням останнього виразу системи (4.11) отримуємо:

$$M = m_\kappa g \frac{D}{2} + 6J_p \left(1 - 2 \frac{t}{t_1} \right) \quad (4.12)$$

Критерій 2 (середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту):

$$\dot{M}_{c.k.} = J_p \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \ddot{\varphi}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.13)$$

$$f = \ddot{\varphi}^2 \quad (4.14)$$

Рівняння Пуассона має вигляд:

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 0. \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} = \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} = \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2\ddot{\varphi} = 0. \quad (4.16)$$

$$\frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2\ddot{\varphi} = 0; \quad \ddot{\varphi} = 0. \quad (4.17)$$

Після інтегрування рівняння (4.17) отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi = A_1; \quad \ddot{\varphi} = A_1 t + A_2; \quad \ddot{\varphi} = \frac{1}{2} A_1 t^2 + A_2 t + A_3; \\ \ddot{\varphi} = \frac{1}{6} A_1 t^3 + \frac{1}{2} A_2 t^2 + A_3 t + A_4; \\ \dot{\varphi} = \frac{1}{24} A_1 t^4 + \frac{1}{6} A_2 t^3 + \frac{1}{2} A_3 t^2 + A_4 t + A_5; \\ \varphi = \frac{1}{120} A_1 t^5 + \frac{1}{24} A_2 t^4 + \frac{1}{6} A_3 t^3 + \frac{1}{2} A_4 t^2 + A_5 t + A_6. \end{array} \right. \quad (4.18)$$

Крайові умови:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad \varphi = 0, \quad \dot{\varphi} = 0, \quad \ddot{\varphi} = 0; \\ t = t_1: \quad \varphi = \varphi_1, \quad \dot{\varphi} = 0, \quad \ddot{\varphi} = 0. \end{aligned} \quad (4.19)$$

Після підстановки крайових умов (4.19) в систему (4.18) отримаємо:

$$A_6 = 0; \quad A_5 = 0; \quad A_4 = 0; \quad (4.20)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{120} A_1 t_1^5 + \frac{1}{24} A_2 t_1^4 + \frac{1}{6} A_3 t_1^3 = \varphi_1; \\ \frac{1}{24} A_1 t_1^4 + \frac{1}{6} A_2 t_1^3 + \frac{1}{2} A_3 t_1^2 = 0; \\ \frac{1}{6} A_1 t_1^3 + \frac{1}{2} A_2 t_1^2 + A_3 t_1 = 0. \end{array} \right. \quad (4.21)$$

З останнього рівняння системи (4.21) знаходимо:

$$A_3 = -\frac{1}{6} A_1 t_1^2 - \frac{1}{2} A_2 t_1 \quad (4.22)$$

Підставимо (4.22) в перші 2 рівняння системи (4.21) і отримаємо:

$$\begin{cases} -\frac{7}{15} A_1 t_1 - A_2 = \frac{24 \varphi_1}{t_1^4}; \\ -\frac{1}{2} A_1 t_1 - A_2 = 0 \end{cases} \quad (4.23)$$

$$A_2 = -\frac{1}{2} A_1 t_1 \quad (4.24)$$

Підставимо вираз (4.24) в перше рівняння системи (4.23) та отримаємо:

$$A_1 = 720 \frac{\varphi_1}{t_1^5}. \quad (4.25)$$

Приведемо вирази (4.24) і (4.22) до вигляду:

$$A_2 = -360 \frac{\varphi_1}{t_1^4}; \quad (4.26)$$

$$A_3 = 60 \frac{\varphi_1}{t_1^3}. \quad (4.27)$$

Підставимо постійні інтегрування (4.25)-(4.27) в систему (4.18) та отримаємо закони руху приводного барабану:

$$\varphi = \frac{\varphi_1}{t_1^3} \left(\frac{6t^5}{t_1^2} - \frac{15t^4}{t_1} + 10t^3 \right); \quad (4.28)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{30\varphi_1}{t_1^3} \left(\frac{t^4}{t_1^2} - \frac{2t^3}{t_1} + t^2 \right); \quad (4.29)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{60\varphi_1}{t_1^3} \left(\frac{2t^3}{t_1^2} - \frac{3t^2}{t_1} + t \right). \quad (4.30)$$

Після підстановки виразу (4.30) в залежність (3.1) і отримаємо закон зміни рушійного моменту, який відповідає оптимальному режиму руху за обраним критерієм:

$$M = m_{\kappa} g \frac{D}{2} + 60J_p \frac{\varphi_1}{t_1^2} \left(\frac{2t^3}{t_1^3} - \frac{3t^2}{t_1^2} + \frac{t}{t_1} \right); \quad (4.31)$$

$$\dot{M} = 360J_p \frac{\varphi_1}{t_1^3} \left(\frac{t^2}{t_1^2} - \frac{t}{t_1} + 1 \right). \quad (4.32)$$

Другий етап. На даному етапі рух системи описується неоднорідним диференціальним рівнянням (3.3). На даному етапі зусилля в тяговому канаті ще незначні, тому в якості критеріїв оптимізації обрано середньоквадратичне значення рушійного моменту (критерій 1) і середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту (критерій 2).

Критерій 1 (середньоквадратичне значення рушійного моменту):

$$M_{c.к.} = \left[\frac{1}{t_2} \int_0^{t_2} \left(J_p \ddot{\varphi} + C_{\kappa} (\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} + m_{\kappa} g \frac{D}{2} \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4.33)$$

де t_2 – тривалість другого етапу (визначена раніше під час аналізу руху).

$$f = \left(J_p \ddot{\varphi} + C_{\kappa} (\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} + m_{\kappa} g \frac{D}{2} \right)^2. \quad (4.34)$$

Підставимо вираз (4.34) в рівняння Ейлера-Пуассона (4.4) і отримаємо:

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} = 2C_{\kappa} \frac{D^2}{4} \left(J_p \ddot{\varphi} + C_{\kappa} (\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} + m_{\kappa} g \frac{D}{2} \right); \quad \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} = 0;$$

$$\frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p \left(J_p \ddot{\varphi} + C_{\kappa} (\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} + m_{\kappa} g \frac{D}{2} \right);$$

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p \left(J_p \ddot{\ddot{\varphi}} + \ddot{\varphi} \frac{C_{\kappa} D^2}{4} \right);$$

$$2C_{\kappa} \frac{D^2}{4} \left(J_p \ddot{\varphi} + C_{\kappa} (\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} + m_{\kappa} g \frac{D}{2} \right) + 2J_p \left(J_p \ddot{\ddot{\varphi}} + \ddot{\varphi} \frac{C_{\kappa} D^2}{4} \right) = 0;$$

$$\ddot{\ddot{\varphi}} + 2 \frac{C_{\kappa} D^2}{4J_p} \ddot{\varphi} + \frac{C_{\kappa}^2 D^4}{16J_p^2} \varphi = \frac{C_{\kappa}^2 D^4}{16J_p^2} - \frac{m_{\kappa} g \frac{D}{2} C_{\kappa} D^2}{4J_p^2}. \quad (4.35)$$

Прийmemo:

$$k = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{C_{\kappa}}{J_p}}. \quad (4.36)$$

Після підстановки виразу (4.36) в рівняння (4.35) отримаємо:

$$\ddot{\varphi} + 2k^2 \dot{\varphi} + k^4 \varphi = k^4 \varphi_1 - \frac{m_{\kappa} g}{J_p} \frac{D}{2} k^2. \quad (4.37)$$

Отримане рівняння являє собою неоднорідне диференціальне рівняння четвертого порядку, розв'язок якого шукаємо у вигляді суми повного розв'язку однорідного рівняння та часткового розв'язку повного рівняння, тобто:

$$\varphi = \varphi^* + \varphi^{**}. \quad (4.38)$$

Однорідне рівняння:

$$\ddot{\varphi}^* + 2k^2 \dot{\varphi}^* + k^4 \varphi^* = 0. \quad (4.39)$$

Для цього рівняння запишемо характеристичне рівняння:

$$r^4 + 2k^2 r^2 + k^4 = 0. \quad (4.39)$$

Зробимо заміну $r^2 = z$, тоді бікватратне рівняння (4.39) запишемо, як квадратне:

$$z^2 + 2k^2 z + k^4 = 0, \quad (4.40)$$

розв'язок якого має вигляд:

$$z_{1,2} = -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4} = -k^2, \quad (4.41)$$

тобто:

$$z_1 = -k^2 \text{ і } z_2 = -k^2. \quad (4.42)$$

Тоді:

$$r_{1,2} = \pm ki; \quad r_{3,4} = \pm ki \quad (4.43)$$

Виходячи з отриманих коренів (3.43) загальний розв'язок рівняння (4.39) має вигляд:

$$\varphi^* = (C_1 + C_2 t) \sin kt + (C_3 + C_4 t) \cos kt. \quad (4.44)$$

Частковий розв'язок повного рівняння (4.37) будемо шукати у вигляді:

$$\varphi^{**} = D_0 + D_1 t; \quad (4.45)$$

$$\dot{\varphi}^{**} = D_1; \quad \ddot{\varphi}^{**} = 0. \quad (4.46)$$

Підставимо вирази (4.45) і (3.46) в рівняння (4.37) і отримаємо:

$$k^4 (D_0 + D_1 t) = k^4 \varphi_1 - \frac{m_k g}{J_p} \frac{D}{2} k^2 \quad (4.47)$$

$$\begin{cases} k^4 D_0 = k^4 \varphi_1 - \frac{m_k g}{J_p} \frac{D}{2} k^2; \\ k^4 D_1 = 0. \end{cases} \quad (4.48)$$

З системи (4.48) знаходимо:

$$D_1 = 0; \quad D_0 = \varphi_1 - \frac{m_k g}{J_p k^2} \frac{D}{2}. \quad (4.49)$$

Після цього запишемо загальний розв'язок рівняння (4.37):

$$\varphi = (C_1 + C_2 t) \sin kt + (C_3 + C_4 t) \cos kt + \varphi_1 - \frac{m_k g}{J_p k^2} \frac{D}{2}, \quad (4.50)$$

де $C_1 \dots C_4$ – постійні, які визначаються з крайових умов руху:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad \varphi = \varphi_1, \quad \dot{\varphi} = 0; \\ t = t_2: \quad \varphi = \varphi_2, \quad \dot{\varphi} = 0. \end{aligned} \quad (4.51)$$

Координата φ_2 кінця 2-го етапу руху визначається з умови:

$$C_k = \varphi_2 - \varphi_1 \frac{D}{2} = F_T. \quad (4.52)$$

З виразу (4.52) знаходимо:

$$\varphi_2 = \varphi_1 + = -2 \frac{F_T}{C_k D}. \quad (4.53)$$

$$\dot{\varphi} = (C_2 - C_3 k - C_4 k t) \sin kt + (C_4 + C_1 k + C_2 k t) \cos kt; \quad (4.54)$$

$$\ddot{\varphi} = -(2C_4 + C_1 k + C_2 k t) k \sin kt + (2C_2 - C_3 k - C_4 k t) k \cos kt. \quad (4.55)$$

З крайових умов (4.51) визначимо постійні інтегрування:

$$\varphi_1 = C_3 + \varphi_1 - \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2}; \rightarrow C_3 = \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2}; \quad (4.56)$$

$$0 = C_4 + C_1 k; \rightarrow C_4 = -C_1 k; \quad (4.57)$$

$$\begin{cases} \varphi_2 = (C_1 + C_2 t_2) \sin kt_2 + (C_3 + C_4 t_2) \cos kt_2 + \varphi_1 - \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2}; \\ 0 = (C_2 - C_3 k - C_4 k t_2) \sin kt_2 + (C_4 + C_1 k + C_2 k t_2) \cos kt_2. \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_1 (\sin kt_2 - kt_2 \cos kt_2) + C_2 t_2 \sin kt_2 = \varphi_2 - \varphi_1 + \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2} (1 - \cos kt_2); \\ C_1 k^2 t_2 \sin kt_2 + C_2 (\sin kt_2 + kt_2 \cos kt_2) = \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2} \sin kt_2. \end{cases} \quad (4.58)$$

З другого рівняння системи (3.58) маємо:

$$C_2 = \frac{\left(\frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2} - C_1 k^2 t_2 \right)}{\sin kt_2 + kt_2 \cos kt_2}. \quad (4.59)$$

Підставимо вираз (4.59) в перше рівняння системи (4.58):

$$\begin{aligned} C_1 (\sin kt_2 - kt_2 \cos kt_2) + \frac{\left(\frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k} - C_1 k^2 t_2 \right) t_2 \sin^2 kt_2}{\sin kt_2 - kt_2 \cos kt_2} &= \varphi_2 - \varphi_1 + \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2} (1 - \cos kt_2); \\ C_1 (\sin^2 kt_2 - k^2 t_2^2 \cos^2 kt_2) + \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k} t_2 \sin^2 kt_2 - C_1 k^2 t_2^2 \sin^2 kt_2 &= \\ &= \left(\varphi_2 - \varphi_1 + \frac{m_\kappa g \frac{D}{2}}{J_p k^2} (1 - \cos kt_2) \right) + (\sin kt_2 + kt_2 \cos kt_2). \end{aligned}$$

Після додаткових спрощень отримаємо:

$$C_1 = \frac{m_k g \frac{D}{2}}{J_p k^2} \frac{1 - \cos kt_2}{\sin kt_2 + kt_2 \cos kt_2} \quad (4.60)$$

Підставляємо вираз (4.60) в залежність (4.59) і маємо:

$$C_2 = \frac{m_k g \frac{D}{2}}{J_p k} \frac{\left(1 - \frac{1 - \cos kt_2}{\sin kt_2 + kt_2} kt_2\right) \sin kt_2}{\sin kt_2 + kt_2 \cos kt_2}; \quad (4.61)$$

$$C_3 = \frac{m_k g \frac{D}{2}}{J_p k}; \quad (4.62)$$

$$C_4 = -\frac{m_k g \frac{D}{2}}{J_p k} \frac{1 - \cos kt_2}{\sin kt_2 + kt_2}. \quad (4.63)$$

Підставивши постійні інтегрування (4.60)...(4.63) в залежності (4.53)...(4.55), отримаємо закони зміни кінематичних характеристик приводного механізму, які відповідають оптимальному на даному етапі режиму руху за критерієм мінімуму середньоквадратичного значення рушійного моменту.

Критерій 2 (середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту).

$$\dot{M} = J_p \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4}. \quad (4.64)$$

Тоді:

$$\dot{M}_{c.k.} = \left[\frac{1}{t_2} \int_0^{t_2} \left(J_p \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4} \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.65)$$

$$f = \left(J_p \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4} \right)^2 \quad (4.66)$$

Підставимо вираз (4.66) в рівняння Пуассона (4.4):

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} = \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2 \frac{C_K D^2}{4} \left(J_p \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4} \right);$$

$$\frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p \left(J_p \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4} \right); \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} = 2 \frac{C_K D^2}{4} \left(J_p \ddot{\varphi} + \dot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4} \right);$$

$$\frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p \left(J_p \overset{VI}{\varphi} + \ddot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4} \right);$$

$$\overset{VI}{\varphi} + 2\ddot{\varphi} \frac{C_K D^2}{4J_p} + \ddot{\varphi} \frac{C_K^2 D^4}{16J_p^2} = 0 \quad (4.67)$$

Приймаємо

$$k = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{C_K}{J_p}} \quad (4.68)$$

Тоді:

$$\overset{VI}{\varphi} + 2k^2 \ddot{\varphi} + k^4 \varphi = 0 \quad (4.69)$$

Для однорідного диференціального рівняння 6-го порядку (4.69) складемо характеристичне рівняння:

$$r^6 + 2k^2 r^4 + k^4 r^2 = 0 \quad (4.70)$$

$$r^2 (r^4 + 2k^2 r^2 + k^4) = 0$$

$$r_1 = r_2 = 0; \quad r^2 = z.$$

Тоді:

$$z^2 + 2k^2 z + k^4 = 0$$

$$z_1 = z_2 = -k^2$$

$$r_{1,2} = \sqrt{-k^2} = \pm ki; \quad z_{5,6} = \sqrt{-k^2} = \pm ki.$$

Виходячи з коренів характеристичного рівняння (4.70), розв'язок виразу (4.69) має вигляд:

$$\varphi = C_1 + C_2 t + (C_3 + C_4 t) \sin kt + (C_5 + C_6 t) \cos kt, \quad (4.71)$$

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

$$\begin{aligned} t = 0: \quad \varphi = \varphi_1, \quad \dot{\varphi} = 0, \quad \ddot{\varphi} = 0; \\ t = t_2: \quad \varphi = \varphi_2, \quad \dot{\varphi} = 0, \quad \ddot{\varphi} = 0. \end{aligned} \quad (4.72)$$

З виразу (4.71) знаходимо швидкість та прискорення приводного барабана:

$$\dot{\varphi} = C_2 + (C_4 - C_5k - C_6kt)\sin kt + (C_6 + C_3t + C_4kt)\cos kt; \quad (4.73)$$

$$\ddot{\varphi} = -(2C_6 + C_3k + C_4kt)k \sin kt + (2C_4 - C_5k - C_6kt)k \cos kt. \quad (4.74)$$

З крайових умов (4.72) шляхом перетворень визначаємо постійні інтегрування:

$$C_1 = \varphi_1 - C_5; \quad (4.75)$$

$$C_2 = -C_3k - C_6; \quad (4.76)$$

$$C_3 = -C_5 \frac{kt_2}{2} - C_6 \left(\frac{2}{k} + t_2 \operatorname{ctg} kt_2 \right); \quad (4.77)$$

$$C_4 = C_5 \frac{k}{2}; \quad (4.78)$$

$$C_5 = 2C_6 \frac{\cos kt_2 - 1 + kt_2 (\sin kt_2 + (\cos kt_2 - 1) \operatorname{ctg} kt_2)}{k(kt_2 - \sin kt_2)}; \quad (4.79)$$

$$C_6 = \frac{(\varphi_2 - \varphi_1)k}{kt_2(1 + kt_2) - 2\sin kt_2 + 2 \frac{(\cos kt_2 - 1 + kt_2 (\sin kt_2 + (\cos kt_2 - 1) \operatorname{ctg} kt_2)) \left(\frac{k^2 t_2^2}{2} + \cos kt_2 - 1 \right)}{kt_2 - \sin kt_2}} \quad (4.80)$$

Підставляємо отримані вирази постійних інтегрування $C_1 \dots C_6$ в залежності (4.71), (4.73) і (4.74), та отримуємо закони руху приводного барабана, які відповідають оптимальному режиму руху за обраним критерієм (4.65).

Третій етап. На даному етапі рух системи описується системою неоднорідних диференціальних рівнянь (3.5). Зусилля в канаті на цьому етапі починають зростати, тому в якості критеріїв обираємо середньоквадратичне значення тягового зусилля в канаті (критерій 1) і середньоквадратичне значення швидкості зміни тягового зусилля в канаті (критерій 2).

Критерій 1 (середньоквадратичне значення зусилля в тяговому канаті).

$$F_K = C_K \left(\varphi - \varphi_1 - \frac{2x_1}{D} \right) \frac{D}{2} \quad (4.81)$$

З 2-го рівняння системи (3.5) знайдемо:

$$F_K = m_1 \ddot{x}_1 + C_p x_1 + F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D} \quad (4.82)$$

де $M_\kappa = m_\kappa g \frac{D}{2}$ – крутний момент на барабані від провисання канату.

Запишемо залежність середньоквадратичного значення зусилля в тяговому канаті:

$$F_{K.c.k.} = \left[\frac{1}{t_3} \int_0^{t_3} F_K^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_3} \int_0^{t_3} \left(m_1 \ddot{x}_1 + C_p x_1 + F_T - 2M_\kappa \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.83)$$

$$f = \left(m_1 \ddot{x}_1 + C_p x_1 + F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D} \right)^2 \quad (4.84)$$

Після підстановки (4.84) в рівняння Ейлера-Пуассона матимемо:

$$\frac{\partial f}{\partial x_1} = 2 \left(m_1 \ddot{x}_1 + C_p x_1 + F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D} \right) C_p;$$

$$\frac{\partial f}{\partial \ddot{x}_1} = 2 \left(m_1 \ddot{x}_1 + C_p x_1 + F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D} \right) m_1;$$

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{x}_1} = 2m_1 (m_1 \ddot{\ddot{x}}_1 + C_p \ddot{\ddot{x}}_1); \quad m_1^2 \ddot{\ddot{x}}_1 + 2m_1 C_p \ddot{\ddot{x}}_1 + x_1 C_p^2 = \left(2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T \right) C_p.$$

Розділимо ліву і праву частини останнього рівняння на m_1^2 , в результаті чого будемо мати:

$$\ddot{\ddot{x}}_1 + 2\ddot{\ddot{x}}_1 \frac{C_p}{m_1} + x_1 \frac{C_p^2}{m_1^2} = \left(2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T \right) \frac{C_p}{m_1^2}. \quad (4.85)$$

Зробимо заміну:

$$k^2 = \sqrt{\frac{C_p}{m_1}}. \quad (4.86)$$

Тоді рівняння (4.85) запишемо у вигляді:

$$\ddot{\ddot{x}}_1 + 2k^2 \ddot{\ddot{x}}_1 + k^4 x_1 = \left(2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T \right) \frac{k^2}{m_1^2}. \quad (4.87)$$

Розв'язок рівняння (4.87) шукаємо у вигляді:

$$x_1 = x_1^* + x_1^{**}; \quad (4.88)$$

$$\ddot{x}_1^* + 2k^2 \dot{x}_1^* + k^4 x_1^* = 0; \quad (4.89)$$

$$r^4 + 2k^2 r^2 + k^4 = 0; \quad (4.90)$$

$$r^2 = z; \quad z^2 + 2k^2 z + k^4 = 0;$$

$$z_{1,2} = -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4};$$

$$z_1 = -k^2; \quad z_2 = -k^2;$$

$$r_{1,2} = \sqrt{-k^2} = \pm ki; \quad r_{3,4} = \sqrt{-k^2} = \pm ki.$$

Згідно з отриманих коренів характеристичного рівняння (4.90) загальний розв'язок однорідного рівняння (4.89) має вигляд:

$$x_1^* = (C_1 + C_2 t) \sin kt + (C_3 + C_4 t) \cos kt. \quad (4.91)$$

Частковий розв'язок повного рівняння (4.87) шукаємо у вигляді:

$$x_1^{**} = A_0 + A_1 t; \quad \dot{x}_1^{**} = A_1; \quad \ddot{x}_1^{**} = 0,$$

де A_0 і A_1 – постійні.

$$k^4 (A_0 + A_1 t) = \left(2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T \right) \frac{k^2}{m_1}; \quad A_0 k^4 = \left(2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T \right) \frac{k^2}{m_1}; \quad A_1 = 0.$$

Тоді:

$$x_1^{**} = \frac{2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T}{k^2 m_1}.$$

Загальний розв'язок рівняння (4.87):

$$x_1 = (C_1 + C_2 t) \sin kt + (C_3 + C_4 t) \cos kt + \frac{2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T}{k^2 m_1}; \quad (4.92)$$

$$\dot{x}_1 = (C_2 - C_3 k - C_4 kt) \sin kt + (C_4 + C_1 k + C_2 kt) \cos kt; \quad (4.93)$$

$$\ddot{x}_1 = -(2C_4 + C_1 k + C_2 kt) k \sin kt + (2C_2 - C_3 k - C_4 kt) k \cos kt. \quad (4.94)$$

де $C_1 \dots C_4$ – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad x = 0, \quad \dot{x} = 0; \\ t = t_3: \quad x_1 = x_{13}, \quad \dot{x}_1 = 0. \end{aligned} \quad (4.95)$$

Крайову умову $x_1 = x_{13}$ знайдемо з рівняння:

$$C_p x_{13} = F_o - F_T. \quad (4.96)$$

Звідки:

$$x_{13} = \frac{F_o - F_T}{C_p}. \quad (4.97)$$

Підставимо крайові умови (4.95) в залежності (4.92) і (4.93), з яких визначаємо постійні $C_1 \dots C_4$:

$$C_3 = \frac{F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D}}{k^2 m_1}; \quad (4.98)$$

$$C_4 = -C_1 k; \quad (4.99)$$

$$\begin{cases} x_{13} = (C_1 + C_2 t_3) \sin kt_3 + (C_3 + C_4 t_3) \cos kt_3 + \frac{2 \frac{M_\kappa}{D} - F_T}{k^2 m_1} \\ 0 = (C_2 - C_3 k - C_4 k t) \sin kt_3 + (C_4 + C_1 k + C_2 k t) \cos kt_3 \end{cases} \quad (4.100)$$

Підставимо постійні (4.98) і (4.99) в систему (4.100):

$$\begin{cases} C_1 (\sin kt_3 - kt_3 \cos kt_3) + C_2 t_3 \sin kt_3 = x_{13} + (1 - \cos kt_3) \frac{F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D}}{k^2 m_1}; \\ C_1 k \sin kt_3 + C_2 t_3 (\sin kt_3 + kt_3 \cos kt_3) = \sin kt_3 \frac{F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D}}{k m_1}. \end{cases} \quad (4.101)$$

З другого рівняння системи (4.101) знайдемо:

$$C_1 = \frac{F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D}}{k^2 m_1} - C_2 \left(\frac{1}{k} + t_3 \operatorname{ctg} kt_3 \right), \quad (4.102)$$

і підставимо в перше рівняння цієї ж системи:

$$C_2 = \left[\frac{F_o - F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D}}{C_p} + \frac{F_T - 2 \frac{M_\kappa}{D}}{k^2 m_1} (1 - \cos kt - \sin kt_3 + kt_3 \cos kt_3) \right] / \left[t_3 \sin kt_3 - \left(\frac{1}{k} + t_3 \operatorname{ctg} kt_3 \right) (\sin kt_3 - kt_3 \cos kt_3) \right]. \quad (4.103)$$

Визначивши постійні $C_1 \dots C_4$, підставляємо їх в залежності (4.92), (4.93) і (4.94) і отримуємо оптимальний режим руху на 3-му етапі, що відповідає мінімуму середньоквадратичного значення зусилля в тяговому канаті.

Критерій 2 (середньоквадратичне значення швидкості зміни зусилля в тяговому канаті).

$$\dot{F}_K = C_\kappa \left(\dot{\varphi} \frac{D}{2} - \dot{x}_1 \right); \quad (4.104)$$

$$\dot{F}_K = m_1 \ddot{x}_1 + C_p \dot{x}_1. \quad (4.104)$$

Запишемо середньоквадратичне значення швидкості зміни зусилля в тяговому канаті:

$$\dot{F}_{K_{c.k.}} = \left[\frac{1}{t_3} \int_0^{t_3} \dot{F}_{K1}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_3} \int_0^{t_3} (m_1 \ddot{x}_1 + C_p \dot{x}_1)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.105)$$

$$f = (m_1 \ddot{x}_1 + C_p \dot{x}_1)^2 \quad (4.106)$$

Після підстановки виразу (4.106) в рівняння Пуассона отримаємо:

$$\frac{\partial f}{\partial x_1} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial \dot{x}_1} = 2(m_1 \ddot{x}_1 + C_p \dot{x}_1) C_p; \quad \frac{\partial f}{\partial \ddot{x}_1} = 0;$$

$$\frac{\partial f}{\partial \ddot{x}_1} = 2m_1 (m_1 \ddot{x}_1 + C_p \dot{x}_1);$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{x}_1} = 2C_p (m_1 \ddot{x}_1 + C_p \dot{x}_1); \quad \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{x}_1} = 2m_1 \left(m_1^{VI} x_1 + C_p \ddot{x}_1 \right);$$

$$m_1^{VI} x_1 + 2 \frac{C_p}{m_1} \ddot{x}_1 + \frac{C_p^2}{m_1^2} \dot{x}_1 = 0 \quad (4.107)$$

В рівнянні (4.107) зробимо заміну:

$$k = \sqrt{\frac{C_p}{m_1}}, \quad (4.108)$$

Тоді:

$$m_1^{VI} x_1 + 2k^2 \ddot{x}_1 + k^4 \dot{x}_1 = 0. \quad (4.109)$$

Запишемо характеристичне рівняння:

$$r^6 + 2k^2 r^4 + k^4 r^2 = 0; \quad (4.110)$$

$$r^2 (r^4 + 2k^2 r^2 + k^4) = 0;$$

$$r_1 = r_2 = 0; \quad r^2 = z;$$

$$z^2 + 2k^2 z + k^4 = 0;$$

$$z_{1,2} = -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4} = -k^2;$$

$$r_{1,2} = \sqrt{-k^2} = \pm ki; \quad z_{5,6} = \sqrt{-k^2} = \pm ki.$$

У відповідності до коренів характеристичного рівняння розв'язок рівняння (4.109) має вигляд:

$$x_1 = C_1 + C_2 t + (C_3 + C_4 t) \sin kt + (C_5 + C_6 t) \cos kt \quad (4.110)$$

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

$$t = 0: x = 0, \dot{x} = 0, \ddot{x} = 0; \quad (4.111)$$

$$t = t_3: x_1 = x_{13}, \dot{x}_1 = 0, \ddot{x} = 0.$$

З рівняння (4.110) знаходимо швидкість та прискорення візка:

$$\dot{x}_1 = C_2 + (C_4 - C_5 k - C_6 kt) \sin kt + (C_6 + C_3 t + C_4 kt) \cos kt; \quad (4.112)$$

$$\ddot{x}_1 = -(2C_6 + C_3 k + C_4 kt) k \sin kt + (2C_4 - C_5 k - C_6 kt) k \cos kt. \quad (4.113)$$

З крайових умов (4.111) шляхом перетворень визначаємо постійні інтегрування:

$$C_1 = x_1 - C_5; \quad (4.114)$$

$$C_2 = -C_3 k - C_6; \quad (4.115)$$

$$C_3 = -C_5 \frac{kt_3}{2} - C_6 \left(\frac{2}{k} + t_3 \operatorname{ctg} kt_3 \right); \quad (4.116)$$

$$C_4 = C_5 \frac{k}{2}; \quad (4.117)$$

$$C_5 = 2C_6 \frac{\cos kt_3 - 1 + kt_3 (\sin kt_3 + (\cos kt_3 - 1) \operatorname{ctg} kt_3)}{k(kt_3 - \sin kt_3)}; \quad (4.118)$$

$$C_6 = \frac{x_1 k}{kt_3(1+kt_3) - 2\sin kt_3 + 2 \frac{\left(\cos kt_3 - 1 + kt_3 (\sin kt_3 + (\cos kt_3 - 1) \operatorname{ctg} kt_3) \right) \left(\frac{k^2 t_3^2}{2} + \cos kt_3 - 1 \right)}{kt_3 - \sin kt_3}} \quad (4.119)$$

Підставляємо отриманні вирази постійних інтегрування $C_1 \dots C_6$ в залежності (4.110), (4.112) і (4.113) та отримуємо закони руху візка, які відповідають оптимальному режиму руху за обраним критерієм (4.105).

Четвертий етап. На даному етапі рух системи описується виразом (3.7). На початку цього етапу зусилля в канатах сягають максимальних значень, тому в якості критеріїв обираємо середньоквадратичне значення зусилля в тяговому канаті (критерій 1) та швидкість зміни прискорення приводного барабану (критерій 2).

Критерій 1 (середньоквадратичне значення зусилля в тяговому канаті).

$$F_{\kappa} = C_{\kappa} \left[\varphi - \varphi_1 - \frac{2(x_1 - x_2)}{D} \right] \frac{D}{2} \quad (4.120)$$

З останнього рівняння системи (3.7) запишемо:

$$F_{\kappa} = m_2 \ddot{x}_2 + F_o. \quad (4.121)$$

Середньоквадратичне значення зусилля в тяговому канаті:

$$F_{\text{Кс.к.}} = \left[\frac{1}{t_4} \int_0^{t_4} F_{\kappa}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_4} \int_0^{t_4} (m_2 \ddot{x}_2 + F_o) dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4.122)$$

де t_4 – тривалість четвертого етапу руху.

$$f = (m_2 \ddot{x}_2 + F_o)^2 \quad (4.123)$$

Підставимо вираз (4.123) в рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial x_2} &= 0; & \frac{\partial f}{\partial \dot{x}_2} &= 0; \\ \frac{\partial f}{\partial \ddot{x}_2} &= 2m_2 (m_2 \ddot{x}_2 + F_o); \\ \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{x}_2} &= 2m_2^{IV} x_2 = 0; \\ \ddot{x}_2 &= 0; \end{aligned} \quad (4.124)$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_2 &= C_1; \\
\dot{x}_2 &= C_1 t + C_2; \\
\dot{x}_2 &= \frac{1}{2} C_1 t^2 + C_2 t + C_3; \\
x_2 &= \frac{1}{6} C_1 t^3 + \frac{1}{2} C_2 t^2 + C_3 t + C_4,
\end{aligned} \tag{4.125}$$

де $C_1 \dots C_4$ – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху другої маси. Для процесу пуску ці крайові умови мають вигляд:

$$\begin{aligned}
t = 0: \quad x_2 &= 0, \quad \dot{x}_2 = 0; \\
t = t_4: \quad \dot{x}_2 &= V, \quad \ddot{x}_2 = 0.
\end{aligned} \tag{4.126}$$

Підставимо крайові умови (4.126) в залежності (4.125) і визначимо постійні інтегрування:

$$C_4 = 0; \quad C_3 = 0; \tag{4.127}$$

$$\begin{cases} \frac{1}{2} C_1 t_4^2 + C_2 t_4 = v; \\ C_1 t_4 + C_2 = 0 \rightarrow C_2 = -C_1 t_4; \end{cases} \tag{4.128}$$

$$\begin{aligned}
\frac{1}{2} C_1 t_4^2 - C_1 t_4^2 &= V; \\
-\frac{1}{2} C_1 t_4^2 &= V;
\end{aligned}$$

$$C_1 = -\frac{2V}{t_4^2}; \quad C_2 = \frac{2V}{t_4}. \tag{4.129}$$

Тоді оптимальний режим руху, який відповідає мінімуму середньоквадратичного значення тягового зусилля канату на ділянці пуску має вигляд

$$\begin{aligned}
x_2 &= -\frac{1}{3} \frac{V}{t_4^2} t^3 + \frac{V}{t_4} t^2 - V \frac{t^2}{t_4} \left(1 - \frac{t}{3t_4} \right); \\
\dot{x}_2 &= -\frac{V}{t_4^2} t^2 + \frac{2V}{t_4} t = V \left(2 \frac{t}{t_4} - \frac{t^2}{t_4^2} \right); \\
\ddot{x}_2 &= -\frac{2V}{t_4^2} t + \frac{2V}{t_4} = \frac{2V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right).
\end{aligned} \tag{4.130}$$

Для визначення законів руху інших ланок з останнього рівняння системи (3.7) знайдемо координату візка:

$$m_2 \ddot{x}_2 = C_\kappa (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} + C_\kappa (x_2 - x_1) - F_o;$$

$$x_1 = (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} + x_2 - \frac{m_2}{C_\kappa} \ddot{x}_2 - \frac{F_o}{C_\kappa}. \quad (4.131)$$

Підставимо в залежність (4.131) координату x_2 та прискорення \ddot{x}_2 з системи (4.130):

$$x_1 = (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} + V \left(\frac{t^2}{t_4} - \frac{t^3}{3t_4^2} \right) - 2 \frac{m_2}{C_\kappa} \frac{v}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) - \frac{F_o}{C_\kappa}; \quad (4.132)$$

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \frac{D}{2} + C_\kappa \left(2 \frac{t}{t_4} - \frac{t^2}{t_4^2} \right) + 2 \frac{m_2}{C_\kappa} \frac{V}{t_4}; \quad (4.133)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{\varphi} \frac{D}{2} + \frac{2V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right). \quad (4.134)$$

Підставимо вирази (4.132) та (4.133) в друге рівняння системи (4.130):

$$m_1 \ddot{x}_1 = C_\kappa \left[(\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - (x_1 + x_2) \right] - C_p x_1 - F_T.$$

Враховуючи третє рівняння системи (3.7) друге рівняння цієї ж системи може бути записане у такому вигляді

$$m_1 \ddot{x}_1 = m_2 \ddot{x}_2 + F_o - C_p x_1 - F_T \quad (4.135)$$

Тепер в рівняння (4.135) підставимо вирази (4.130), (4.132) та (4.134):

$$m_1 \left[\ddot{\varphi} \frac{D}{2} + \frac{2V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) \right] = 2m_2 \frac{V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) - C_p (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - C_p V \left(\frac{t^2}{t_4} - \frac{t^3}{3t_4^2} \right) + 2m_2 \frac{C_p}{C_\kappa} \frac{V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) + \frac{C_p}{C_\kappa} F_o + F_o - F_T;$$

$$m_1 \ddot{\varphi} \frac{D}{2} = 2(m_2 - m_1) \frac{V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) - C_p (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - C_p V \left(\frac{t^2}{t_4} - \frac{t^3}{3t_4^2} \right) + 2m_2 \frac{C_p}{C_\kappa} \frac{V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) + F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa} \right) - F_T;$$

$$m_1 \ddot{\varphi} \frac{D}{2} + C_p \varphi \frac{D}{2} = C_p \varphi_1 \frac{D}{2} + F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa} \right) - F_T + 2 \left[m_2 \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa} \right) - m_1 \right] \frac{V}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) - C_p V \left(\frac{t^2}{t_4} - \frac{t^3}{3t_4^2} \right).$$

Ліву і праву частини останнього рівняння розділимо на $m_1 \frac{D}{2}$:

$$\ddot{\varphi} + \varphi \frac{C_p}{m_1} = \varphi_1 \frac{C_p}{m_1} + 2 \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] \frac{1}{m_1 D} + 4 \left[\frac{m_2}{m_1} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - 1 \right] \frac{M}{D t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) - 2 \frac{C_p}{m_1} - \frac{M}{D} \left(\frac{t^2}{t_4} - \frac{t^3}{3t_4^2} \right).$$

В отриманому рівнянні зробимо заміни:

$$k = \sqrt{\frac{C_p}{m_1}} - \text{частота власних коливань візка};$$

$$\omega_y = \frac{2V}{D} - \text{усталена кутова швидкість приводного барабана} \quad (4.136)$$

Після чого отримаємо:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = k^2 \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + 2 \left[\frac{m_2}{m_1} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - 1 \right] \frac{\omega_y}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) - k^2 \omega_y \left(\frac{t^2}{t_4} - \frac{t^3}{3t_4^2} \right). \quad (4.137)$$

Розв'язок рівняння (3.137) будемо шукати у вигляді

$$\varphi = \varphi^* + \varphi^{**}, \quad (4.138)$$

де φ^* – повний розв'язок однорідного рівняння

$$\ddot{\varphi}^* + k^2 \varphi^* = 0, \quad (4.139)$$

а φ^{**} – частковий розв'язок повного рівняння (4.137), який шукаємо у вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi^{**} &= A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^3; \\ \dot{\varphi}^{**} &= A_1 + 2A_2 t + 3A_3 t^2; \\ \ddot{\varphi}^{**} &= 2A_2 + 6A_3 t. \end{aligned} \quad (4.140)$$

Підставимо вирази (4.140) в рівняння (4.137):

$$\begin{aligned} 2A_2 + 6A_2 t + k^2 (A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^3) &= k^2 \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \\ + 2 \left[\frac{m_2}{m_1} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - 1 \right] \frac{\omega_y}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) &- k^2 \omega_y \left(\frac{t^2}{t_4} - \frac{t^3}{3t_4^2} \right) \end{aligned}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 2A_2 + k^2 A_o = k^2 \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + 2 \left[\frac{m_2}{m_1} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - 1 \right] \frac{\omega_y}{t_4}; \\ 6A_3 + k^2 A_1 = -2 \left[\frac{m_2}{m_1} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - 1 \right] \frac{\omega_y}{t_4}; \\ A_2 k^2 = -k^2 \frac{\omega_y}{t_4}; \\ A_3 k^2 = k^2 \frac{\omega_y}{3t_4^2}. \end{array} \right. \quad (4.141)$$

В результаті розв'язку системи (3.141) маємо:

$$A_3 = \frac{\omega_y}{3t_4^2}; \quad A_2 = -\frac{\omega_y}{t_4}. \quad (4.142)$$

$$A_1 = -2 \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \frac{m_2}{m_1} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right). \quad (4.143)$$

$$A_0 = \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right). \quad (4.144)$$

Тоді частковий розв'язок рівняння (4.137) має вигляд:

$$\varphi^{**} = \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - 2 \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \frac{m_2}{m_1} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) t - \frac{\omega_y}{t_4} t^2 + \frac{\omega_y}{3t_4^2} t^3. \quad (4.145)$$

Знайдемо повний розв'язок однорідного рівняння (4.139). Для цього запишемо його характеристичне рівняння

$$\begin{aligned} r^2 + k^2 &= 0; \\ r_{1,2} &= \pm ki. \end{aligned} \quad (4.146)$$

У відповідності з коренями характеристичного рівняння (4.146) повний розв'язок однорідного рівняння (4.139) має вигляд:

$$\varphi^* = C_1 \sin kt + \cos kt, \quad (4.147)$$

де C_1 і C_2 – постійні інтегрування, які визначаються з початкових умов руху:

$$t = 0: \quad \varphi = \varphi_1, \quad \dot{\varphi} = 0. \quad (4.148)$$

Тоді загальний розв'язок рівняння (4.137) запишемо так:

$$\begin{aligned}
\varphi &= C_1 \sin kt + C_2 \cos kt + \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \\
&+ 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) - \frac{\omega_y}{t_4} \left(t^2 - \frac{t^3}{3t_4} \right); \\
\dot{\varphi}_1 &= C_1 k \cos kt - C_2 k \sin kt - 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - \frac{\omega_y}{t_4} \left(2t - \frac{t^2}{3t_4} \right). \quad (4.149)
\end{aligned}$$

Після підстановки крайових умов (4.148) в залежності (4.149) отримаємо:

$$\begin{cases} C_2 + \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) = \varphi_1; \\ C_1 k - 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) = 0. \end{cases} \quad (4.150)$$

З системи (4.150) знаходимо:

$$\begin{aligned}
C_1 &= 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^3 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right); \\
C_2 &= \frac{2}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] - 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right).
\end{aligned}$$

Підставивши постійні C_1 і C_2 в залежності (4.149), матимемо:

$$\begin{aligned}
\varphi &= \varphi_1 + \frac{2}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) (kt_4 - kt + \sin kt) - \\
&- \left\{ \frac{1}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \right\} \cos kt - \frac{\omega_y}{t_4} \left(t^2 - \frac{t^3}{3t_4} \right); \quad (4.151)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{\varphi} &= 2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) (\cos kt - 1) + \\
&+ 2 \left\{ \frac{1}{m_1 D k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \right\} \sin kt - \frac{\omega_y}{t_4} \left(2t^2 - \frac{t^2}{t_4} \right); \quad (4.152)
\end{aligned}$$

$$\ddot{\varphi} = -2 \frac{m_2}{m_1} \frac{\omega_y}{k t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \sin kt +$$

$$+2 \left\{ \frac{1}{m_1 D} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2 \omega_y}{m_1 t_4} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \right\} \cos kt - 2 \frac{\omega_y}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right); \quad (4.153)$$

Після підстановки виразів (4.151)-(4.153) в залежності (4.132)-(4.134), отримаємо закон руху візка в процесі пуску:

$$x_1 = \frac{1}{m_1 k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2 \omega_y D}{m_1 k^3 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) (kt_4 - kt + \sin kt) - \left\{ \frac{1}{m_1 k^2} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2 \omega_y D}{m_1 k^3 t_4} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \right\} \cos kt - \frac{m_2 \omega_y D}{C_k t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right); \quad (4.154)$$

$$\dot{x}_1 = \frac{m_2 \omega_y D}{m_1 k^2 t_4^2} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) (\cos kt - 1) +$$

$$+ \left\{ \frac{1}{m_1 k} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2 \omega_y D}{m_1 kt_4} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \right\} \sin kt + \frac{m_2 \omega_y D}{C_k t_4^2} \quad (4.155)$$

$$\ddot{x}_1 = -\frac{m_2 \omega_y D}{m_1 kt^2 t_4} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \sin kt + \left\{ \frac{1}{m_1} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2 \omega_y D}{m_1 t_4} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \right\} \cos kt. \quad (4.156)$$

Після підстановки знайдених кінематичних характеристик руху ланок механічної системи лебідки в перше рівняння системи (4.313) отримаємо закон зміни рушійного моменту приводного механізму:

$$M = J_p \ddot{\phi} + m_2 \ddot{x}_2 \frac{D}{2} + \frac{F_o D}{2}.$$

Підставимо в отримане рівняння залежності (4.130) і (4.153):

$$M = 2J_p \left\{ -\frac{m_2 \omega_y}{m_1 kt^2 t_4} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \sin kt + \left\{ \frac{1}{m_1 D} \left[F_o \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) - F_T \right] + \frac{m_2 \omega_y}{m_1 t_4} \left(1 + \frac{C_p}{C_k} \right) \right\} \cos kt - \frac{\omega_y}{t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) \right\} + 2m_2 \frac{\omega_y D^2}{2t_4} \left(1 - \frac{t}{t_4} \right) + \frac{F_o D}{2}. \quad (4.157)$$

Критерій 2 (швидкість зміни прискорення приводного барабану).

Оптимальний ривків режим на цьому етапі

$$I_w = \int_0^{t_4} W dt \rightarrow \min, \quad (4.158)$$

де t_4 – тривалість пуску приводного механізму; W – енергія ривків (прискорення другого порядку), яка визначається залежністю:

$$W = \frac{1}{2} J_p \ddot{\varphi}^2, \quad (4.159)$$

де J_p – зведений до приводного барабану, момент інерції приводного механізму; $\ddot{\varphi}$ – швидкість зміни кутового прискорення (ривок) приводного барабана.

Умовою мінімуму критерію (4.158) є рівняння Пуассона, що має вигляд:

$$\frac{\partial W}{\partial \varphi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} = 0. \quad (4.160)$$

Підставляємо вираз (4.159) в рівняння (4.160) і отримуємо:

$$\overset{IV}{\varphi} = 0. \quad (4.161)$$

Після шестикратного інтегрування лівої та правої частини рівняння (4.161) маємо:

$$\begin{aligned} \overset{V}{\varphi} &= C_1; \\ \ddot{\varphi} &= C_1 t + C_2; \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{2} C_1 t^2 + C_2 t + C_3; \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{6} C_1 t^3 + \frac{1}{2} C_2 t^2 + C_3 t + C_4; \\ \dot{\varphi} &= \frac{1}{24} C_1 t^4 + \frac{1}{2} C_2 t^3 + C_3 t^2 + C_4 t + C_5; \\ \varphi &= \frac{1}{120} C_1 t^5 + \frac{1}{24} C_2 t^4 + \frac{1}{6} C_3 t^3 + \frac{1}{2} C_4 t + C_5 t + C_6, \end{aligned} \quad (4.162)$$

де $C_1 \dots C_6$ – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху в процесі пуску приводного механізму:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad & \varphi = \varphi_1, \quad \dot{\varphi} = 0, \quad \ddot{\varphi} = 0; \\ t = t_4: \quad & \dot{\varphi} = w, \quad \ddot{\varphi} = 0, \quad \ddot{\varphi} = 0. \end{aligned} \quad (4.163)$$

Після підстановки крайових умов (4.163) в систему (4.162) будемо мати:

$$\begin{aligned}
C_6 &= \varphi_1; \\
C_5 &= 0; \\
C_4 &= 0; \\
\frac{1}{24}C_1t_4^4 + \frac{1}{6}C_2t_4^3 + \frac{1}{2}C_3t_4^2 &= w; \\
\frac{1}{6}C_1t_4^3 + \frac{1}{2}C_2t_4^2 + C_3t_4 &= 0; \\
\frac{1}{2}C_1t_4^2 + C_2t_4 + C_3 &= 0.
\end{aligned} \tag{4.164}$$

З останнього рівняння системи (4.164) визначимо постійну інтегрування C_3 :

$$C_3 = -\frac{1}{2}C_1t_4^2 - C_2t_4. \tag{4.165}$$

і підставляємо її в інші рівняння системи (4.164), в результаті чого отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{1}{12}C_1t_4^2 + \frac{1}{3}C_2t_4 - \frac{1}{2}C_1t_4^2 - C_2t_4 = \frac{2w}{t_4}; \\ \frac{1}{6}C_1t_4^2 + \frac{1}{2}C_2t_4 - \frac{1}{2}C_1t_4^2 - C_2t_4 = 0. \end{cases} \tag{4.166}$$

Звівши подібні члени будемо мати:

$$\begin{cases} -\frac{5}{4}C_1t_4 + 2C_2 = \frac{6w}{t_4}; \\ -\frac{2}{3}C_1t_4 - C_2 = 0. \end{cases} \tag{4.167}$$

З другого рівняння системи (4.167) знайдемо C_2 :

$$C_2 = -\frac{2}{3}C_1t_4, \tag{4.168}$$

і підставляємо його в перше рівняння цієї ж системи, в результаті чого отримаємо:

$$-\frac{5}{4}C_1t_4 + \frac{4}{3}C_1t_4 = \frac{6w}{t_4}.$$

Після зведення подібних членів маємо:

$$\frac{1}{12}C_1 = \frac{6w}{t_4^4}.$$

З отриманої залежності знайдемо постійну інтегрування C_1 :

$$C_1 = \frac{72w}{t_4^4}. \quad (4.169)$$

Після підстановки виразу (4.169) в залежність (4.168) знайдемо C_2 :

$$C_2 = -\frac{48w}{t_4^3}. \quad (4.170)$$

Після підстановки (4.169) і (4.170) в (4.165) отримаємо вираз C_3 :

$$C_3 = -\frac{36w}{t_4^2} + \frac{48w}{t_4^2} = \frac{12w}{t_4^2}. \quad (4.171)$$

Підставляємо вирази (4.164), (4.169), (4.170) і (4.171) в останнє рівняння системи (4.162) знайдемо оптимальний закон руху приводного барабану в процесі пуску:

$$\varphi = w \frac{3t^5}{5t_4^4} - 2w \frac{t^4}{t_4^3} + 2w \frac{t^3}{t_4^2} + \varphi_1 = \varphi_1 + 2w \left(0,3 \frac{t^5}{t_4^3} - \frac{t^4}{t_4^3} + \frac{t^3}{t_4^2} \right). \quad (4.172)$$

Візьмемо похідні за часом від виразу (4.172) і отримаємо кутові швидкість, прискорення та ривок приводного барабана в процесі пуску:

$$\dot{\varphi} = w \left(3 \frac{t^4}{t_4^4} - 8 \frac{t^3}{t_4^3} + 6 \frac{t^2}{t_4^2} \right); \quad (4.173)$$

$$\ddot{\varphi} = 12 \frac{w}{t_4} \left(\frac{t^3}{t_4^3} - 2 \frac{t^2}{t_4^2} + \frac{t}{t_4} \right); \quad (4.174)$$

$$\ddot{\ddot{\varphi}} = 12 \frac{w}{t_4^2} \left(3 \frac{t^2}{t_4^2} - 4 \frac{t}{t_4} + 1 \right). \quad (4.175)$$

З рівняння руху лебідки на 4-му етапі:

$$\begin{aligned}
J_p \ddot{\varphi} &= M - C_\kappa (\varphi - \varphi_1) \frac{D^2}{4} + C_\kappa (x_1 - x_2) \frac{D^2}{4}; \\
m_1 \ddot{x}_1 &= C_\kappa (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - C_\kappa (x_1 - x_2) \frac{D}{2} - C_p x_1 - \beta_p x_1 - F_T; \quad (4.176) \\
m_2 \ddot{x}_2 &= C_\kappa (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - C_\kappa (x_1 - x_2) \frac{D}{2} - F_o,
\end{aligned}$$

знайдемо закони руху інших ланок (візка та вантажу) при оптимальному ривковому режимі руху приводного механізму.

З останнього рівняння системи (4.176) виразимо координату руху візка:

$$x_1 = x_2 + (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - \frac{m_2}{C_\kappa} \ddot{x}_2 - \frac{F_o}{C_\kappa}. \quad (4.177)$$

Візьмемо похідні за часом від виразу (4.177) і знайдемо лінійні швидкість та прискорення візка:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 + \dot{\varphi} \frac{D}{2} - \frac{m_2}{C_\kappa} \ddot{x}_2; \quad (4.178)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 + \ddot{\varphi} \frac{D}{2} - \frac{m_2}{C_\kappa} \ddot{\ddot{x}}_2. \quad (4.179)$$

З другого рівняння системи (4.176) визначимо координату вантажу:

$$x_2 = x_1 \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa} \right) + (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - \frac{m_1}{C_\kappa} \ddot{x}_1 - \frac{F_T}{C_\kappa}; \quad (4.180)$$

Візьмемо похідні за часом від виразу (4.180) і знайдемо лінійні швидкість та прискорення вантажу:

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_1 \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa} \right) + \dot{\varphi} \frac{D}{2} - \frac{m_1}{C_\kappa} \ddot{x}_1; \quad (4.181)$$

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x}_1 \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa} \right) + \ddot{\varphi} \frac{D}{2} - \frac{m_1}{C_\kappa} \ddot{\ddot{x}}_1. \quad (4.182)$$

В залежність (4.180) підставимо вирази (4.177) і (4.179), в результаті чого отримаємо:

$$x_2 = \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa} \right) \left(x_2 + (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - \frac{m_2}{C_\kappa} \ddot{x}_2 - \frac{F_o}{C_\kappa} \right) - \frac{m_1}{C_\kappa} \left(\ddot{x}_2 + \ddot{\varphi} \frac{D}{2} - \frac{m_2}{C_\kappa} \ddot{\ddot{x}}_2 \right) + (\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} \ddot{x}_1 - \frac{F_T}{C_\kappa}. \quad (4.183)$$

В отриманому рівнянні після зведення подібних членів, маємо:

$$\frac{m_1 m_2}{C_\kappa} \ddot{x} - (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 + x_2 C_p = m_1 \frac{D}{2} \ddot{\varphi} - (2C_\kappa + C_p) \frac{D}{2} (\varphi - \varphi_1) + \left(1 + \frac{C_p}{C_\kappa}\right) F_o + F_T; \quad (4.184)$$

Підставимо в рівняння (4.184) вирази (4.172) і (4.174), в результаті чого маємо:

$$\begin{aligned} & \ddot{x} - \ddot{x}_2 \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} C_\kappa + x_2 \frac{C_p C_\kappa}{m_1 m_2} = \\ & = \frac{C_\kappa}{m_1 m_2} \left(-(2C_\kappa + C_p) wD \left(0,3 \frac{t^5}{t_4^4} - \frac{t^4}{t_4^3} \right) + \left(6m_1 \frac{wD}{t_4^2} - (2C_\kappa + C_p) wD \right) \frac{t^3}{t_4^2} - 6m_1 \frac{wD}{t_4} \left(2 \frac{t^2}{t_4^2} - \frac{t}{t_4} \right) \right). \end{aligned} \quad (4.185)$$

В результаті чисельного розв'язку виразу (4.185) знайдемо залежність

$$x_2 = x_2(t). \quad (4.186)$$

Шляхом диференціювання знаходимо:

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_2(t); \quad (4.187)$$

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_2(t); \quad (4.188)$$

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x}_2(t); \quad (4.189)$$

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x}_2(t). \quad (4.190)$$

Після підстановки виразів (4.186)-(4.190) в залежності (4.177)-(4.178) знайдемо кінематичні характеристики візка $x_1 = x_1(t)$, $\dot{x}_1 = \dot{x}_1(t)$ і $\ddot{x}_1 = \ddot{x}_1(t)$.

Зусилля в розтяжці визначаємо згідно залежності:

$$F_p = C_p x_1, \quad (4.191)$$

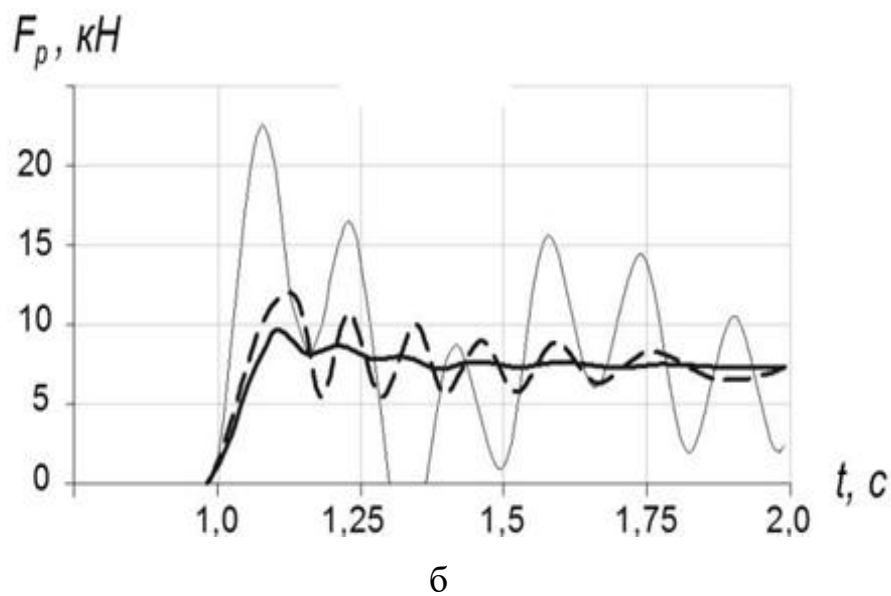
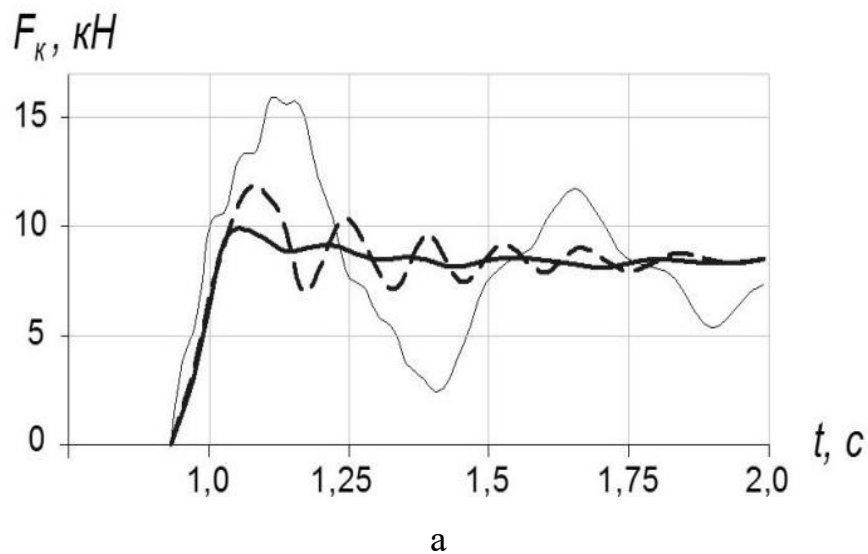
а в тяговому канаті:

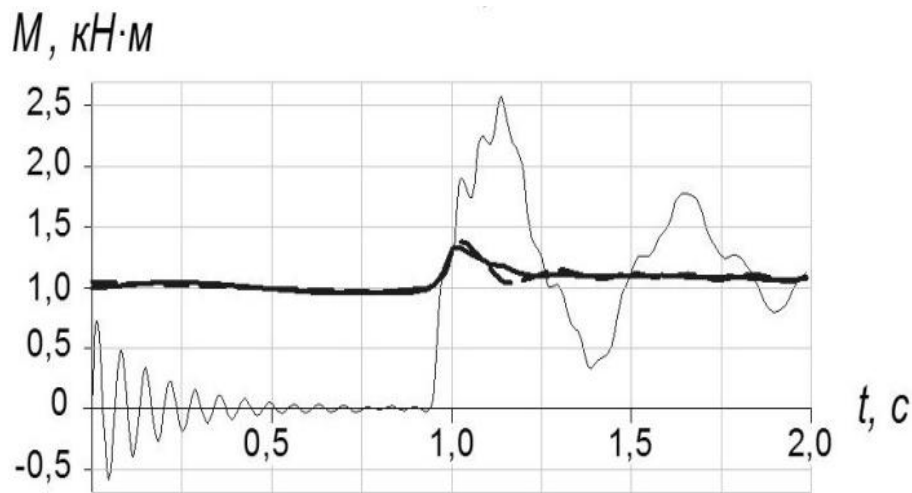
$$F_\kappa = C_\kappa \left((\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - (x_1 - x_2) \right). \quad (4.192)$$

Рухілий момент на валу приводного барабана:

$$M = J_p \ddot{\varphi} + C_\kappa \frac{D}{2} \left((\varphi - \varphi_1) \frac{D}{2} - (x_1 - x_2) \right). \quad (4.193)$$

В результаті розв'язання всіх оптимізаційних задач було отримано оптимальних закони руху всіх мас системи «лебідка – канат – вантаж» на кожному етапі руху, а саме – силові параметри приводного механізму (рис. 4.1) та кінематичні характеристики всіх мас привода (рис. 4.2-4.4). Слід зауважити, що на всіх приведених графіках тонкою лінією позначено неоптимальних рух, товстою штриховою – оптимальний рух за критерієм 1, а суцільною товстою – оптимальний за критерієм 2.





в

Рис. 4.1. Силові параметри приводу:

а – зусилля в тяговому канаті, б – зусилля в канаті-розтяжці,

в – момент на приводному барабані

Для оцінки зменшення зусиль у гнучких елементах системи «лебідка-канат-вантаж» був розрахований коефіцієнт динамічності K_δ для всіх режимів роботи КЛ (неоптимальний рух, оптимальних рух за критеріями 1 і 2):

$$K_\delta = \frac{F_{\max}}{F_{уст}}, \quad (4.194)$$

де F_{\max} – пікове значення тягового зусилля в канаті, кН;

$F_{уст}$ – тягове зусилля при усталеному руху КЛ, кН.

Результати розрахунків зведемо до таблиці 4.1.

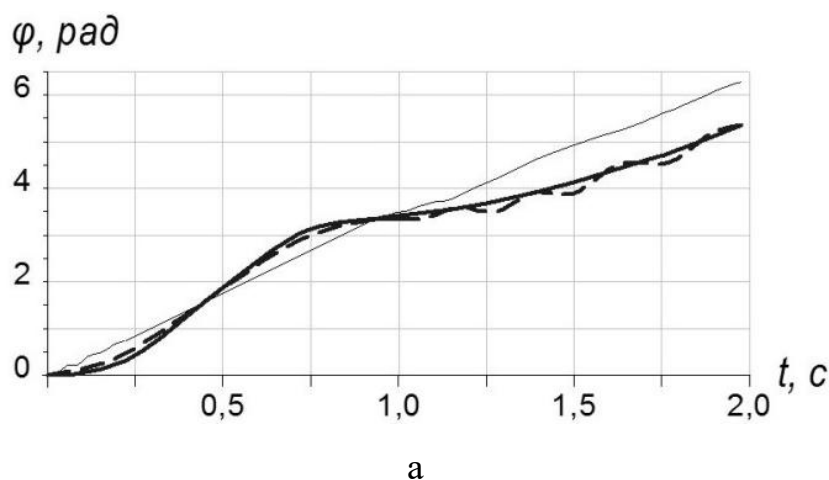
Таблиця 4.1 – Динамічні показники канатів лебідки

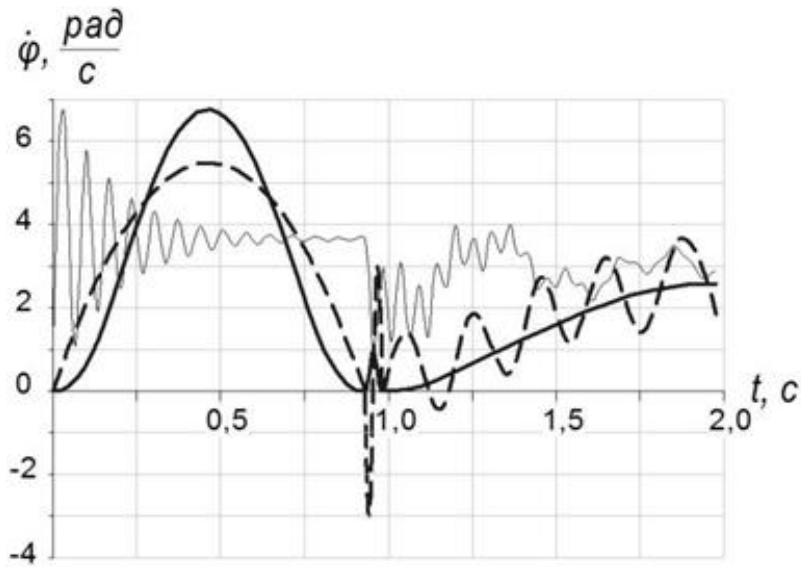
| Коефіцієнт динамічності K_δ | Режим роботи КЛ | | |
|------------------------------------|-------------------|------------------------------|------------------------------|
| | неоптимальний рух | оптимальний рух (критерій 1) | оптимальний рух (критерій 2) |
| тяговий канат | 2,1 | 1,52 | 1,27 |
| канат-розтяжка | 3,3 | 1,73 | 1,42 |

Отриманні результати свідчать, що оптимальний режим 2 дозволяє найбільш ефективно зменшити динамічні навантаження в канатах в порівнянні з неоптимальним режимом роботи.

Як помітно з графіків, що представлені на рис. 4.1 використання оптимальних режимів дозволяє зменшити пікові динамічні навантаження в тяговому канаті та канаті-розтяжці. Слід зазначити, що при використанні оптимального режиму 2 вібрації в обох канатах практично відсутні, а при застосуванні режиму 1 спостерігаються незначні коливання тягового зусилля, які практично зникають на другій секунді руху системи. Використання обох оптимальних режимів руху дозволяє уникнути значних коливань приводного моменту, що забезпечує збільшення довговічності канатів та елементів КЛ та покращує умови роботи оператора.

Аналіз графічних залежностей, що приведені на рисунку 3.2 показує, що використання обох оптимальних режимів забезпечує плавну зміну кутової швидкості барабану під час вибору зазорів в приводному механізмі. На 2-му і 3-му етапах роботи КЛ максимальна рівномірність руху барабану спостерігається при використанні оптимального закону 2 ($\omega \approx 0,95$ рад/с), а закон 1 не забезпечує рівномірності обертання – кутова швидкість різко змінюється ($\omega \approx -3...3$ рад/с).



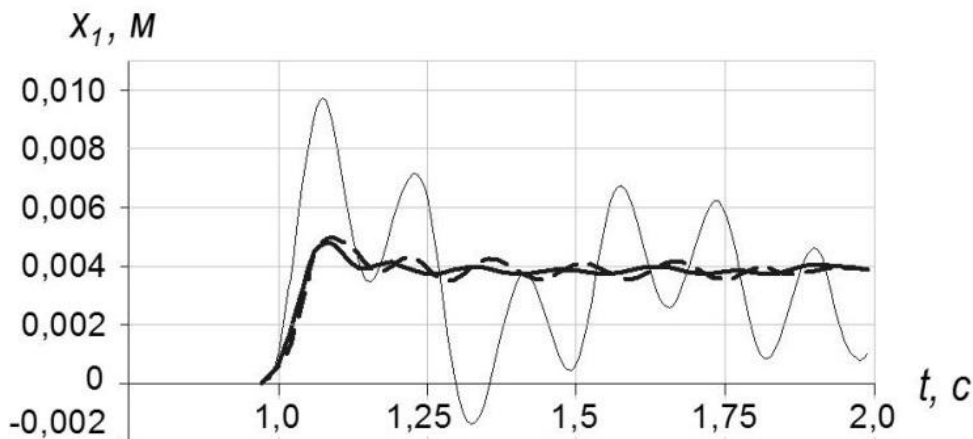


б

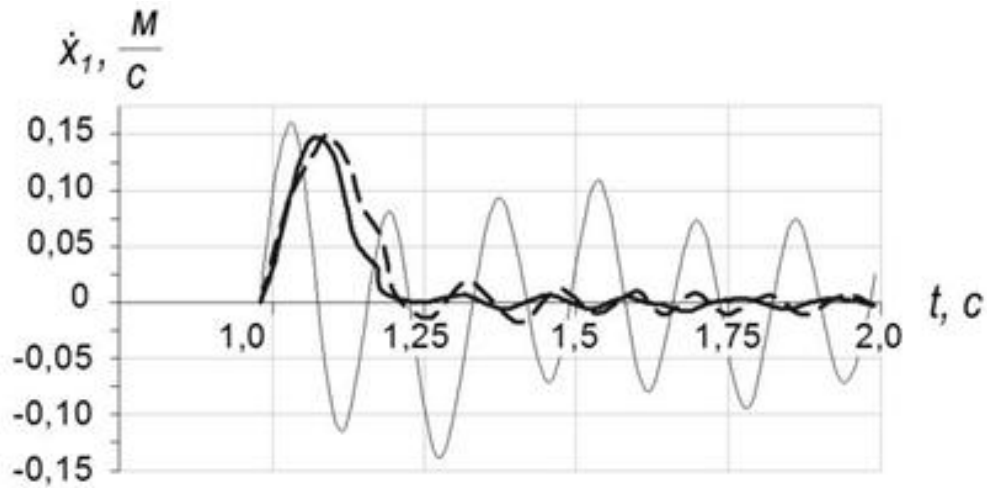
Рис. 4.2. Кінематичні характеристики приводного барабану:

а – кут повороту, б – кутова швидкість.

На 4-му етапі, при виході системи на усталений рух, лише використання оптимального режиму 2 забезпечує плавне зростання кутової швидкості до номінального значення $w_{ном} = 2,2$ рад/с. На оптимальному режимі 1 рух барабана супроводжується періодичними коливаннями кутової швидкості, що безперечно є небажаним явищем. Отже, лише використання режиму 2 дозволяє максимально зменшити нерівномірність руху барабану при мінімізації динамічних навантажень в канатах. Проаналізуємо кінематичні характеристики візка, що представлені на рис. 4.3.



а

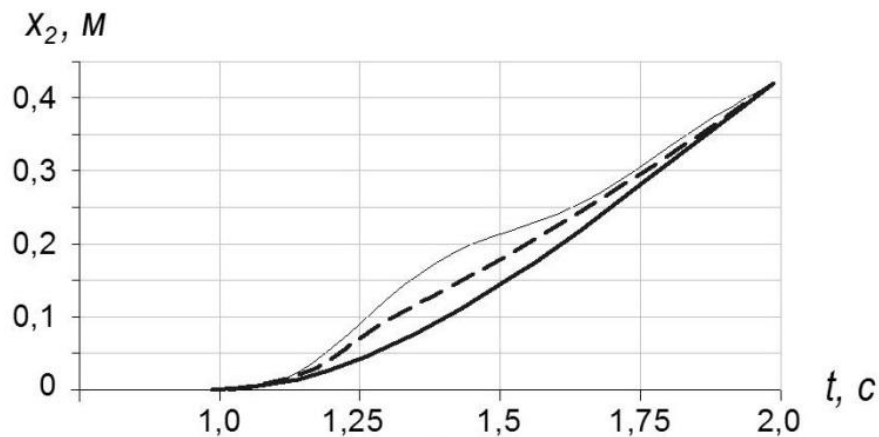


б

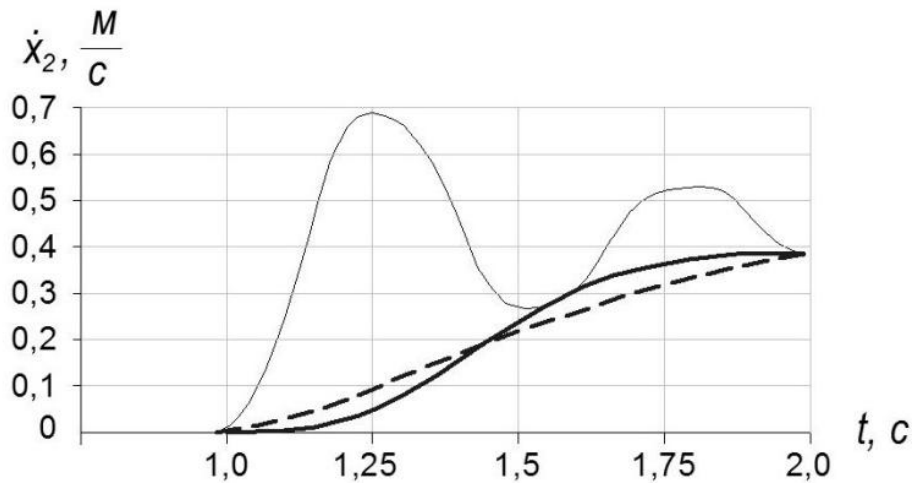
Рис. 4.3. Кінематичні характеристики візка:

а – лінійне переміщення, б – лінійна швидкість

При відхиленні візка у бік колоди збільшується натяг у тяговому канаті, що дає змогу подолати силу інерції її руху. У кінці четвертого етапу візок повертається у положення, яке він займав на початку четвертого етапу. Закінчення четвертого етапу означає початок усталеного режиму руху динамічної системи „мобільна трельовальна лебідка - вантаж”. Таким чином, у кінці четвертого етапу розтяжка та тяговий канат навантажені, візок займає ненульове положення, а коливання окремих елементів розглядуваної динамічної системи відсутні, що є бажаним, оскільки при цьому усуваються динамічні навантаження на трельовальну лебідку.



а



б

Рис. 4.4. Кінематичні характеристики вантажу:
а – лінійне переміщення, б – лінійна швидкість

Функція моменту на канатному барабані – неперервна. Це означає, що якщо у якості параметра керування гідроприводу трелювальної лебідки обрати момент на валу двигуна, то можна реалізувати оптимальне керування без значних ускладнень.

Для того, щоб дати рекомендацію щодо застосування синтезованого оптимального закону руху динамічної системи „трелювальна лебідка – канат - колода” необхідно провести його додатковий аналіз. Будемо аналізувати два показника: зусилля у тяговому канаті і канаті, яким поєднаний візок з нерухомою основою. Ці показники дають змогу встановити навантаження у канатах та вказати рекомендації щодо їх вибору.

Канати починають навантажуватись неодноразово, хоча характер їх навантаження подібний. Тяговий канат сприймає більші навантаження, що необхідно враховувати при його виборі. Зусилля у канаті, який поєднує візок і нерухому основу, не такі великі, як у тяговому канаті. Однак, необхідно пам’ятати про те, за рахунок чого вдається цього досягти: візок повинен мати достатньо велику масу і його колеса повинні бути надійно зафіксовані гальмами. Лише у цьому випадку в динамічній системі діє зусилля опору руху візка F_T , яке набагато більше, аніж зусилля при коченні візка по ґрунту.

Надалі проведемо порівняльний аналіз показників роботи трелювальної лебідки при оптимальному керуванні та при роботі її гідроприводу без зовнішніх цілеспрямованих керувань тобто при роботі гідродвигуна на природній механічній характеристиці. Порівняння дає змогу встановити, що максимальні значення зусиль у тяговому канаті та розтяжці при оптимальному керуванні набагато менші.

Проведемо аналіз кінематичних характеристик руху колоди, візка та канатного барабану. Бачимо, що при оптимальному керуванні рух колоди не супроводжується небажаними коливаннями, а вихід на усталену швидкість відбувається плавно. При роботі гідродвигуна на природній механічній характеристиці ситуація інша: рух колоди є нерівномірним. З плином часу під дією демпфуючої здатності гідроприводу, а також дисипативних властивостей канатів, коливання затухають і рух колоди приймає рівномірний характер. Максимальне значення швидкості руху колоди у 1,54 рази перевищує швидкість її усталеного руху. З енергетичної точки зору це означає те, що максимальне значення кінетичної енергії руху колоди у 2,37 разів перевищує її „необхідне” значення, яке відповідає усталеній швидкості її руху. У подальшому „надлишкова” кінетична енергія колоди через тяговий канат передається на гідропривод трелювальної лебідки. При цьому кінетична енергія руху колоди перетворюється у потенціальну енергію тягового канату, а вона, у свою чергу – у кінетичну енергію руху канатного барабану. Такі багатократні енергетичні перетворення, які супроводжують коливні процеси у системі „мобільна трелювальна лебідка – канат – вантаж”, є небажаними, оскільки при цьому знижується загальний ККД процесу трелювання колоди. Для оптимального керування максимальне значення швидкості руху колоди співпадає з швидкістю усталеного руху, отже енергетичний потік має лише один напрям: від гідроприводу трелювальної лебідки до колоди. Рух візка для некерованого режиму та для оптимального керування має коливний характер. Однак, максимальне відхилення візка від положення силової рівноваги (положення при якому закінчується перехідний

процес у системі; для даного дослідження $x_{1\text{сил.рівн.}}=0,82$ см) для некерованого режиму складає 2,8 см, а для режиму руху з оптимальним керуванням – лише 1,2 см. Зазначимо, що величина параметра $x_{1\text{сил.рівн.}}$ визначає максимальну потенціальну енергію розтяжки. Використовуючи енергетичну інтерпретацію процесів руху системи „мобільна трелювальна лебідка – канат – вантаж” при оптимальному керуванні та без керування, можна показати, що для обох випадків енергетичні потоки мають двосторонню направленість. Однак, інтенсивність енергетичних потоків для оптимального керування є значно меншою, що є бажаним. При оптимальному керуванні кутова швидкість наростає плавно, протягом всього перехідного процесу вона не перевищує усталеного значення. Для режиму руху трелювальної лебідки без керування кутова швидкість на першому етапі значно зростає. Початок наступного етапу руху системи, який супроводжується зростанням натягу тягового канату, характеризується значною кутовою швидкістю канатного барабану (максимальне значення кутової швидкості у 2,17 раз перевищує усталену швидкість його руху). Таким чином, натяг тягового канату відбувається швидко, що є небажаним, оскільки може призвести до його розриву. При оптимальному керуванні натяг канату відбувається плавно і рівномірно. Тривалість другого етапу можна регулювати в залежності від параметрів процесу трелювання. При оптимальному керуванні максимальне значення потужності гідроприводу у 1,44 раз менше, ніж для режиму руху без керування. Таким чином, гідросистема трелювальної лебідки при оптимальному керуванні менше навантажена. Значна кількість трелювальної лісогосподарської техніки вже вичерпала свій розрахунковий ресурс, однак вона продовжує використовуватись. Експлуатація такої техніки пов’язана з частими ремонтами та заміною окремих деталей машин та механізмів на нові. Одним із шляхів подовження терміну служби трелювального обладнання є зниження рівня навантажень, які сприймають її механічні та гідравлічні елементи. Оптимальне керування у цьому відношенні дозволяє вирішити цю проблему.

Висновки до четвертого розділу

1. Побудовано динамічну та математичну моделі руху системи „мобільна трелювальна лебідка – канат – вантаж”. Математична модель досліджуваної системи є чотириетапною, тобто на кожному етапі руху система описується різними диференціальними рівняннями;
2. Проведено динамічний аналіз руху динамічної системи та встановлено, що протягом розгону у тяговому канаті та розтяжці виникають значні динамічні навантаження, а гідропривод сприймає пікове навантаження на етапі вибору слабину канату та виходу гідродвигуна на швидкість, яка відповідає холостому ходу двигуна.
3. Виконано вибір методу оптимізації режиму руху мобільної трелювальної лебідки. Встановлені вимоги до оптимізаційних критеріїв, які використовуються для синтезу оптимального керування рухом динамічної системи «лебідка – канат – вантаж».
4. На основі варіаційного числення проведено синтез оптимальних законів руху для чотирьох етапів руху мобільної трелювальної лебідки, за якими усуваються коливання при русі візка, канатного барабану та колоди.
5. Встановлено параметр керування (крутний момент на канатному барабані), який дозволяє реалізувати оптимальні закони руху елементів динамічної системи на кожному етапі і який характеризується неперервністю зміни в часі.
6. Проведено порівняльний аналіз синтезованого оптимального керування за показниками зусиль в тяговому канаті та розтяжці, максимальних значень кінематичних показників руху системи, а також максимального значення потужності гідроприводу. Вказані основні рекомендації стосовно умов експлуатації мобільної трелювальної лебідки та вибору канатів, які використовуються при трелюванні колоди.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ ДЕРЕВИНИ

5.1. Динамічний аналіз переміщення візка вантажопідйомного крана зі зміщеним центром мас вантажу відносно захвата

5.1.1. Побудова динамічної моделі механізма переміщення кранового візка

Розрахункова модель відображає досліджуваний механізм крана і служить для визначення динамічних властивостей реального об'єкта. Вона дозволяє виявити, як зміна конструкції чи параметрів крана вплине на його динамічні властивості.

Робочий рух при переміщенні кранового візка характеризується перехідними режимами роботи, тобто систематичними прискореннями та гальмуваннями. При таких короткочасних змінах швидкості як в деталях механізмів, так і у вузлах металоконструкції виникають динамічні навантаження, які можна виявити за допомогою обраної розрахункової моделі [39]. Динамічна розрахункова модель системи «візок – захват – вантаж» побудована на основі вантажного консольно-козлового крана ККС – 10 (рис. 2.1), який обладнаний грейферним захватом на гнучкому підвісі з пачкою колод (рис. 2.3).

При перевантаженні довгомірних вантажів на складах лісоматеріалів можливе таке положення вантажу, центр мас якого буде зміщений відносно захватного пристрою. В цьому випадку постає проблема динамічних навантажень та коливань вантажу, що впливають на такі показники, як продуктивність, надійність, зручність керування тощо. Оскільки грейферний захват має масу, яка може бути порівняна з масою вантажу, то захват буде впливати на динаміку руху вантажу та візка. Тому для побудови

математичної моделі руху такої системи необхідно використовувати тримасову динамічну розрахункову модель (рис. 5.1).

При побудові тримасової системи «візок – захватний пристрій – вантаж» нехтуємо тими факторами, які не впливають на дане дослідження та розрахунок, а саме: деформацією підвісу та тертям в точці підвісу; вважаємо, що всі елементи кранового візка рухаються у вертикальній площині; усі елементи візка є абсолютно твердими тілами, окрім захвату, який має пружний зв'язок з вантажем. Звертається увага лише на основні фактори дослідження, такі як зосереджені маси, розподілені маси по довжині елементів, пружність елементів, залежність рушійних та гальмівних сил двигунів від частоти обертання ротора двигуна, зміну приведених мас тощо. Але спрощена динамічна модель повинна максимально відображати рух системи та основні її фізичні властивості. Також динамічна модель не повинна бути складною, щоб розв'язання її математичної моделі було якомога простішим [133].

За узагальнені координати такої динамічної моделі обрано лінійну координату центра мас візка x та кутові координати відхилення від вертикалі вантажного канату ψ та осі деревини φ .

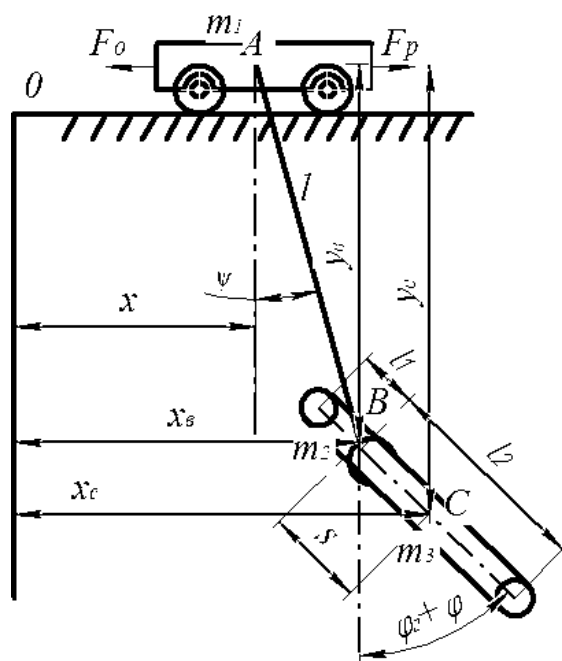


Рис. 5.1. Розрахункова модель тримасової системи «візок – захват – вантаж»

Тут m_1 – маса візка разом з приведеною масою приводного механізму;
 m_2 – маса захватного пристрою;
 m_3 – маса пачки деревини;
 s – зміщення центра мас деревини відносно вісі захвату;
 l – довжина гнучкого підвісу захватного пристрою;
 F_p – рушійне зусилля, що діє на візок;
 F_o – сила опору переміщення візка;
 l_1, l_2 – відстані від точки захоплення до краю колод;
 x_b, y_b – лінійні координати центра мас захвата;
 x_c, y_c – лінійні координати центра мас вантажу;
 φ_0 – початкове положення кута відхилення вантажу.

5.1.2. Математична модель механізму переміщення кранового візка

На основі побудованої динамічної моделі і враховуючи вище описані припущення можемо перейти до опису математичної моделі динаміки руху кранового візка з вантажем.

Визначимо координати центрів мас захватного пристрою:

$$\begin{cases} x_g = x + l \sin \psi; \\ y_g = l \cos \psi, \end{cases} \quad (5.1)$$

та деревини:

$$\begin{cases} x_c = x + l \sin \psi + s \sin(\varphi_0 + \varphi); \\ y_c = l \cos \psi + s \cos(\varphi_0 + \varphi), \end{cases} \quad (5.2)$$

де φ_0 – початковий кут відхилення осі вантажу від вертикалі.

Вважаємо, що горизонтальні переміщення центрів мас захватного пристрою і деревини значно більші за їхні вертикальні переміщення, тому за абсолютні швидкості центрів мас захватного пристрою та деревини приймемо тільки горизонтальні складові, тобто

$$\begin{cases} \dot{x}_e = \dot{x} + \dot{\psi}l \cos \psi; \\ \dot{x}_c = \dot{x} + \dot{\psi}l \cos \psi + \dot{\varphi}s \cos(\varphi_0 + \varphi) = \\ = \dot{x} + \dot{\psi}l \cos \psi + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 \cos \varphi - \sin \varphi_0 \sin \varphi). \end{cases} \quad (5.3)$$

Оскільки кути ψ і φ змінюються в незначних межах (менше 12°), то можна прийняти $\sin \psi = \psi$, $\cos \psi = 1$, $\sin \varphi = \varphi$, $\cos \varphi = 1$. Тоді будемо мати:

$$\begin{cases} \dot{x}_e = \dot{x} + \dot{\psi}l; \\ \dot{x}_c = \dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0). \end{cases} \quad (5.4)$$

Також знайдемо лінійне прискорення центрів мас захвату \ddot{x}_e і вантажу \ddot{x}_c :

$$\begin{cases} \ddot{x}_e = -l \sin \psi \dot{\psi}^2 + \ddot{x} + l \cos \psi \ddot{\psi}; \\ \ddot{x}_c = -l \sin \psi \dot{\psi}^2 + \ddot{x} + s \cos \varphi_0 \ddot{\varphi} + l \cos \psi \ddot{\psi}. \end{cases} \quad (5.5)$$

Визначимо кінетичну та потенціальну енергію системи:
кінетична енергія –

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_e^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_c^2 + \frac{1}{2} J_c \dot{\varphi}^2 = \\ &= \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x} + \dot{\psi}l)^2 + \frac{m_3}{2} (\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0))^2 + \\ &+ \frac{1}{2} J_c \dot{\varphi}^2; \end{aligned} \quad (5.6)$$

потенціальна енергія –

$$\begin{aligned} \Pi &= m_2 g y_e + m_3 g y_c + \frac{1}{2} c \varphi^2 = \\ &= m_2 g l \cos \psi + m_3 g (l \cos \psi + s \cos(\varphi_0 + \varphi)) + \frac{1}{2} c \varphi^2. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Осьовий момент інерції пакету деревини J_c в обертальному русі навколо точки захоплення визначається залежністю:

$$J_c = \int_{-l_1}^{l_2} s_n \rho x^2 dx, \quad (5.8)$$

де s_n – площа поперечного перерізу колод;

ρ – щільність деревини.

Для складання рівнянь руху системи «візок–захватний пристрій–вантаж» використаємо рівняння Лагранжа другого роду [134]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial T}{\partial \psi} = Q_\psi; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \end{cases} \quad (5.9)$$

де Q_x , Q_ψ , Q_φ – узагальнені сили, які відповідають узагальненим координатам відповідно x , ψ , φ .

Узагальнені сили визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} Q_x &= F_p - F_o = 2Mu \frac{\eta}{D} - F_o; \\ Q_\psi &= -\frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = m_2 g l \sin \psi + m_3 g l \sin \psi; \end{aligned}$$

$$Q_\varphi = -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = m_3 g s \sin(\varphi_0 + \varphi) - c\varphi = m_3 g s (\sin \varphi_0 \cos \varphi + \cos \varphi_0 \sin \varphi) - c\varphi, \quad (5.10)$$

де M – рушійний момент приводного двигуна, який для асинхронного електродвигуна визначається за формулою Клосса (5.11);

u – передаточне число приводного механізму;

η – к.к.д. приводного механізму;

D – діаметр приводного колеса візка;

F_o – сила опору переміщенню візка;

g – прискорення вільного падіння;

c – коефіцієнт жорсткості захвату з колодами.

Рушійний момент на валу приводного двигуна визначається за формулою Клосса [135]:

$$M = \frac{2M_{\max}}{\frac{s_k}{s_{kp}} + \frac{s_{kp}}{s_k}}, \quad (5.11)$$

де s_k – ковзання двигуна, яке визначається за формулою:

$$s_k = 1 - \frac{2u\dot{x}}{D\omega_0}. \quad (5.12)$$

Тут ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу асинхронного двигуна;

M_{\max} – максимальний момент на валу двигуна;

s_{kp} – критичне ковзання двигуна.

Ковзання, при якому момент двигуна досягає максимального значення s_{kp} дорівнює:

$$S_{кр} = \frac{R_2}{\sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2}},$$

де R_1 , R_2 – первинний (статорний) та вторинний (роторний) приведені активні опори;

X_1 , X_2 – первинний та вторинний приведені індуктивні опори розсіювання.

Статичний опір переміщення візка по рейковому шляху визначається залежністю

$$F_o = F_{mp} + F_y + F_{\epsilon} \quad (5.13)$$

і складається з опору тертя в ходових частинах на прямолінійному шляху (F_{mp}), від ухилу шляху (F_y), від сили, що створює вітер (для кранів, які працюють на відкритому повітрі) (F_{ϵ}). Ці складові сили опору визначаються залежностями:

$$F_{mp} = g(m_1 + m_2 + m_3) \frac{2\mu + fd_u}{D} k_{дон}; \quad (5.14)$$

$$F_y = g(m_1 + m_2 + m_3) \alpha_{\delta}; \quad (5.15)$$

$$F_{\epsilon} = P_{\epsilon} S_{\epsilon} K_n K_p, \quad (5.16)$$

де μ – коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці, мм;

f – приведений коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках коліс;

$k_{дон}$ – коефіцієнт додаткового опору, який визначається в основному тертям реборд і головки рейки, тертям елементів токоз'ємного пристрою;

D – діаметр ходового колеса, мм;

d_u – діаметр цапфи вала, мм;

α_{δ} – допустимий ухил рейкового шляху, $\alpha_{\delta} \approx 0,001$;

P_{ϵ} – питомий тиск вітру робочого стану, прийнятий рівним $0,45 \text{ кН/м}^2$;

S_6 – площа підвітряної сторони, m^2 ;

K_n – коефіцієнт, що враховує пориви вітру ($K_n = 1, 1 \dots 1, 3$);

K_p – коефіцієнт ґратчастих конструкцій ($K_p = 0, 3 \dots 1$) [136].

Враховуючи малість кутів ψ і φ , вирази (5.9), (5.10) можна подати в такому вигляді:

$$\begin{aligned}
 Q_x &= 2Mu \frac{\eta}{D} - F_o; \\
 Q_\psi &= (m_2 + m_3)gl\psi; \\
 Q_\kappa &= m_3gs(\sin \varphi_0 + \varphi \cos \varphi_0) - c\varphi. \\
 \frac{\partial T}{\partial x} &= \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = -m_2(\dot{x} + \psi l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi))\dot{\varphi} \sin \varphi_0; \\
 \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= -m_3\dot{\varphi}(\dot{x} + \psi l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0))s \sin \varphi_0; \\
 \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} &= m_1\dot{x} + m_2(\dot{x} + \psi l) + m_3(\dot{x} + \psi l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0)); \\
 \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} &= m_2(\dot{x} + \psi l)l + m_3(\dot{x} + \psi l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0))l; \\
 \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= m_3(\dot{x} + \psi l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0))s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) + J_c\dot{\varphi}; \\
 \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} &= (m_1 + m_2 + m_3)\ddot{x} + (m_2 + m_3)l\ddot{\psi} + m_3\ddot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - m_3s\dot{\varphi}^2 \sin \varphi_0; \\
 \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} &= (m_2 + m_3)\ddot{x}l + (m_2 + m_3)\psi\ddot{l}^2 + m_3\ddot{\varphi}sl(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - m_2\dot{\varphi}^2ls \sin \varphi_0; \\
 \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= m_2s((\ddot{x} + \ddot{\psi}l + \ddot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - \dot{\varphi}^2s \sin \varphi_0)(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0) - \\
 &\quad - \dot{\varphi}(\dot{x} + \psi l + \dot{\varphi}s(\cos \varphi_0 - \varphi \sin \varphi_0)) \sin \varphi_0) + J_c\ddot{\varphi}. \tag{5.17}
 \end{aligned}$$

Після підстановки виразів (5.11)-(5.13), (5.17) в систему (5.9), будемо мати:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 (m_1 + m_2 + m_3)\ddot{x} + (m_2 + m_3)l\ddot{\psi} + m_3s\ddot{\varphi}(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - \\
 - m_3s\dot{\varphi}^2\sin\varphi_0 = 2Mu\frac{\eta}{D} - F_o; \\
 (m_2 + m_3)\ddot{x} + (m_2 + m_3)l\ddot{\psi} + m_3s\ddot{\varphi}(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - m_3s\dot{\varphi}^2\sin\varphi_0 = \\
 = -(m_2 + m_3)g\psi; \\
 m_3s((\ddot{x} + \ddot{\psi}l + \ddot{\varphi}s(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - \dot{\varphi}^2\sin\varphi_0)(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0) - \\
 - \dot{\varphi}(\dot{x} + \dot{\psi}l + \dot{\varphi}s(\cos\varphi_0 - \varphi\sin\varphi_0))\sin\varphi_0) + J_c\ddot{\varphi} = -m_3gs\sin\varphi_0 - \\
 - (m_3gs\cos\varphi_0 - c)\varphi.
 \end{array} \right. \quad (5.18)$$

Отримані рівняння є системою трьох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які необхідно розв'язати чисельними методами.

5.1.3. Розрахункова схема та математична модель подвійного математичного маятника

Отримані рівняння (5.18) є досить складними для вирішення оптимізаційної задачі, тому динамічну модель зображену на рис. 5.1 представимо у вигляді рухомого подвійного математичного маятника (рис. 5.2).

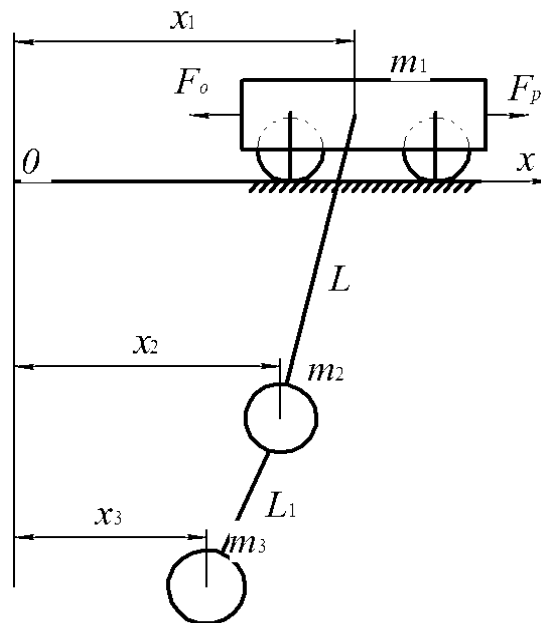


Рис. 5.2. Розрахункова динамічна модель

Період коливань математичного маятника залежить від його довжини і прискорення сили тяжіння і не залежить від амплітуди коливань.

У відповідності до розрахункової моделі опишемо рух представленого подвійного маятника за допомогою методу Даламбера [137] та напишемо відомі диференціальні рівняння руху мас:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \frac{g}{L} (x_1 - x_2) = 2Mu \frac{\eta}{D} - F_o; \\ m_2 \ddot{x}_2 - m_2 \frac{g}{L} (x_1 - x_2) + \left(m_3 \frac{g}{L_1} + c \right) (x_2 - (x_3 - x_0)) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 - \left(m_3 \frac{g}{L_1} + c \right) (x_2 - (x_3 - x_0)) = 0, \end{cases} \quad (5.19)$$

де m_1, m_2, m_3 – маси візка, захватного пристрою і вантажу відповідно;

L, L_1 – розрахункові довжини ланок математичного маятника, які відповідають періоду коливань реальної конструкції;

x_0 – початкове зміщення координати x_3 ;

x_1, x_2, x_3 – лінійні координати центрів візка, захвату і вантажу відповідно.

Визначимо довжину математичного маятника, при якій період його коливань дорівнюватиме періоду коливань фізичного маятника, тобто $T_{\text{фіз}} = T_{\text{мат}}$, або

$$2\pi \sqrt{\frac{L}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{J_{BC}}{(m_1 + m_2)gl}}, \quad (5.20)$$

де l – довжина каната ;

J_{BC} – момент інерції захвата з вантажем відносно точки кріплення гнучкого підвісу і визначається, як $J_{BC} = (m_2 + m_3)l^2 / 3$.

З відношення (5.20) виразимо довжину ланки математичного маятника:

$$L = \frac{J_{BC}}{(m_1 + m_2)l}. \quad (5.21)$$

Аналогічним способом знайдемо довжину другої ланки математичного маятника:

$$L_1 = \frac{J_c}{m_3 s}, \quad (5.22)$$

де J_c – момент інерції вантажу відносно точки його захоплення;

s – відстань від точки захоплення вантажу до його центра мас. Формули (5.21) та (5.22) визначають приведену довжину фізичного маятника, тобто довжину такого математичного маятника, період коливань якого дорівнює періоду коливань фізичного маятника.

5.1.4. Аналіз динамічних характеристик переміщення кранового візка

Для проведення динамічного аналізу руху системи «візок – захват – вантаж» необхідно встановити параметри приводного двигуна крана ККЛ-16 (таблиця 5. 1) візка і системи «крановий візок – захват – вантаж» в цілому (таблиця 5. 2).

Таблиця 5.1.

Технічні характеристики приводного механізму візка

| № | Параметри та характеристики | Одиниці вимірювання | Величина |
|---|--|---------------------|----------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 | Потужність приводного електродвигуна | кВт | 11 |
| 2 | Приведена до поступального руху маса візка (маса візка і обертових частин) | кг | 1600 |

Продовження таблиці 5.1.

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|--|-------|-------|
| 3 | Номінальна кутова швидкість обертання електродвигуна | рад/с | 104,6 |
| 4 | Загальне передаточне число механізму переміщення візка | - | 29 |
| 5 | Діаметр колеса візка | м | 0,55 |
| 6 | Діаметр цапфи вала | м | 0,1 |
| 7 | Коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці | - | 0,5 |
| 8 | Приведений коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках коліс | - | 0,02 |
| 9 | Коефіцієнт додаткового опору | - | 2 |

Для розв'язання систем диференціальних рівнянь (5.18) та (5.19), які описують рух системи «крановий візок–захват–вантаж» і подвійний математичний маятник використаємо чисельні методи. Параметри вищезгаданої динамічної системи наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Параметри крана з колодами

| № | Параметр | Позначення | Одиниці вимірювання | Величина |
|---|------------------------------------|------------|---------------------|----------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1 | Маса грейферного захвата | m_1 | кг | 4000 |
| 2 | Маса пакету колод | m_2 | кг | 6000 |
| 3 | Довжина підвісу | l | м | 8 |
| 4 | Коефіцієнт жорсткості | c | Н·м/рад | 294000 |
| 5 | Відстань зміщення центра мас колод | s | м | 1 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|---------------------------------------|-------------|-----|-------|
| 6 | Початковий кут відхилення осі вантажу | φ_0 | рад | 0,174 |
| 7 | Опір переміщення візка | F_o | Н | 2976 |

Для чисельного інтегрування диференціальних рівнянь використаємо програму Mathematica [138] для обчислення на ПК.

Представимо графіки (рис. 5.3–5.6) знайдених кінематичних функцій візка, захватного пристрою та вантажу при вказаних параметрах (табл. 5.1–5.2) для тримасової моделі «візок – захват – вантаж» (5.18):

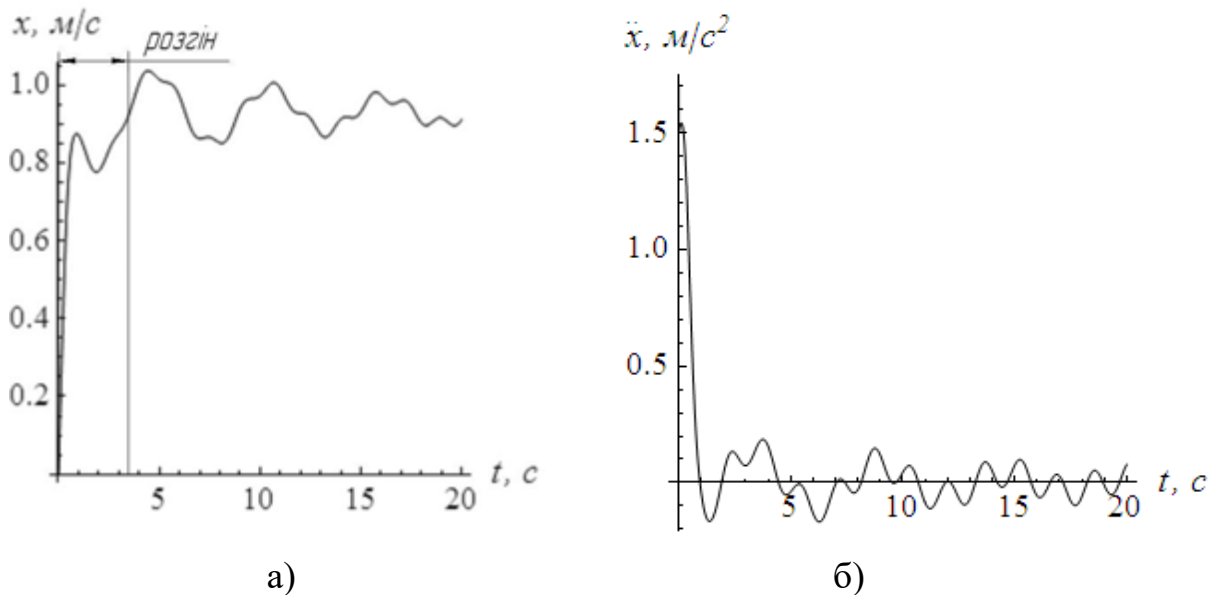


Рис. 5.3. Графіки функцій швидкості (а) та прискорення (б) візка

Для того, щоб оцінити середньоквадратичне зусилля, що діє на візок протягом пуску, скористаємося наступною залежністю:

$$\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T F^2 dt}. \quad (5.23)$$

Для процесу пуску кранового візка на природній механічній характеристиці середньоквадратичне тягове зусилля складає 13080 Н.

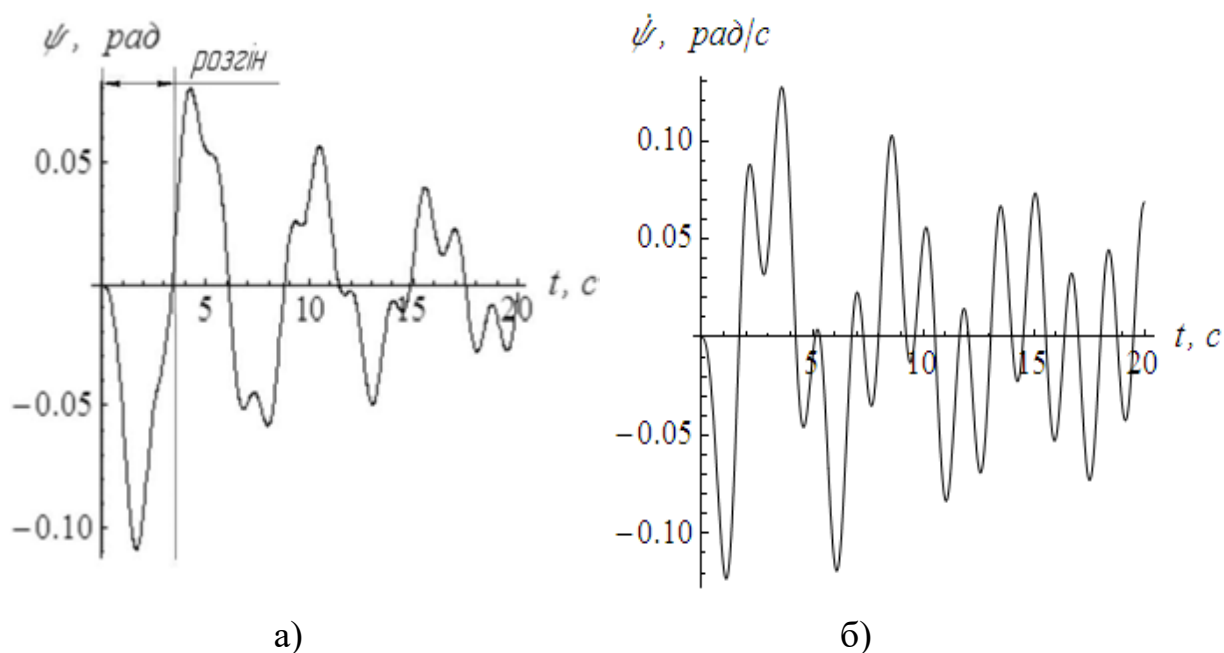


Рис. 5.4. Графіки кутового відхилення (а) та кутової швидкості (б)

вантажного канату

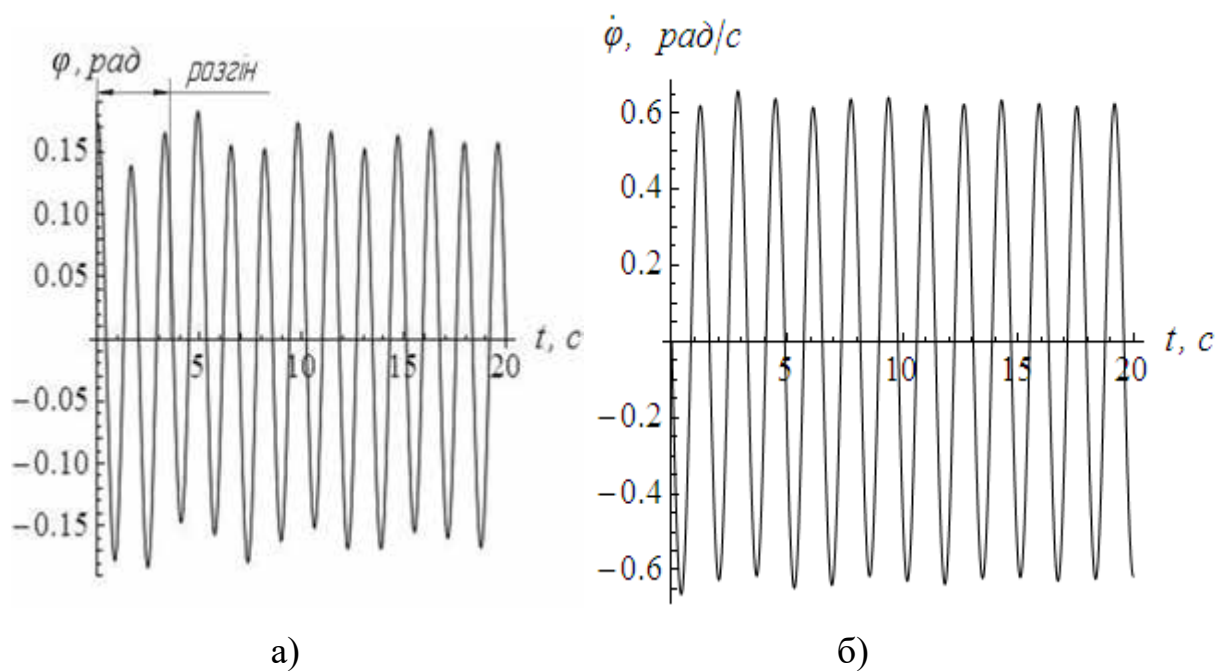
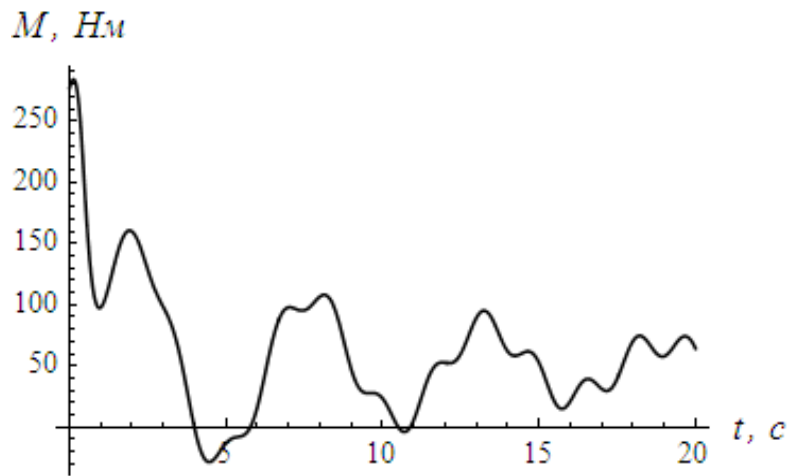
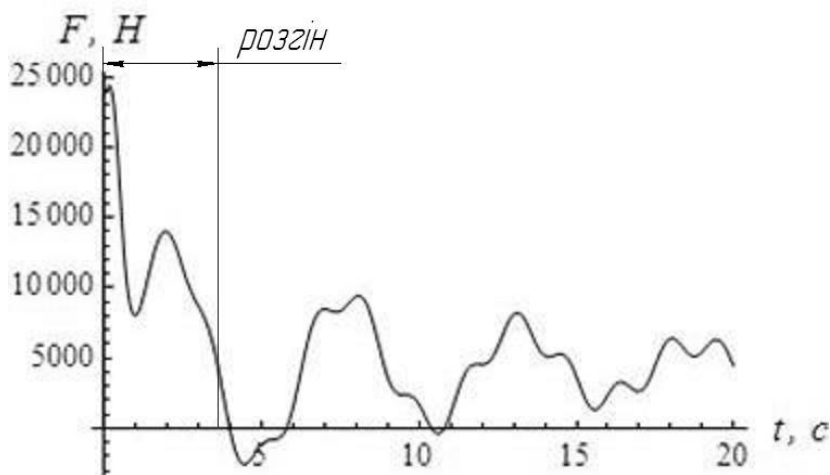


Рис. 5.5. Графіки функцій кутового переміщення (а), кутової швидкості (б)

відхилення вісі вантажу від початкового положення



а)



б)

Рис. 5.6. Графіки зміни рушійного моменту на валу приводного двигуна (а) та приводного зусилля, що діє на візок (б)

Оскільки пакет колод має досить значну вагу і центр їх мас не співпадає з центром мас захвата, то очевидно, що в процесі роботи виникає крутний момент навколо точки захоплення (рис. 5.7). Визначити цей момент можна наступним чином:

$$M_k = c \cdot \varphi. \quad (5.24)$$

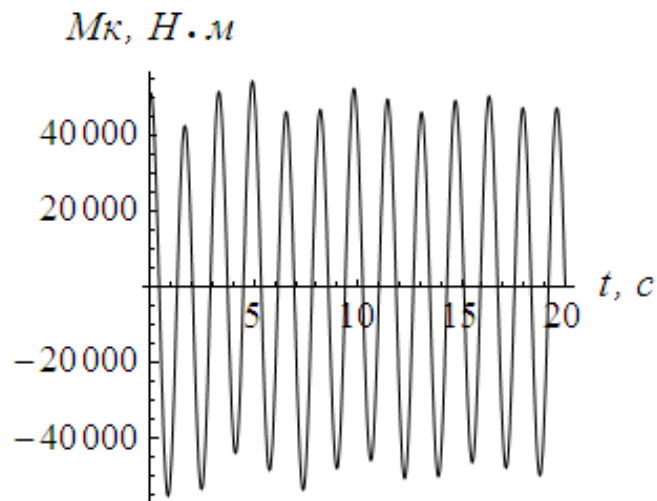


Рис. 5.7. Графік моменту сили пачки колод відносно захвата

Побудовано, також, фазові портрети відхилення кутової швидкості від кута відхилення каната та вантажу.

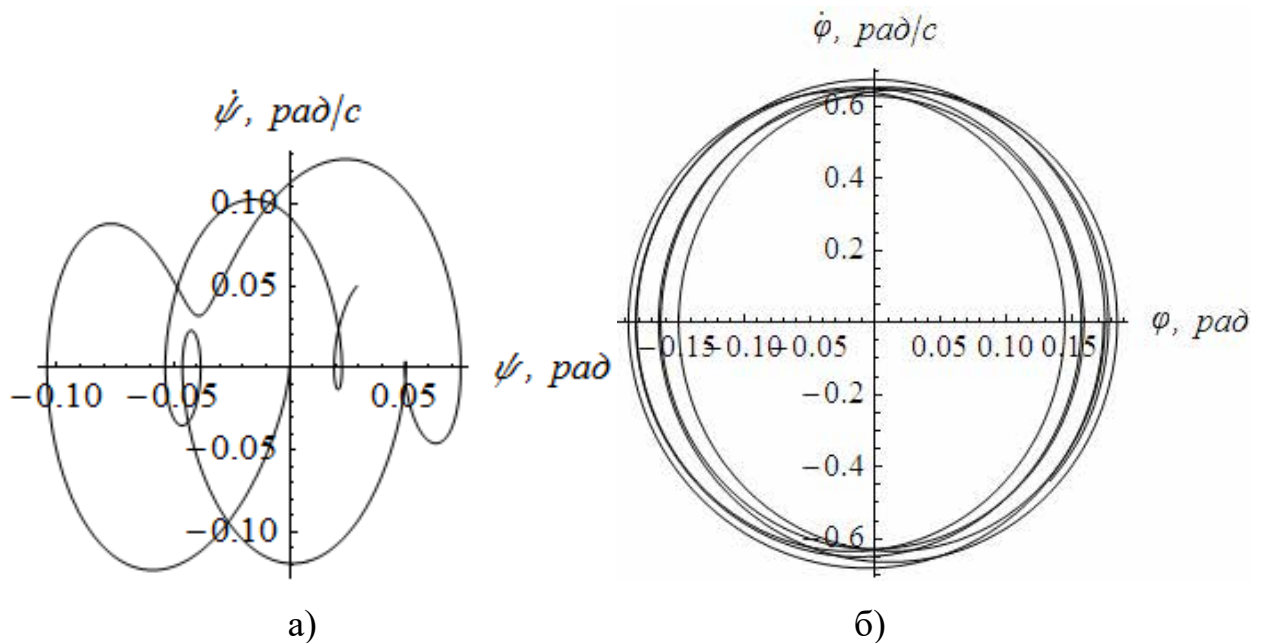


Рис. 5.8 Фазові портрети кутів відхилення та кутової швидкості вантажного каната (а) та вантажу (б)

Оскільки з рис. 5.4, 5.5, 5.8 видно, що рух вантажу і захвату суттєво відрізняється один від одного і мають вплив на рух кранового візка, то захват з вантажем не можна розглядати як зосереджену масу. Таким чином, процес

перевантаження кранами деревини зі зміщеним центром мас необхідно розглядати як тримасову механічну систему.

Аналізуючи графіки (рис. 5.3-5.7) системи «візок–захват–вантаж» видно, що візок розганяється протягом 3,5 с і виходить на усталену швидкість, також досить різко зростає прискорення, яке через гнучкий підвіс передає коливання на захват з вантажем. Максимальне значення зусилля при розгоні, що діє на візок становить 23952 Н, а при усталеному русі не перевищує 8000 Н. Коливання захвата і вантажу зберігаються на визначеному проміжку часу, що видно на фазових портретах (рис. 2.8). Коливання центру мас вантажу мають циклічний характер. Аналогічний характер має і значення моменту сили пачки колод відносно захвата (рис. 5.7).

Проведено аналіз зміни рушійного моменту в процесі пуску двигуна (рис. 5.6). З рис. 5.6 видно, що найбільший момент на валу двигуна має місце у момент його вмикання. Це супроводжується ударами у кінематичних зачепленнях приводу візка і надає візку різкого прискорення, що може призвести до руйнування його деталей. Крім того, видно, що на деяких ділянках момент набуває від'ємних значень, що свідчить про перехід двигуна у режим гальмування. Коливальні значення моменту на валу двигуна спостерігаються на всьому проміжку часу.

Враховуючи вище сказане, можна зробити висновок, що для зменшення динамічних навантажень і коливань в системі необхідно керувати режимом пуску приводного двигуна, тобто знайти такі оптимальні закони руху приводу, при яких небажані явища були б мінімальними..

Для підтвердження адекватності прийнятої математичної моделі подвійного математичного маятника, порівняємо графіки функцій відповідних систем рівнянь (5.18), (5.19) та (5.4). Нижче представлені графіки (рис. 5.9) динамічних характеристик тримасової системи «візок–захват–вантаж» і пропонованої моделі подвійного математичного маятника.

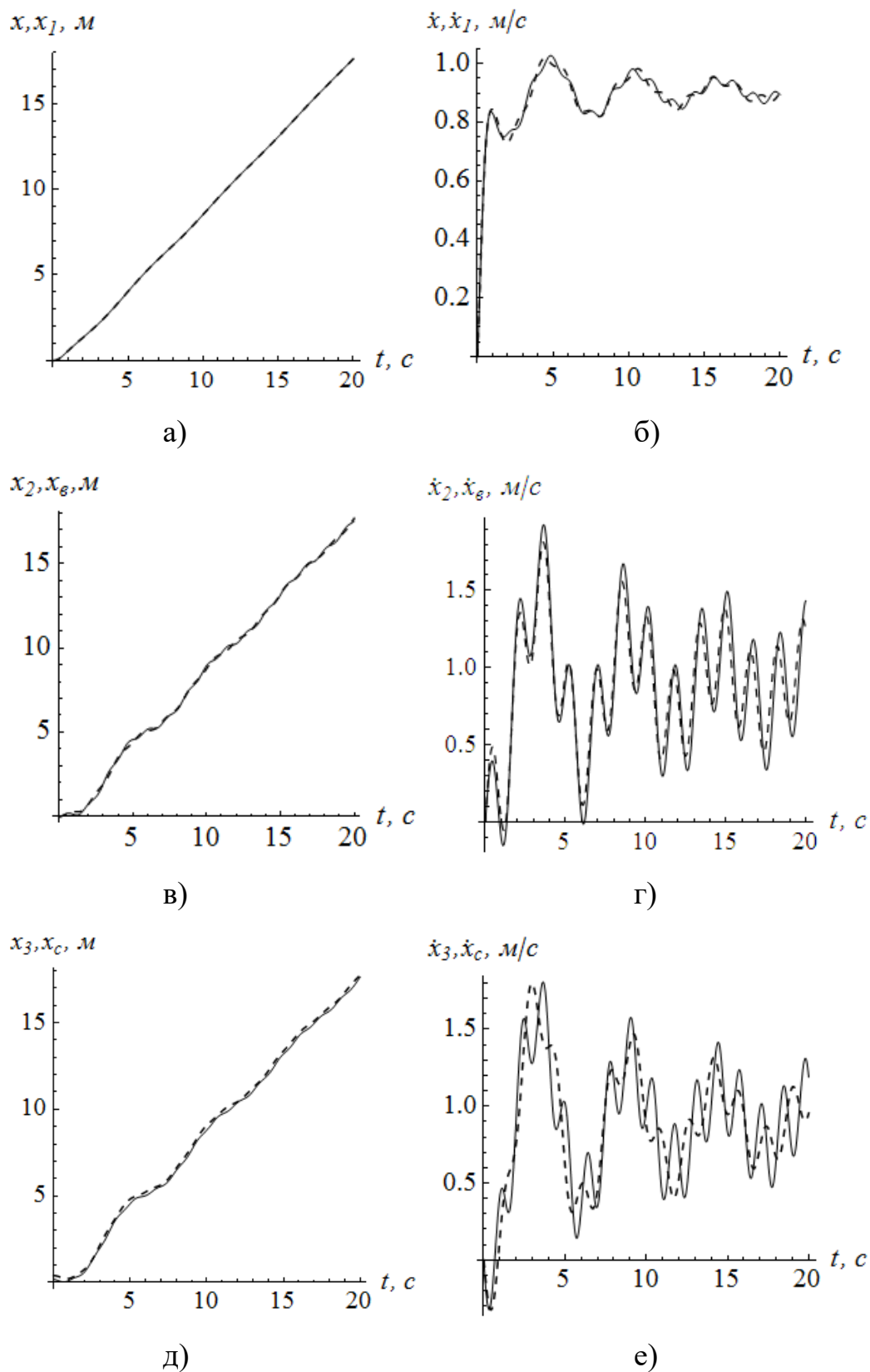


Рис. 5.9. Графіки функцій переміщення (а) і швидкості (б) візка, переміщення (в) і швидкості (г) захвата, переміщення (д) і швидкості (е) центра мас колод, де математичний подвійний маятник — --- , а система «візок-захват-вантаж» — —

З отриманих графіків (рис. 5.9) видно, лінійні переміщення візка, захвату і вантажу математичної моделі для рухомого подвійного математичного маятника майже аналогічна математичній моделі руху крана з зміщеним центром мас вантажу відносно захватного пристрою. Лише на графіках рис. 2.9 (г, е) спостерігається різниця швидкості двох математичних моделей захвату і вантажу не більше як 0,2 м/с, тому, для подальших розрахунків можемо прийняти математичну модель для рухомого подвійного маятника

5.2. Кінематичний аналіз грейферного гідрозахвата для лісоматеріалів

Для визначення кінематичних характеристик грейферного гідрозахвата використано побудовану математичну модель руху щелеп. Графіки кутових координат будувалися за допомогою програмного продукту Mathematica.

Грейферний пристрій представляємо у вигляді плоского механізму (рис. 5.10). Він складається з п'яти рухомих ланок: 1 – штока гідроциліндра; 2 – циліндра; 3 – правої щелепи; 4 – лівої щелепи; 5 – важеля який забезпечує симетричний рух щелеп (синхронізуюча тяга) 3 і 4 та нерухомої ланки рамної конструкції грейфера.

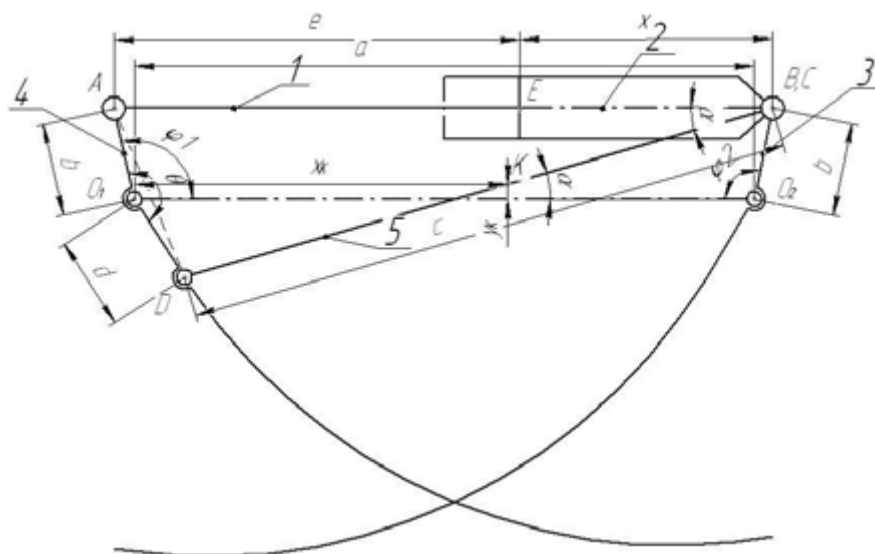


Рис. 5.10. Схема грейферного механізму

Даний механізм має 7 кінематичних пар п'ятого класу (O_1, O_2, A, B, C, D, E). Визначимо за допомогою формули П. Л. Чебишева [139] ступінь рухомості даного механізму:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, \quad (5.25)$$

де n – кількість рухомих ланок механізму ($n=5$);

P_5 – кількість кінематичних пар п'ятого класу ($P_5=7$);

P_4 – кількість кінематичних пар четвертого класу ($P_4=0$).

Підставивши числові значення в формулу (5.25), отримаємо:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Даний механізм має одну ступінь рухомості, тобто одну ведучу ланку. Такою ланкою є шток гідроциліндра.

Встановимо залежність кутових переміщень, швидкостей та прискорень щелеп грейфера в залежності від переміщення штока гідроциліндра, які характеризується координатою x , а переміщення щелеп визначаються координатами φ_1 і φ_2 .

Вихідними даними, що визначають геометричні параметри грейфера, є: $b=d=0,12$ м, $e=0,6$ м, $c=0,79$ м, $\theta=160^\circ$, $a=0,8$ м.

Спроекуємо довжини ланок грейфера на координатну вісь x , в результаті чого отримаємо два рівняння:

$$\begin{cases} b \cos \varphi_1 + b \cos \varphi_2 + e + x = a; \\ b \cos \varphi_2 + d \cos(\theta - \varphi_1) + c \cos \alpha = a, \end{cases} \quad (5.26)$$

де a – відстань між осями повороту щелеп грейфера;

b і d – відстані від осей повороту щелеп до осей їх з'єднання з іншими ланками грейфера;

c – довжина важеля (синхронізуючої тяги) 5;

e – довжина штока гідроциліндра;

θ – кут розвороту лівої щелепи між кінематичними парами A і D ;

α – кут нахилу синхронізуючої тяги 5 до горизонту (вісі x).

Знайдемо відстань між кінематичними парами A і D за теоремою косинусів:

$$AD = K = \sqrt{b^2 + d^2 - 2bd \cos \theta}. \quad (5.27)$$

Використаємо для ΔABD теорему косинусів, в результаті чого будемо мати:

$$k^2 = c^2 + (e + x)^2 - 2c(e + x) \cos \alpha \quad (5.28)$$

і знайдемо з отриманого рівняння кут нахилу важеля до горизонту

$$\cos \alpha = \frac{(e + x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2c(e + x)}. \quad (5.29)$$

Підставимо отриманий вираз в друге рівняння системи (5.26), в результаті чого будемо мати:

$$b \cos \varphi_2 + d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{(e + x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e + x)} = a.$$

З отриманого рівняння знайдемо вираз $b \cos \varphi_2$

$$b \cos \varphi_2 = a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)}$$

і підставимо його в перше рівняння системи (5.26), після чого будемо мати

$$b \cos \varphi_1 + a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} + e + x = a.$$

Зробимо деякі перетворення останнього рівняння і запишемо

$$b \cos \varphi_1 - d \cos \theta \cos \varphi_1 - d \sin \theta \sin \varphi_1 + e + x - \frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = 0. \quad (5.30)$$

Розв'яжемо рівняння (5.30) і знайдемо $\cos \varphi_1$. Для цього виразимо $\sin \varphi_1$ через $\cos \varphi_1$.

$$(b - d \cos \theta) \cos \varphi_1 + e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = d \sin \theta \sin \varphi_2; \quad (5.31)$$

$$\sin \varphi_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \quad (5.32)$$

$$(b - d \cos \theta) \cos \varphi_1 + e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = d \sin \theta \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \quad (5.33)$$

$$\begin{aligned} & (b - d \cos \theta)^2 \cos^2 \varphi_1 + 2(b - d \cos \theta) \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \cos \varphi_1 + \\ & + \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = d^2 \sin^2 \theta (1 - \cos^2 \varphi_1); \end{aligned} \quad (5.34)$$

$$\begin{aligned} & \left[(b-d \cos \theta)^2 + d^2 \sin^2 \theta \right] \cos^2 \varphi_1 + 2(b-d \cos \theta) \left[e+x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \times \\ & \times \cos \varphi_1 - d^2 \sin^2 \theta + \left[e+x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = 0; \end{aligned} \quad (5.35)$$

$$\begin{aligned} & \left[b^2 - 2bd \cos \theta + d^2 (\cos^2 \theta + \sin^2 \theta) \right] \cos^2 \varphi_1 + 2(b-d \cos \theta) \times \\ & \times \left[e+x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \cos \varphi_1 - d^2 \sin^2 \theta + \\ & + \left[e+x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = 0. \end{aligned} \quad (5.36)$$

Прирівняємо відповідні вирази та знайдемо кути φ_1 і φ_2 :

$$\begin{cases} A = b^2 - 2bd \cos \theta + d^2; \\ B = \frac{1}{2}(b-d \cos \theta) \left((e+x) - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right); \\ C = \frac{1}{4} \left((e+x) - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right) - d^2 \sin^2 \theta. \end{cases} \quad (5.37)$$

$$A \cos^2 \varphi_1 + 2B \cos \varphi_1 + C = 0; \quad (5.38)$$

$$(\cos \varphi_1)_{1,2} = -B \pm \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}}; \quad (5.39)$$

$$\varphi_{1,1} = \arccos \left(-B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right); \quad (5.40)$$

$$\varphi_{1,2} = \arccos \left(-B - \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right); \quad (5.41)$$

$$(\cos \varphi_2)_1 = \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,1}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \quad (5.42)$$

$$(\cos \varphi_2)_2 = \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,2}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \quad (5.43)$$

$$\varphi_{2,1} = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,1}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\} \quad (5.44)$$

$$\varphi_{2,2} = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,2}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\} \quad (5.45)$$

Оскільки рівняння мають по два розв'язки, то вибираємо з них ті, які відповідають умовам зазначеної конструкції грейфера, тобто (5.40) і (5.44).

Кут α , що показує нахил синхронізуючої тяги 5 до горизонту, визначається за таким виразом:

$$\alpha = \arccos \left(\frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2c(e+x)} \right). \quad (5.46)$$

Синхронізуюча тяга 5 здійснює плоско-паралельний рух – поступальне переміщення центра мас (точка K) і поворот навколо цього центра з кутовою координатою α . Координати точки K визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_K = d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \cos \alpha; \\ y_K = -d \sin(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \sin \alpha. \end{cases} \quad (5.47)$$

Знайдемо також узагальнені швидкості точки K :

$$\begin{cases} \dot{x}_K = \dot{\varphi}_1 d \sin(\theta - \varphi_1) - \frac{\dot{\alpha}}{2} c \sin \alpha; \\ \dot{y}_K = \dot{\varphi}_1 d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{\dot{\alpha}}{2} c \cos \alpha. \end{cases} \quad (5.48)$$

Щелепи 4 і 3 здійснюють обертальний рух відносно точок O_1 і O_2 і характеризуються кутовими координатами φ_1 і φ_2 . Шток 1 гідроциліндра здійснює поступальний рух і його координати центра мас визначаються координатою точки A .

Гільза 2 гідроциліндра здійснює поступальний рух і її координати центра мас визначаються координатою точки B . Нехтуємо можливим поворотом штока та гільзи гідроциліндра, оскільки вони практично відсутні.

Побудуємо графіки зміни кутових координат φ_1 і φ_2 та їх похідних за часом за заданий час t_1 переміщення гідроциліндра з початкового положення x_0 в положення x_1 зі швидкістю $v=0,5$ м/с (рис. 5.11).

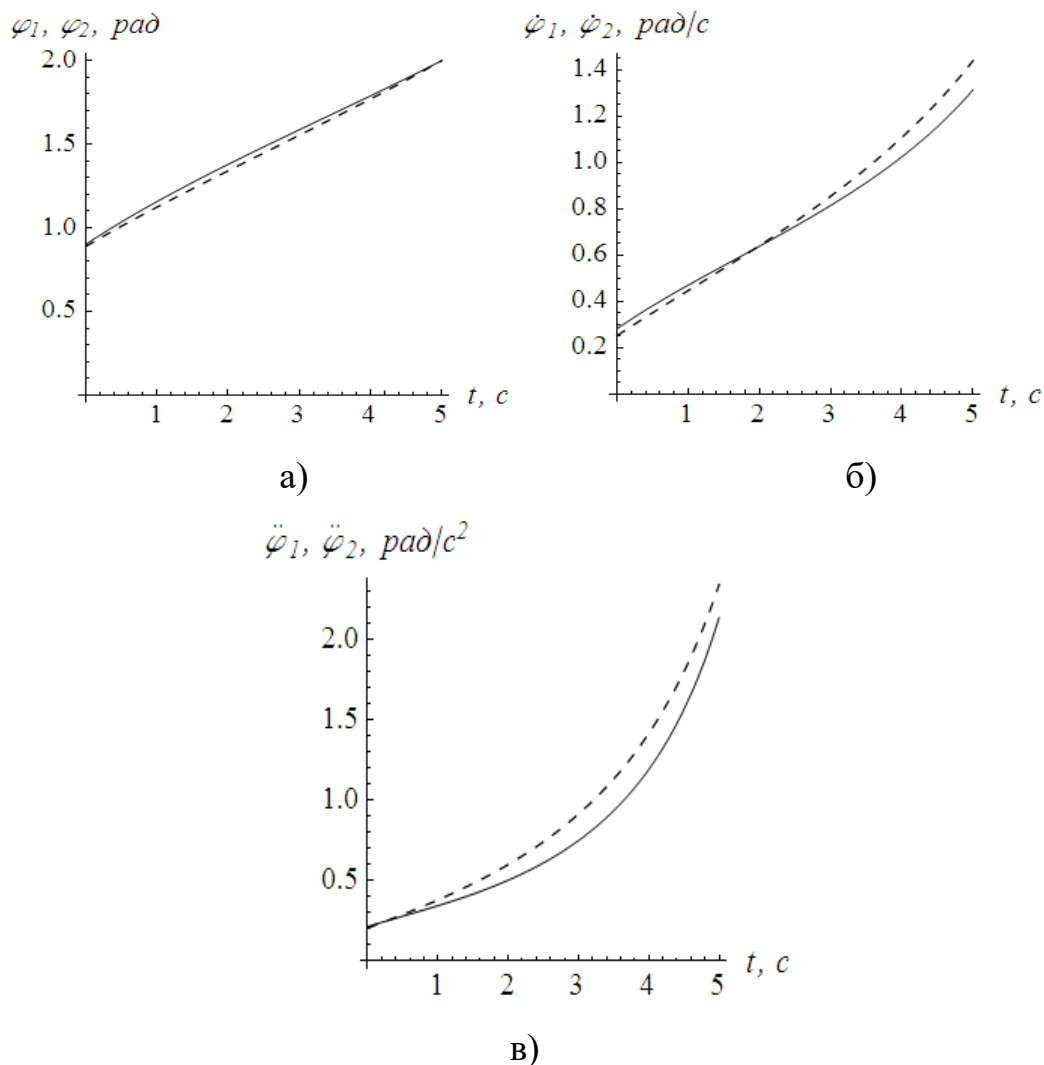


Рис. 5.11. Графіки зміни кутових координат (а), швидкостей (б) і прискорень (в) щелеп грейферного захвата, де кут φ_1 ———, кут φ_2 - - - -

Також на рис. 5.12 представимо кінематичні характеристики синхронізуючої тяги гідрозахвата:

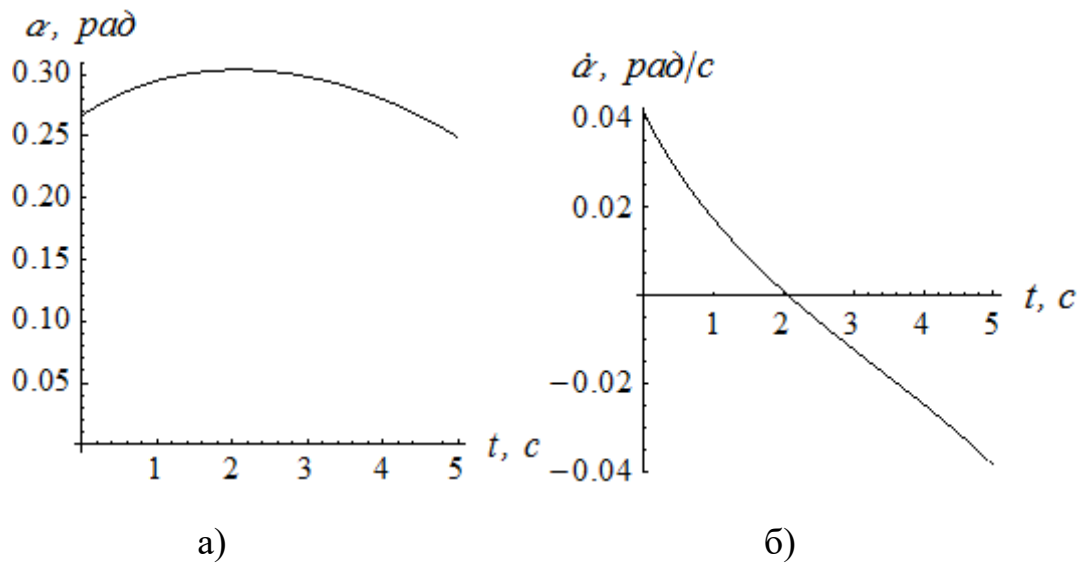


Рис. 5.12. Графіки зміни кутової координати а) і кутової швидкості б) синхронізуючої тяги

На графіках (рис. 5.11) зображені кінематичні характеристики щелеп та синхронізуючої тяги (рис. 5.12) грейферного гідрозахвата з горизонтальним розташуванням гідроциліндра для круглих лісоматеріалів. Аналізуючи графіки, видно, що обидві щелепи грейфера рухаються практично синхронно. Виходячи з цього, в подальших розрахунках можна враховувати лише рух однієї щелепи. Кут повороту щелепи лежить в межах від 0,9 рад до 1,9 рад.

5.3. Динамічний аналіз грейферного гідрозахвата захата для круглих лісоматеріалів

Сила захоплення – це сила, що діє на щелепи грейфера і забезпечує їх закриття. Силою опору є реакція сили захоплення. Для того, щоб змоделювати силу захоплення, в першу чергу повинен бути визначений опір захоплення. Використовуються такі припущення при визначенні сил опору захвату, що діють на щелепи грейфера під час захоплення:

1) грейфер утримує загальну вагу захоплених колод, коли щелепи закриті;

2) під час захоплення колод діє сила тертя між колодами із зовнішньої сторони щелеп;

3) під час захоплення колод сила опору, що діє на щелепи, приймається з фіксованою схемою розподілу. Залежність для моделювання сили захоплення колод із штабелю має вигляд $p(y) = ky^2$, де $p(y)$ – картина розподілу сили опору захоплення щелеп; y – вертикальна відстань від вершини до кінцівки щелепи; k – коефіцієнт, пов'язаний із структурою і вагою грейфера [140].

Коли грейфер починає захоплювати колоди, кінці щелеп спочатку занурюються в щілину між колодами, після чого щелепи поступово закриваються. Оскільки захват симетричної структури, то сили, що діють на захват грейфера, можуть бути описані як показано на рис. 5.13, а. Опір розподілений на зовнішній стороні щелепи приймається дискретним і, як правило, не відповідає моделі та варіюється залежно від способу захоплення. Таким чином, результуюча сила використовується для представлення опору в цій моделі.

Якщо припустити, що R результуюча сила суми усіх сил опору ΣR , то момент усіх сил відносно точки O для грейфера на її рівноважний стан може бути виражена як:

$$M_o(\varphi) = P \cdot a(\varphi) = R \cdot f \cdot d(\varphi) + mgl_1(\varphi), \quad (5.49)$$

де P – сила захоплення;

R – складова сили опору захоплення;

a, d, l – позиції сил, пов'язані зі структурою грейфера;

f – коефіцієнт тертя між колодами і щелепами грейфера ($f=0,4$);

m – маса колод;

g – прискорення вільного падіння;

φ – кутова координата повороту щелепи.

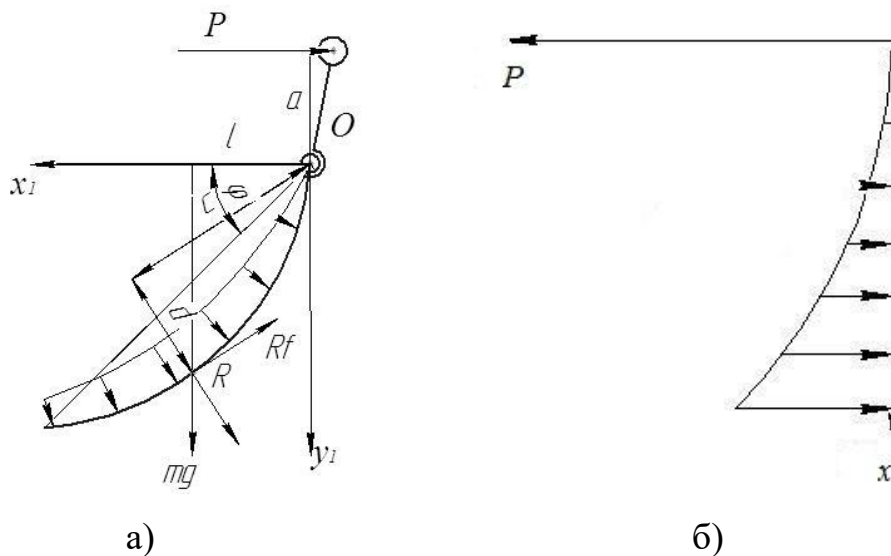


Рис 5.13. Схема сил, що діють на щелепи грейфера

Таким чином сила захвату P , що діє на щелепи, виражається наступною залежністю:

$$P = \frac{1}{a(\varphi)} \sum Rfd(\varphi) - mgl(\varphi). \quad (5.50)$$

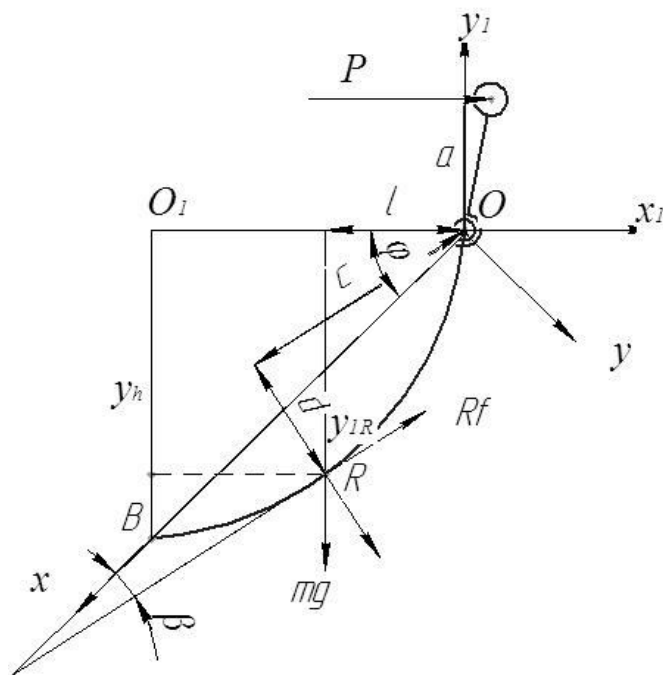


Рис.2.14. Схема дії сил опору захоплення

На рис 5.14, відображені системи координат: $x_1o_1y_1$ – нерухома і xoy – рухома системи координат, що визначають положення щелеп. Точку дії результуючої сили R на щелепу можна визначити на основі розподілу сил опору захоплення. Фіксована форма розподілу була використана для моделювання опору захоплення із штабелем колод (рис. 5.13, б), для $p(x) = kx^2$ [140].

Для визначення рівняння кривої, що описує кривину щелепи розв'яжемо диференціальне рівняння третього порядку $\ddot{y}(h) = 0$ з наступними крайовими умовами:

$$y(0) = 0; y\left(\frac{4}{7}h\right) = 0,14; y(h) = 0 \quad (5.51)$$

і отримаємо

$$y = f(x) = 0,82x - 1,17x^2, \quad (5.52)$$

де $h=0,7$ м – відстань від точки кріплення до кінця щелепи.

Щоб визначити кут повороту щелепи, використаємо нерухоми систему координат $x_1o_1y_1$, скориставшись формулами для перетворення координат, коли початок координат не змінився, а осі рухоми системи координат повернуто на кут φ відносно нерухоми системи координат [141]:

$$x_1 = x \cos(\pi - \varphi) + y \sin(\pi - \varphi); \quad (5.53)$$

$$y_1 = -x \sin(\pi - \varphi) + y \cos(\pi - \varphi). \quad (5.54)$$

Припустимо, що y_{1R} – вертикальна відстань від точки дії результуючої сили R до рами гідрозахвата і y_{1h} – вертикальна відстань між кінцем щелепи і рамою (рис 2.14), тоді можемо знайти y_{1R} (для $p(x) = kx^2$, захват штабелю колод):

$$y_{1R} = \frac{\int_0^{yh} x k x^2 dx}{k x^2} = -\frac{3}{4} y_{1h} = -\frac{3h}{4} \sin(\varphi), \quad (5.55)$$

графік якої наведений на рис. 5.15

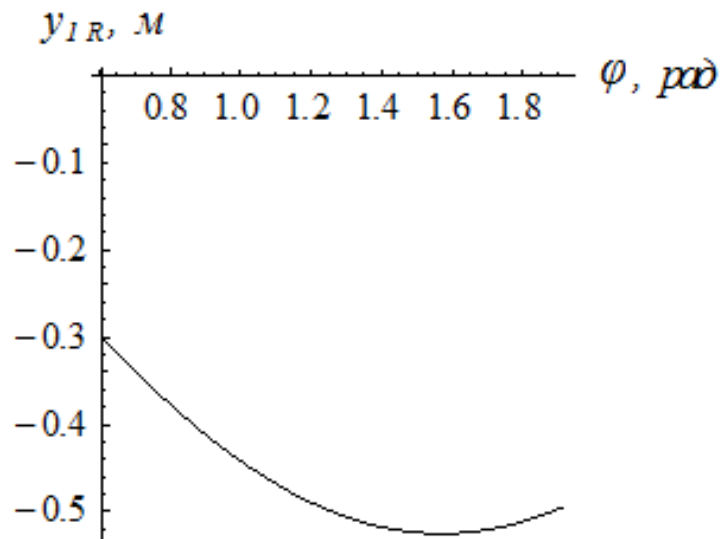


Рис. 5.15. Графік залежності відстані y_{1R} від кута повороту щелепи φ

Знайдемо x_R у рухомій системі координат. Для цього розв'яжемо рівняння (5.52) відносно x_I , підставивши $y = ax + bx^2$.

$$[b \cos(\pi - \varphi)]x_R^2 + [a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi)]x_R - y_{1R} = 0. \quad (5.56)$$

Зробимо деякі заміни для спрощення розрахунків:

$$A = b \cos(\pi - \varphi); \quad B = a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi); \quad C = y_{1R}$$

і отримаємо $Ax_R^2 + Bx_R - C = 0$. Звідки знайдемо два розв'язки рівняння і побудуємо їх графіки (рис. 5.16):

$$x_{R1} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}; \quad x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

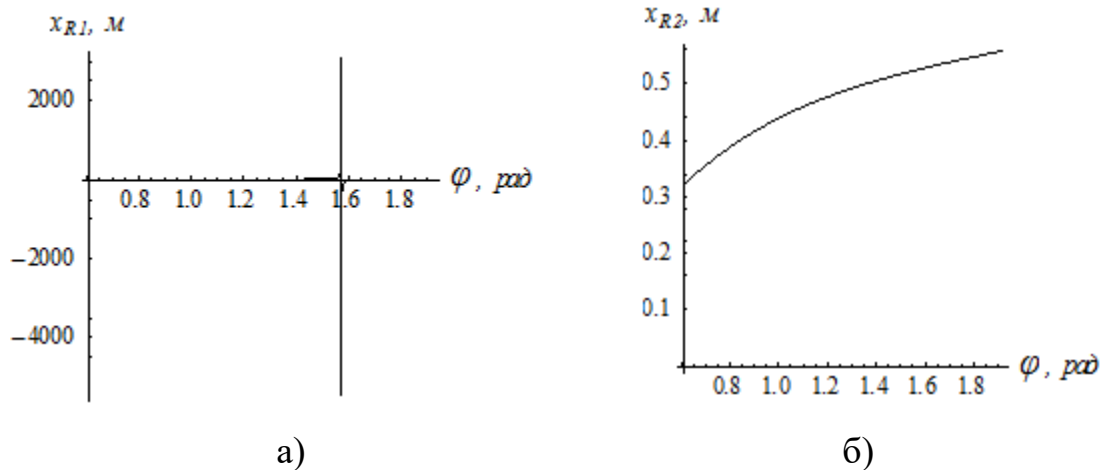


Рис. 5.16. Графіки залежності положення точки прикладання рівнодійної сили R по вісі x від кута φ

З отриманих графіків (рис. 5.16) видно, що одним можливим розв'язком є:

$$x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (5.56)$$

Щоб знайти довжину плеча l відкладену по вісі x_1 , підставимо в рівняння (5.53) x_{R2} замість x . На основі виконаних розрахунків побудуємо графік залежності довжини плеча прикладеної сили mg в точці R від кута повороту щелепи (рис. 5.17).

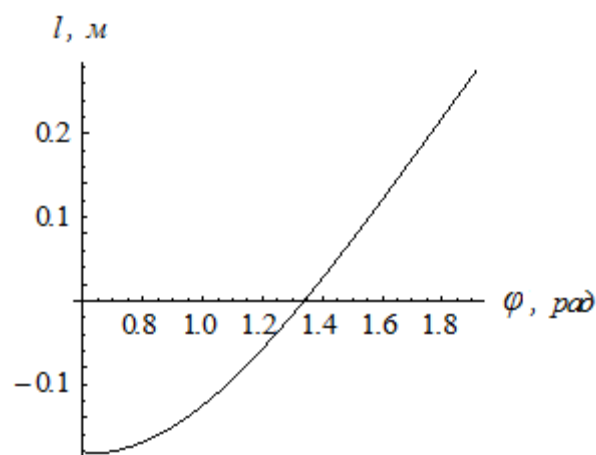


Рис. 5.17. Графік залежності довжини плеча l від кута повороту щелепи φ

Кут β (рис. 5.18) – це кут між віссю x і дотичною лінією діючої точки прикладання рівнодійної сили R . Оскільки функція $y=f(x)$ відома, то залежність β можна отримати наступним чином:

$$\beta = \text{arctg}(-f(x)). \quad (5.58)$$

На рис. 5.18 показано графік зміни залежності (5.58)

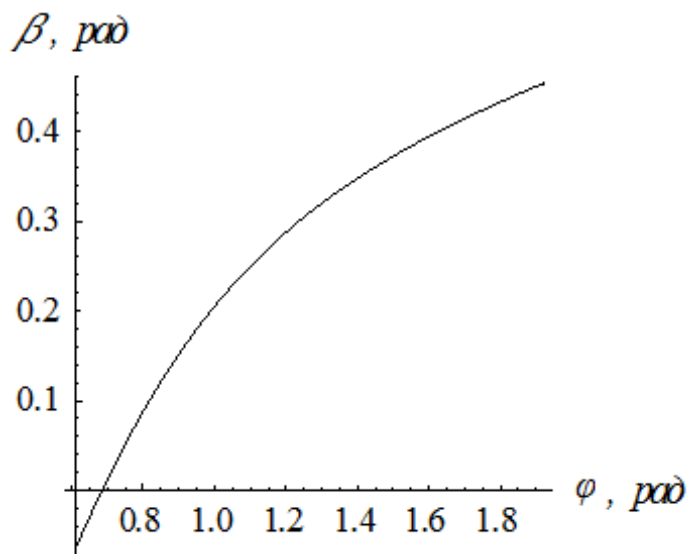


Рис. 5.18. Залежність кутової координати β від φ

Виконавши деякі розрахунки, можна вирахувати довжину плеч прикладання сил в точці дії рівнодійної сили опору R : c – плече сили R і d – плече прикладання сили тертя на зовнішній стороні щелепи R_f :

$$c = l \cos(\beta - \varphi) - \sin(\beta - \varphi)y_{1R}, \quad (5.59)$$

$$d = l \sin(\beta - \varphi) - \cos(\beta - \varphi)\sin \varphi y_{1R}. \quad (5.60)$$

Силу опору захоплення R можна вирахувати наступним чином:

$$R = \frac{mg \cos(\varphi - \beta)}{2}. \quad (5.61)$$

Для параметрів захвата $m=270\text{кг}$, $g=9,8\text{м/с}^2$ побудовано графік зміни сили R від кута повороту щелепи (рис. 5.19).

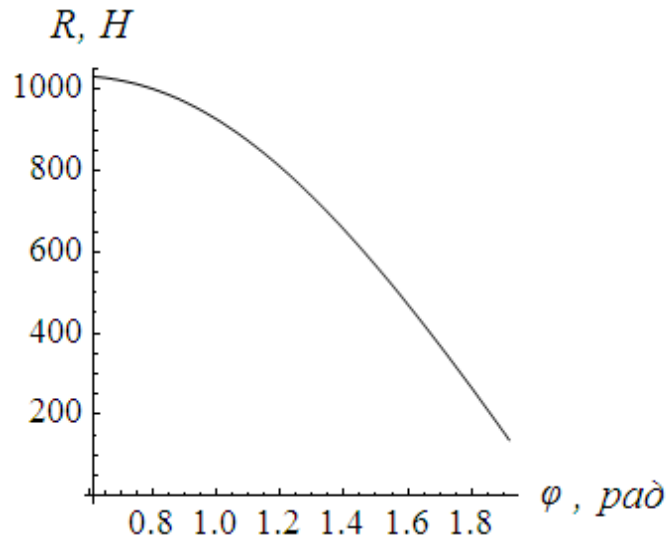


Рис. 5.19. Графік залежності сили R від кута повороту щелепи

Підставивши значення R , l і d в рівняння (5.49), визначимо момент сил, що виникає навколо точки O :

$$M_o(\varphi) = \frac{mg \cos(\varphi - \beta)}{2} \cdot l(\varphi) \sin(\beta(\varphi) - \varphi) - \cos \beta((\varphi) - \varphi) \sin \varphi_{1R}(\varphi) f + \frac{mgl(\varphi)}{2}. \quad (5.62)$$

Отриманий вираз є нелінійним відносно φ , тому для проведення подальших розрахунків виконаємо заміну цього виразу на інший, тобто проведемо апроксимацію. Для проведення апроксимації будемо вимагати, щоб апроксимаційний поліном задовольняв п'ятьом умовам:

$$\begin{cases} M_{\text{анп}}(0) = 0; \\ M_{\text{анп}}(0.71) = 0.78; \\ M_{\text{анп}}(1.92) = 640; \\ \dot{M}_{\text{анп}}(0.71) = 0; \\ M_{\text{анп}}(1.45) = 295. \end{cases} \quad (5.63)$$

Ці умови забезпечують рівність апроксимаційної функції та функції (5.62) у чотирьох точках: початковій, кінцевій, мінімальному значенні та нульовому значенні моменту. В результаті чого отримаємо апроксимаційний поліном:

$$M_{\text{анр}} = \varphi(413.794 + \varphi(-1307.13 + (1235.63 - 300.342 \varphi) \varphi)), \quad (5.64)$$

і побудуємо графіки за залежностями (5.62) і (5.61) (рис. 5.20), з яких видно, що отримані залежності є рівнозначними.

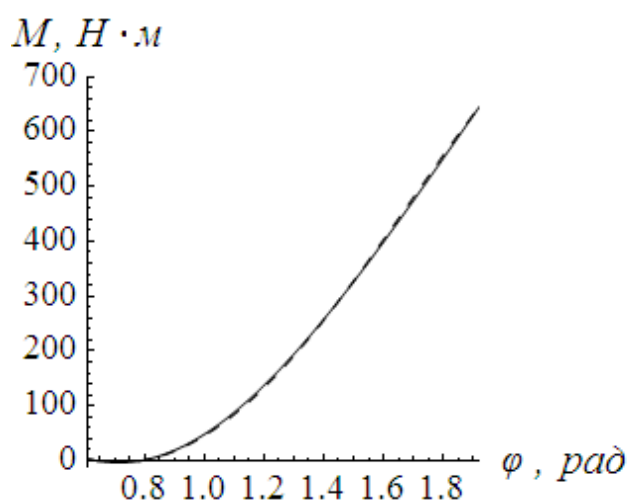


Рис. 5.20. Графік залежності моменту сили відносно точки O (рис. 2.14): — , графік апроксимованого значення моменту: - - - - .

Як видно з рис. 5.20, графік апроксимованого значення моменту і графік моменту сил, що діють на щелепу гідрозахвата практично співпадають. Враховуючи вище зазначену відповідність, цілком обґрунтовано можемо використовувати знайдений апроксимаційний поліном для подальшої оптимізації.

Висновки до п'ятого розділу

1. Побудовано динамічну модель переміщення візка консольно-козлового крана та вантажу (колод), центр мас якого зміщений відносно захвата і відповідну математичну модель.
2. Проведено аналіз руху системи «візок – захватний пристрій – вантаж», який показує, що необхідно обирати такі режими пуску двигуна, які б супроводжувались плавним прикладанням приводних зусиль. Це дозволить експлуатувати кран у менш напруженому режимі. Коливання, що виникають при русі візка навантажують канат та металоконструкцію крана. Тому необхідно гасити коливання при перехідних режимах руху візка, а протягом усталеного руху вони мають бути відсутні. Визначено, що в період розгону візка максимальне зусилля, що діє на візок складає близько 23952 Н, середньоквадратичне зусилля 13080 Н. Момент сили пачки колод має циклічний характер і досягає 50 кН·м. Відхилення вантажного каната від вертикалі коливається в межах 0,1 рад.
3. Проведено аналіз математичних моделей реальної системи «візок – захват – вантаж» та рухомого подвійного математичного маятника, який дозволив підтвердити їх взаємозамінність (адекватність). Графіки приводних зусиль, швидкостей та прискорень за двома моделями практично співпадають, а відхилення координат центра мас візка і вантажу не перевищує 5%.
4. Проведено кінематичний аналіз руху щелеп грейферного захвата в залежності від положення штока гідроциліндра та побудовано динамічну модель гідрозахвата для круглих лісоматеріалів та визначені закони руху його щелеп.
5. Визначений та апроксимований момент сили, що діє на щелепу відносно осі обертання, який включає в себе суму всіх діючих сил в залежності від кута її повороту.

РОЗДІЛ 6

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ СИСТЕМИ «ВІЗОК – ЗАХВАТ – ВАНТАЖ» ТА МЕХАНІЗМУ ЗАХОПЛЕННЯ КОЛОД

6.1. Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності

Поняття «оптимальний» означає такий варіант розв'язку певної проблеми (завдання), який найбільше відповідає певним умовам і вимогам, являє собою найкращий із можливих.

Звідси випливає, що основним завданням оптимізації є знаходження таких керуючих факторів і визначення їх величин, при яких показники ефективності досліджуваного об'єкта досягнуть екстремального (максимального або мінімального) значення [64].

Синтез оптимальних динамічних, вантажних і режимних параметрів піднімальних машин зводиться до відшукування глобального екстремуму відповідного функціонала мети як функції однієї, двох чи декількох змінних з урахуванням обмежень на функціонал у виді рівностей чи нерівностей. У найпростіших випадках, коли вдається одержати аналітичний вираз функціонала мети у виді функції декількох змінних без обмежень, дослідження його на екстремум можливе методами математичного аналізу. Цими методами можливе виконання досліджень з мінімізації функціоналів мети для окремих випадків: «питомі приведені витрати», «ефективна потужність», коефіцієнти корисної дії для різних мір руху чи впливу. Для функціоналів мети, обчислення яких здійснюється ітераційними методами, і функціоналів, визначених системами алгебраїчних і диференціальних рівнянь, успішно застосовуються графічні методи пошуку екстремуму [91, 104, 105, 130, 142].

Задача оптимізації силових процесів піднімальних машин у просторі n параметрів є багатопараметричною, нелінійною задачею математичного програмування, тому що функціонали мети і функції обмежень у загальному

випадку є нелінійними відносно варійованих параметрів. На функціонали і параметри накладені обмеження у вигляді нерівностей. На відміну від задач лінійного програмування, задачі нелінійного програмування не мають загального методу розв'язування, а існуючі часткові методи містять у собі елементи експериментування. Для розв'язування оптимізаційних задач піднімальних машин можуть бути ефективно використані пошукові методи нелінійної оптимізації, засновані на обчисленні і порівнянні значень функцій у ряді точок перед наступним кроком обчислень.

В даній роботі для розв'язування задач оптимального керування будемо використовувати методи варіаційного числення. Головна їх перевага полягає в тому, що за допомогою них можна отримати режими руху механізмів із досить плавною зміною кінематичних характеристик (швидкостей, прискорень, ривків, тощо) протягом перехідних процесів руху. В цьому випадку невідомі функції, які забезпечують екстремальні значення функціонала, отримують шляхом інтегрування системи диференціальних рівнянь, число яких дорівнює числу невідомих функцій.

Ефективність процесів, систем, операцій визначають критеріями оптимальності, тобто певними показниками, які кількісно виражають результат прийнятого розв'язку.

Критерії оцінюють динаміку за весь цикл руху механізму чи машини і містять у собі їхні статичні і кінематичні характеристики, вони інтегральні за формою, і являють собою функціонали, що виражаються визначеним числом і можуть представлятися в безрозмірному виді.

Для критерію руху механізмів крана використовуємо структуру критерію у вигляді дії [143]:

$$I_n[q_k(t)] = \int_{t_0}^{t_1} P_n(t, q_k, \dot{q}_k, \dots, q_k^{(n)}) dt, \quad k = 1, \dots, s, \quad (6.1)$$

де $q_k, \dot{q}_k, \dots, q_k^{(n)}$ ($k = 1, \dots, s$) – узагальнені координати механічної системи та їх похідні включно до n -го порядку;

s – кількість узагальнених координат;

t_0, t_1 – моменти часу початку та завершення перехідного режиму руху відповідно початковий та кінцевий;

P_n – підінтегральний вираз відповідного критерію n -го порядку.

Для оптимізації режимів руху за кількома критеріями одночасно використовується комплексний критерій, який містить окремі критерії у вигляді лінійної згортки:

$$K = \sum_{i=1}^n \delta_i K_i = \sum_{i=1}^n \delta_i \frac{I_i}{\tilde{I}_i}; \quad i = 1, \dots, n, \quad (6.2)$$

де δ_i – i -й безрозмірний ваговий коефіцієнт, який ураховує частку i -го критерію;

K_i – безрозмірний критерій;

\tilde{I}_i – мінімально можливе значення i -го критерію I_i , яке визначається шляхом розв'язання варіаційної задачі для функціоналу за формулою (6.1) при різних значеннях n .

Сума коефіцієнтів у формулі (6.2) $\sum_{i=1}^n \delta_i = 1$, а кожний з них приймають у межах від нуля до одиниці і встановлюють залежно від вимог до руху візка шляхом порівняння абсолютних максимальних значень кінематичних характеристик з їх допустимими значеннями або шляхом експертних оцінок. Крім того підбором значень вагових коефіцієнтів δ_i можна добитись покращення якості перехідних режимів [144].

6.2. Оптимізація режиму руху тримасової системи за комплексним критерієм, що містить динамічну і кінематичну складову

Критерії, за якими оптимізується рух тієї чи іншої механічної системи, можна умовно поділити на кінематичні та динамічні. Для оптимізації режимів руху за кількома критеріями одночасно використовується комплексний критерій, який містить окремі критерії [145]. В даних дослідженнях використаємо інтегральний критерій, в якому динамічна складова дасть змогу мінімізувати динамічні навантаження у механізмі приводу візка, а кінематична – відхилення зосередженої маси колод від вертикалі візка:

$$I = \int_0^T \left(\frac{(m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \frac{g}{L} (x_1 - x_2))^2}{F_m^2} \sigma_1 + \frac{(x_1 - x_3)^2}{x_m^2} \sigma_2 \right) dt \rightarrow \min, \quad (6.3)$$

де σ_1 і σ_2 – безрозмірні вагові коефіцієнти, які враховують частку того чи іншого критерію; F_m – мінімально можливе значення приводного зусилля; x_m – мінімально можливе значення відхилення вантажу від вертикалі.

З системи (5.19) виразимо x_1 , x_2 , знайдемо \ddot{x}_1 через x_3 та отримаємо:

$$x_1 = \frac{1}{g^2 m_1} (-g^2 m_1 x_0 + g^2 m_1 x_3 + g S m_1 \ddot{x}_3 + g L m_2 \ddot{x}_3 + L S m_1^{IV} x_3); \quad (6.4)$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{g^2 m_1} (g^2 m_1 \ddot{x}_3 + g x_3 (S m_1 + L m_1 + L m_2) + S L m_1^{VI} x_3); \quad (6.5)$$

$$x_2 = \frac{-g x_0 + g x_3 + S \ddot{x}_3}{g}. \quad (6.6)$$

Підставивши вирази (6.4), (6.5) і (6.6) в інтегральний функціонал (6.3) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 I = & \int_0^T (m_1 (\frac{1}{g^2 m_1} (g^2 m_1 \ddot{x}_3 + g x_3 (S m_1 + L m_1 + L m_2) + S L m_1 x_3)) + \\
 & m_2 \frac{g}{L} (\frac{1}{g^2 m_1} (-g^2 m_1 x_0 + g^2 m_1 x_3 + \ddot{x}_3 g (S m_1 + L m_2) + L S m_1 x) - \frac{-g x_0 + g x_3 + S \ddot{x}_3}{g}))^2 \sigma_1 + \\
 & + (\frac{1}{g^2 m_1} (-g^2 m_1 x_0 + g^2 m_1 x_3 + \ddot{x}_3 g (S m_1 + L m_2) + L S m_1 x) - x_3)^2 \sigma_2 dt \rightarrow \min .
 \end{aligned} \tag{6.7}$$

Умовою мінімуму цього критерію є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\begin{aligned}
 & (l_1 l_2 m_1 m_2)^2 x_3^{XII} + l_1 l_2 m_1 m_2 [2g(l_2 m_2 (m_1 + m_2) + l_1 m_1 (m_2 + m_3))] x_3^X + \\
 & + g^2 [l_2^2 m_2^2 (m_1 + m_2)^2 + l_1^2 m_1^2 (m_2 + m_3)^2 + \\
 & + 2l_1 l_2 m_1 m_2 (2m_2 (m_2 + m_3) + m_1 (2m_2 + m_3))] x_3^{VIII} + \\
 & + 2g^3 m_2 (m_1 + m_2 + m_3) (l_2 (m_1 + m_2) + l_1 m_1 (m_2 + m_3)) x_3^VI + \\
 & + g^4 m_2^2 (m_1 + m_2 + m_3)^2 x_3^{IV} = 0,
 \end{aligned}$$

в якому для спрощення його вигляду зробимо наступні заміни

$$\left\{ \begin{aligned}
 a &= (l_1 l_2 m_1 m_2)^2; \\
 b &= l_1 l_2 m_1 m_2 [2g(l_2 m_2 (m_1 + m_2) + l_1 m_1 (m_2 + m_3))]; \\
 c &= g^2 [l_2^2 m_2^2 (m_1 + m_2)^2 + l_1^2 m_1^2 (m_2 + m_3)^2 + \\
 & + 2l_1 l_2 m_1 m_2 (2m_2 (m_2 + m_3) + m_1 (2m_2 + m_3))]; \\
 d &= 2g^3 m_2 (m_1 + m_2 + m_3) (l_2 (m_1 + m_2) + l_1 m_1 (m_2 + m_3)); \\
 e &= g^4 m_2^2 (m_1 + m_2 + m_3)^2.
 \end{aligned} \right. \tag{6.8}$$

Після чого отримаємо наступний вираз:

$$a x_3^{XII} + b x_3^X + c x_3^{VIII} + d x_3^VI + e x_3^{IV} = 0, \tag{6.9}$$

Не будемо розв'язувати диференціальне рівняння (6.9), лише проаналізуємо його. Для його розв'язання необхідно скласти відповідне характеристичне рівняння:

$$aj^{12} + bj^{10} + cj^8 + dj^6 + ej^4 = 0. \quad (6.10)$$

Винесенням j^4 за дужки та введенням заміни $k = j^2$ це рівняння перетворюється у рівняння четвертої степені:

$$ak^4 + bk^3 + ck^2 + dk + e = 0. \quad (6.11)$$

Отримане рівняння четвертого степеня пов'язане зі значними труднощами при його розв'язанні. А при використанні кубічної резольвенти може дати розв'язок тільки для конкретних параметрів. Альтернативою точному розв'язку даної варіаційної задачі може бути наближений її розв'язок, який, крім того, дає можливість отримувати функції з кращими характеристиками (наприклад, нульовими другими похідними – прискореннями – на початку та у кінці руху системи).

Тому, для оптимізації режиму руху тримасової системи за обраним комплексним критерієм використаємо прямий варіаційний метод [58]. Для цього розв'яжемо диференціальне рівняння п'ятнадцятого порядку:

$$x_3^{xv} = 0. \quad (6.12)$$

Для знаходження потрібної функції з сімейства інтегральних кривих задамо крайові умови у вигляді системи:

$$\begin{cases} x_3(0) = x_0, \dot{x}_3(0) = \ddot{x}_3(0) = \overset{IV}{\ddot{x}_3}(0) = \overset{V}{x_3}(0) = \overset{VI}{x_3}(0) = 0; \\ x_3\left(\frac{T}{3}\right) = q_3; x_3\left(\frac{T}{2}\right) = q_1; x_3\left(\frac{2T}{3}\right) = q_4; \\ x_3(T) = q_2, \dot{x}_3(T) = v, \ddot{x}_3(T) = \overset{IV}{\ddot{x}_3}(T) = \overset{V}{x_3}(T) = \overset{VI}{x_3}(T) = 0. \end{cases} \quad (6.13)$$

Початкові умови задаються з таких міркувань, щоб на початку руху координата x_3 знаходилась у положенні x_0 , її швидкості і прискорення дорівнювали нулю. Кінцеві умови задамо такі, щоб при виході на усталений режим руху $\dot{x}_3(T) = v$ коливання вантажу усувались, кінцеве прискорення, а значить і динамічне зусилля дорівнювали нулю. Введемо ще додаткові умови в положеннях $x_3\left(\frac{T}{3}\right)$, $x_3\left(\frac{T}{2}\right)$, $x_3\left(\frac{2T}{3}\right)$, де відповідні їх параметри q_1 , q_3 , q_4 використовується для мінімізації функціоналу. Розв'язавши систему (6.13) для різної кількості додаткових параметрів q_1 , q_2 , q_3 , q_4 виявлено, що достатню точність розв'язку можна досягти і для двох параметрів q_1 і q_2 , тому надалі використовуються тільки вони.

Розв'язавши крайову задачу отримаємо функцію, яка є розв'язком рівняння (6.12) при заданих крайових умовах – функцію переміщення вантажу протягом процесу пуску візка та її вищі похідні за часом [58]:

$$\begin{aligned} x_3 = & \frac{1}{T^{14}}(-16384q_1t^7(t-T)^7 + (2t-T)(t^7(q_2(4096t^6 - 26162t^5T + \\ & + 69932t^4T^2 - 100204t^3T^3 + 81246t^2T^4 - 35383tT^5 + 6476T^6) - (t-T)T \times \\ & \times (1586t^5 - 8492t^4T + 18284t^3T^2 - 19806t^2T^3 + 10807tT^4 - 2380T^5)v) + \\ & + (t-T)^7(4096t^6 + 1586t^5T + 562t^4T^2 + 176t^3T^3 + 46t^2T^4 + 9tT^5 + T^6)x_0)); \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_3 = & \frac{1}{T^{14}}t^6(28q_2(4096t - 1619T)(t-T)^6 - 114688q_1(t-T)^6(2t-T) + \\ & + T(-44408t^7 + 282646t^6T - 763560t^5T^2 + 1132516t^4T^3 - 993160t^3T^4 + \\ & + 512883t^2T^5 - 143576tT^6 + 16660T^7)v + 28(4096t - 2477T)(t-T)^6x_0); \end{aligned} \quad (6.15)$$

$$\ddot{x}_3 = -\frac{1}{T^{14}}56t^5(t-T)^5(q_2(-26624t^2 + 24050tT - 4857T^2) + 4096q_1(13t^2 - 13tT + 3T^2) + T(10309t^2 - 9022tT + 1785T^2)v + (-26624t^2 + 29198tT - 7431T^2)x_0); \quad (6.16)$$

$$\ddot{x}_3 = -\frac{1}{T^{14}}168t^4(t-T)^4(4096q_1(2t-T)(26t^2 - 26tT + 5T^2) + q_2(-106496t^2 + 150306t^2T - 64290tT^2 + 8095T^2) + T(41236t^3 - 57135t^2T + 23994tT^2 - 2975T^3)v + (-106496t^3 + 169182t^2T - 83166tT^2 + 12385T^3)x_0); \quad (6.17)$$

$${}^{IV}x_3 = -\frac{1}{T^{14}}336t^3(t-T)^3(q_2(-585728t^4 + 1124266t^3T - 740223t^2T^2 + 193105tT^3 - 16190T^4) + 8192q_1(143t^4 - 286t^3T + 198t^2T^2 - 55tT^3 + 5T^4) + T(226798t^4 - 430001t^3T + 279378t^2T^2 - 71885tT^3 + 5950T^4)v + (-585728t^4 + 1218646t^3T - 881793t^2T^2 + 257455tT^3 - 24770T^4)x_0); \quad (6.18)$$

$${}^Vx_3 = -\frac{1}{T^{14}}1680t^2(t-T)^2(8192q_1(2t-T)(143t^4 - 286t^3T + 187t^2T^2 - 44tT^3 + 3T^4) + 2q_2(-585728t^5 + 14221849t^4T - 1266738t^3T^2 + 505285t^2T^3 - 86956tT^4 + 4857T^5) + T(4453596t^5 - 1091519t^4T + 963006t^3T^2 - 380017t^2T^3 + 64648tT^4 - 3570T^5)v + 2(-585728t^5 + 1506791t^4T - 1436622t^3T^2 + 621115t^2T^3 - 117844tT^4 + 7431T^5)x_0); \quad (6.19)$$

$${}^{VI}x_3 = -\frac{1}{T^{14}}20160t(t-T)(q_2(-878592t^6 + 2579148t^5T - 2899710t^4T^2 + 1560900t^3T^3 - 409320t^2T^4 + 46716tT^5 - 1619T^6) + 4096q_1(429t^6 - 1287t^5T + 1485t^4T^2 - 825t^3T^3 + 225t^2T^4 - 27tT^5 + T^6) + T(340197t^6 - 992277t^5T + 1107513t^4T^2 - 591261t^3T^3 + 153609t^2T^4 - 17352tT^5 + 595T^6)v + (-878592t^6 + 2692404t^5T - 3182850t^4T^2 + 1818300t^3T^3 - 512280t^2T^4 + 63876tT^5 - 2477T^6)x_0). \quad (6.20)$$

Дослідимо як буде змінюватись динамічне приводне зусилля (зусилля необхідне для приведення у рух мас візка, захвата і вантажу) при керуванні рухом візка за приведеним вище законом:

$$F = (m_1(\frac{1}{g^2m_1}(g^2m_1\ddot{x}_3 + gSm_1{}^{IV}x_3 + gLm_1{}^{IV}x_3 + gLm_2{}^{IV}x_3 + SLm_1{}^{VI}x_3)) + m_2\frac{g}{L}(\frac{1}{g^2m_1}(-g^2m_1x_0 + g^2m_1x_3 + gSm_1\ddot{x}_3 + gLm_2\ddot{x}_3 + LSm_1{}^{IV}x) - \frac{-gx_0 + gx_3 + S\ddot{x}_3}{g}))^2. \quad (6.21)$$

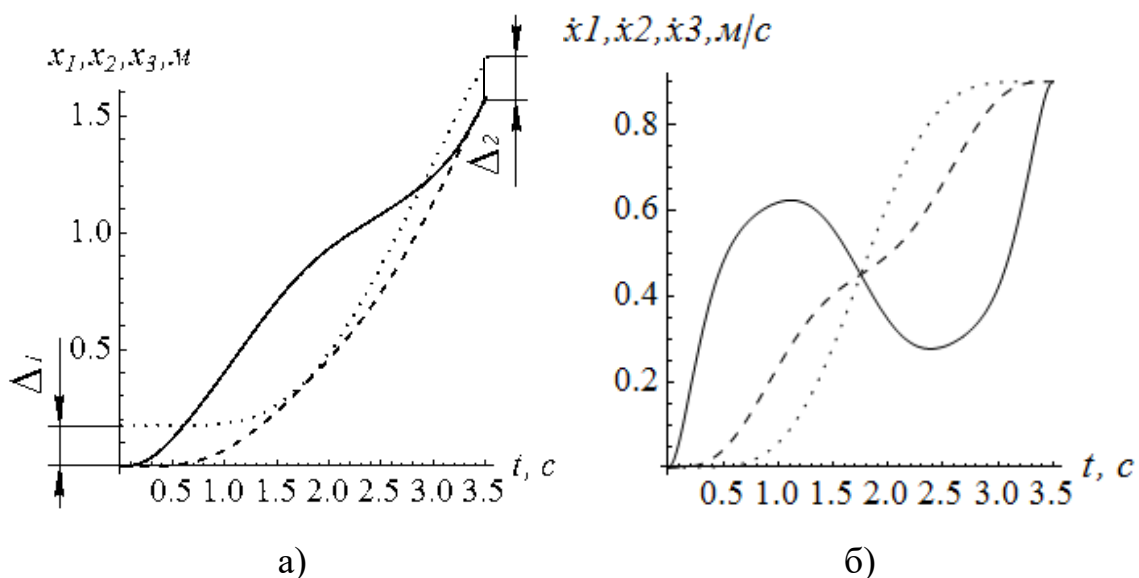
Підставимо закон руху (6.10) та відповідні похідні у підінтегральний вираз функціоналу (6.7) та знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється у складну функцію параметрів q_1 і q_2 . Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно розв'язати систему рівнянь відносно невідомих q_1 та q_2 :

$$\begin{cases} \frac{\partial I}{\partial q_1} = 0; \\ \frac{\partial I}{\partial q_2} = 0. \end{cases} \quad (6.22)$$

Розв'язавши цю систему рівнянь та підставивши знайдені q_1 і q_2 у функцію (6.14), отримаємо наближений розв'язок варіаційної задачі. Для знайдених значень критерію побудуємо графіки функції переміщення, швидкості та прискорення візка, захвата і вантажу (рис. 6.1) для наступних параметрів: $T=3,5c$, $v=0,9m/c$, $l=8m$, $s=1m$, $\sigma_1=0,6$, $\sigma_2=0,4$, $x_0=0,98m$, $m_1=1600kg$, $m_2=4000$, $m_3=6000$, $J_{BC}=213333 kg \cdot m^2$, $J_c=13906 kg \cdot m^2$.

На рис. 6.1 (а) видно, що є початкове зміщення центра мас колод Δ_1 не співпадає з центром мас захвата. Це зміщення має місце протягом всього руху. Оскільки наприкінці розгону, виходячи на усталений режим руху $\Delta_1=\Delta_2$, то коливань центра мас вантажу відносно візка і захвату не буде.

Також побудовано графік динамічної складової приводного зусилля візка за оптимальним законом (рис. 6.2).



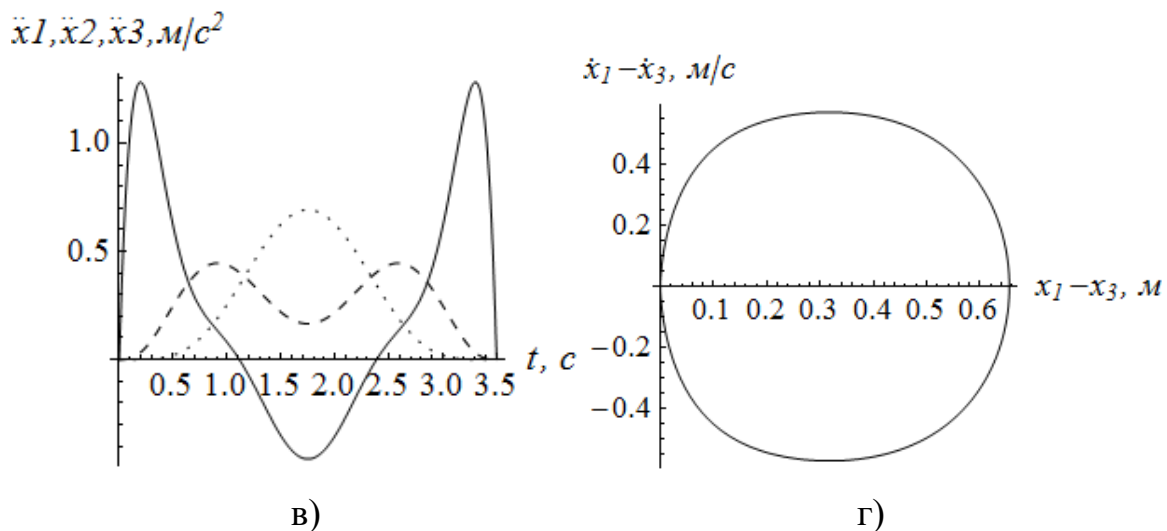


Рис. 6.1. Графіки функцій (а) переміщення, (б) швидкості, (в) прискорення візка — —, захвата — ---, вантажу — і (г) фазовий портрет руху візка

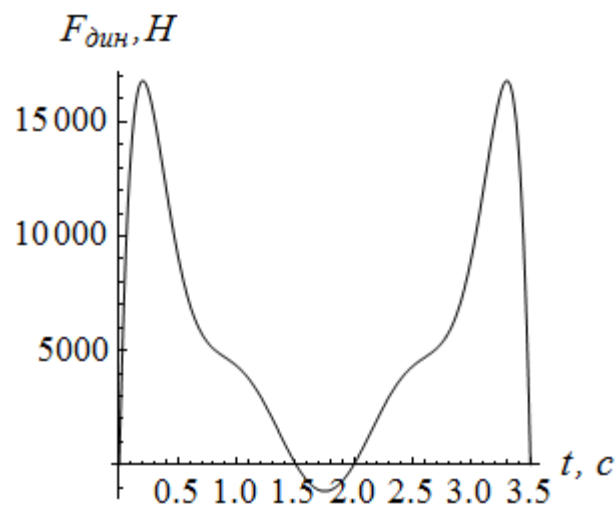


Рис. 6.2. Приводне зусилля, що діє на візок

Для того, щоб оцінити ефективність знайденого оптимального режиму руху візка, знайдемо його середньоквадратичне приводне зусилля (5.23).

Аналізуючи графіки (рис. 6.1, 6.2) видно, що знайдений оптимальний закон руху тримасової системи можна реалізувати на практиці. Крім того, наприкінці перехідного режиму візок і вантаж мають однакові швидкості, а їх переміщення, через те, що центр мас колод зміщений, мають відхилення на одну і ту ж величину. Це означає, що коливання вантажу будуть усунені. Як

видно з графіку приводного зусилля візка, динамічне зусилля на початку і в кінці руху дорівнює нулю. Середньоквадратичне його значення становить 7961 Н, що на 39% менше, ніж при не оптимальному режимі руху, яке становить 13080 Н.

Порівняльний аналіз графіків (рис. 5.9, 6.1) показує, що при оптимальному режимі руху спостерігається зменшення амплітуди коливань швидкості візка, приблизно в 1,2 рази, захвату 1,9 рази, а вантажу в 2 рази. Порівняно з рухом візка на природній механічній характеристиці, при знайденому оптимальному режимі руху візка, виходячи на усталений режим руху коливання вантажу усуваються.

6.3. Оптимізація енергетичного режиму руху грейферного гідрозахвата для лісоматеріалів

При русі щелеп найбільш сприятливим режимом буде такий, при якому енергетичні витрати за час руху будуть мінімальні. Для даного випадку руху основний вид енергетичних витрат – витрати кінетичної енергії.

Для оптимізації енергетичного режиму руху грейферного захвата використаємо інтегральний критерій, який представляє собою середнє за час руху значення кінетичної енергії

$$I_T = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} T dt, \quad (6.23)$$

де t – час; $t_1=5$ с – тривалість руху штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше; T – кінетична енергія грейфера.

Визначимо кінетичну енергію грейфера

$$T = \frac{1}{2} m_1 V_A^2 + \frac{1}{2} m_2 V_B^2 + \frac{1}{2} J_{O_2} \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \dot{\alpha}^2, \quad (6.24)$$

де $m_1=15\text{кг}$, $m_2=20\text{кг}$, $m_5=10\text{кг}$ – відповідно маси штока, гільзи гідроциліндра та важеля;

$J_{O_1}=J_{O_2}=6,54\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – моменти інерції щелеп відносно осей обертання;

$J_K=0,52\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції важеля відносно центра мас;

V_A, V_B – лінійні швидкості точок A і B щелеп грейфера (рис. 5.10);

\dot{x}_K, \dot{y}_K – горизонтальна та вертикальна складові швидкості центра мас важеля;

$\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\alpha}$ – кутові швидкості відповідно лівої, правої щелеп та синхронізуючої тяги.

Швидкості точок A і B щелеп грейфера визначаються залежностями:

$$\begin{cases} V_A = \dot{\varphi}_1 b; \\ V_B = \dot{\varphi}_2 b, \end{cases} \quad (6.25)$$

де b – довжина плеча прикладання зусиль гідроциліндра.

Після підстановки залежностей (5.47) і (6.25) у вираз (6.24), отримаємо

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1})\dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O_2})\dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K\right)\dot{\alpha}^2 + \\ & + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{\varphi}_1 \dot{\alpha} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \end{aligned} \quad (6.26)$$

Якщо прийняти

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x}; \\ \dot{\varphi}_2 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x}; \\ \dot{\alpha} = \dot{x} \frac{\partial \alpha}{\partial x}, \end{cases} \quad (6.27)$$

то кінетична енергія прийме такий вигляд:

$$\begin{aligned}
T = & \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O_2}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \right)^2 + \\
& + \frac{1}{2} \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} m_5 c d \dot{x}^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1).
\end{aligned} \tag{6.28}$$

Для знаходження оптимального енергетичного режиму руху грейферного механізму застосуємо класичне варіаційне числення. Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (6.23) – рівняння Ейлера-Пуассона [104], з урахуванням виразу (6.28). Умовою мінімуму критерію I_T є рівняння:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = 0. \tag{6.29}$$

Після підстановки виразу (6.28) у рівняння (6.29) отримаємо:

$$\begin{aligned}
& \ddot{x} \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \right)^2 + (m_2 b^2 + J_{O_2}) \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + \right. \\
& \left. + m_5 c d \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) + \dot{x}^2 \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2 \varphi_1}{dx^2} + \right. \\
& \left. + (m_2 b^2 + J_{O_2}) \frac{d\varphi_2}{dx} \frac{d^2 \varphi_2}{dx^2} + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} + \frac{1}{2} m_5 c d \times \right. \\
& \left. \times \left(\left(\frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2 \varphi_1}{dx^2} + \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \right) \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) - \left(\left(\frac{d\alpha}{dx} \right)^2 \frac{d\varphi_1}{dx} + \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. + \left(\frac{d\varphi_1}{dx} \right)^2 \frac{d^2 \alpha}{dx} \right) \sin(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) \right) = 0.
\end{aligned} \tag{6.30}$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Розв'язання вказаного рівняння є досить

складною задачею, яка не може бути розв'язана в аналітичному вигляді. Тому використаємо прямий варіаційний метод, який запропоновано в роботі [58]. Розв'яжемо диференціальне рівняння сьомого порядку $x = 0$ при необхідних крайових умовах:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}(0) = 0; \ddot{x}(0) = 0; \\ x\left(\frac{T_1}{2}\right) = k; \\ x(T_1) = x_0 + s; \dot{x}(T_1) = 0; \ddot{x}(T_1) = 0. \end{cases} \quad (6.31)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі:

$$\begin{aligned} x(t) = & \frac{1}{T_1^6} (t^3 (-64k(t - T_1)^3 + s(2t - T_1)(16t^2 - 37tT_1 + 22T_1^2))) + \\ & + (64t^6 - 192t^5T_1 + 192t^4T_1^2 - 64t^3T_1^3 + T_1^6)x_0, \end{aligned} \quad (6.32)$$

де k – положення штока гідроциліндра, в момент часу $t = T_1 / 2$;

$s=0,25\text{м}$ – хід штока гідроциліндра;

$x_0=0,05\text{м}$ – початкове положення гідроциліндра.

Підставимо закон руху у підінтегральний вираз (6.20) функціоналу (6.19) та знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється у складну функцію параметра k . Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно розв'язати рівняння

$$\frac{\partial I}{\partial k} = 0. \quad (6.33)$$

В розгорнутому вигляді це рівняння нелінійне, розв'язок якого знайти в алгебраїчному вигляді неможливо, тому будемо шукати мінімум критерію безпосередньо підстановкою значень k у вираз функціоналу та порівнювати

величини критерію між собою. Для цього був розроблений алгоритм, приведений нижче (рис. 6.3).

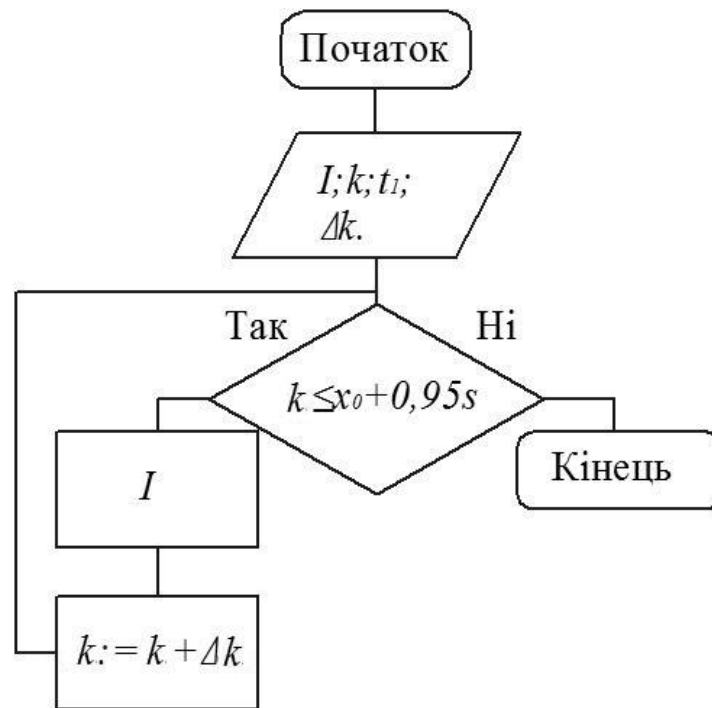


Рис. 6.3. Алгоритм знаходження параметра k , який відповідає мінімуму критерія (6.23)

Сутність алгоритму полягає в тому, що на кожному кроці циклу до кожного значення k додається крок $\Delta k = s \cdot 0,01$ і визначається величина критерію. Після проходження всіх циклів, значення порівнюються між собою і знаходиться найменше значення критерію. На основі проведених розрахунків визначили, що найменше значення критерію досягається при $k=0,1725$ та побудували графік (рис. 6.4). Для цього значення наведено кінематичні функції руху щелеп та синхронізуючої тяги (рис. 6.6-6.8).

Також побудовано графіки швидкості штока гідроциліндра та його прискорення (рис. 6.5).

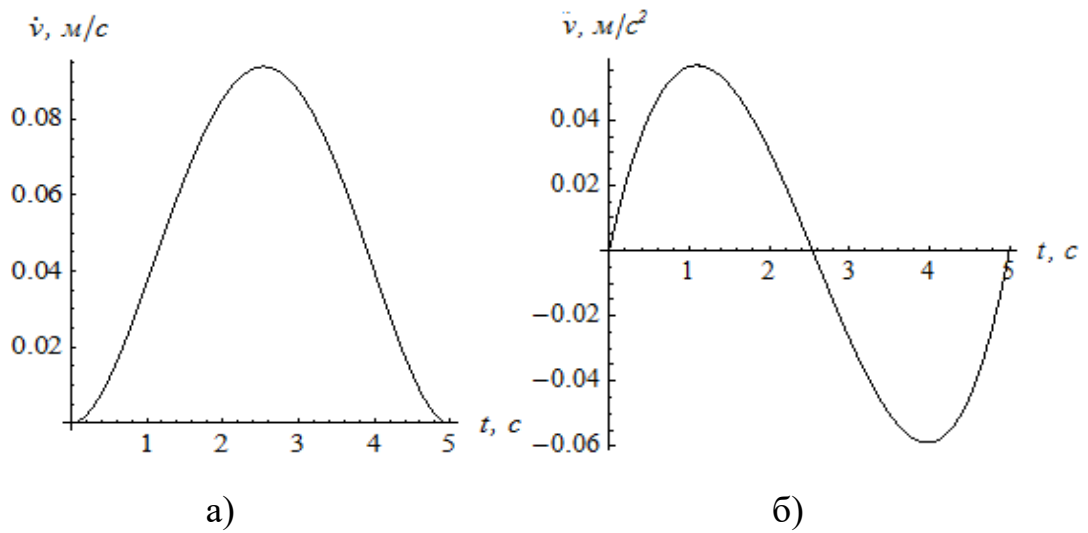


Рис. 6.5. Графіки швидкості та прискорення штоку гідроциліндра

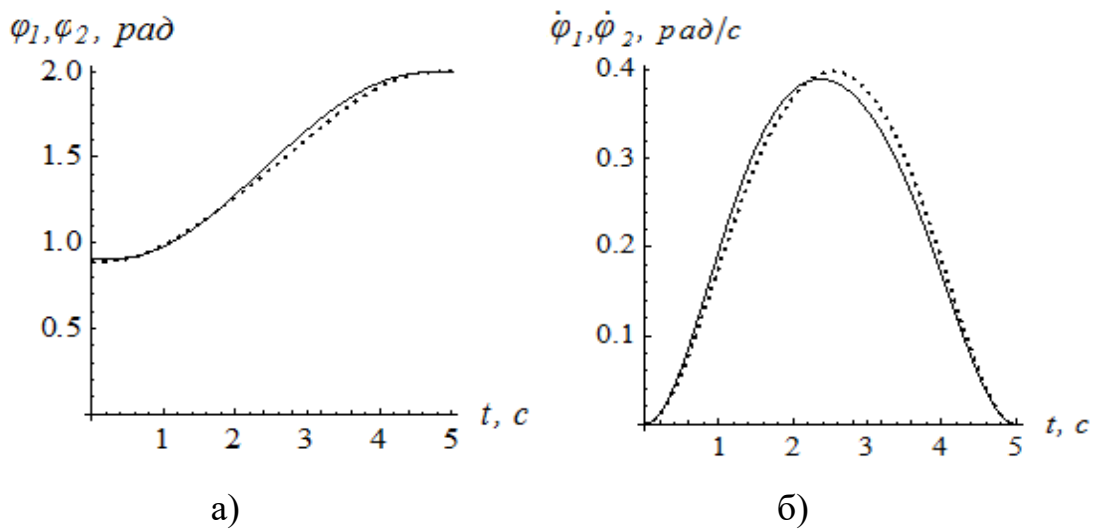


Рис. 6.6. Графіки зміни кутових координат (а) та швидкостей (б) щелеп:

$\varphi_1(t)$ – суцільною та $\varphi_2(t)$ – точковою лініями

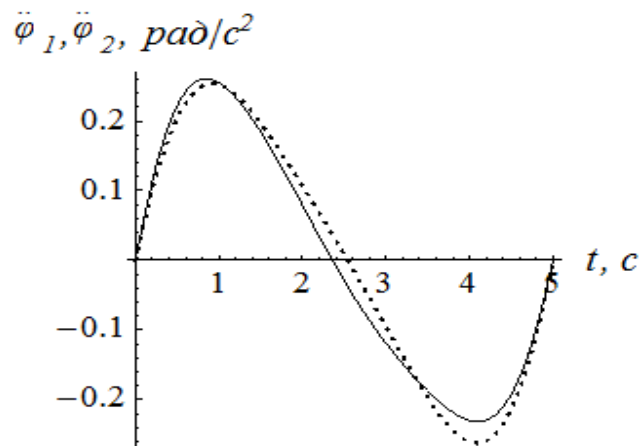


Рис. 6.7. Графік зміни кутових прискорень щелеп: $\varphi_1(t)$ – суцільною та $\varphi_2(t)$ –

точковою лініями

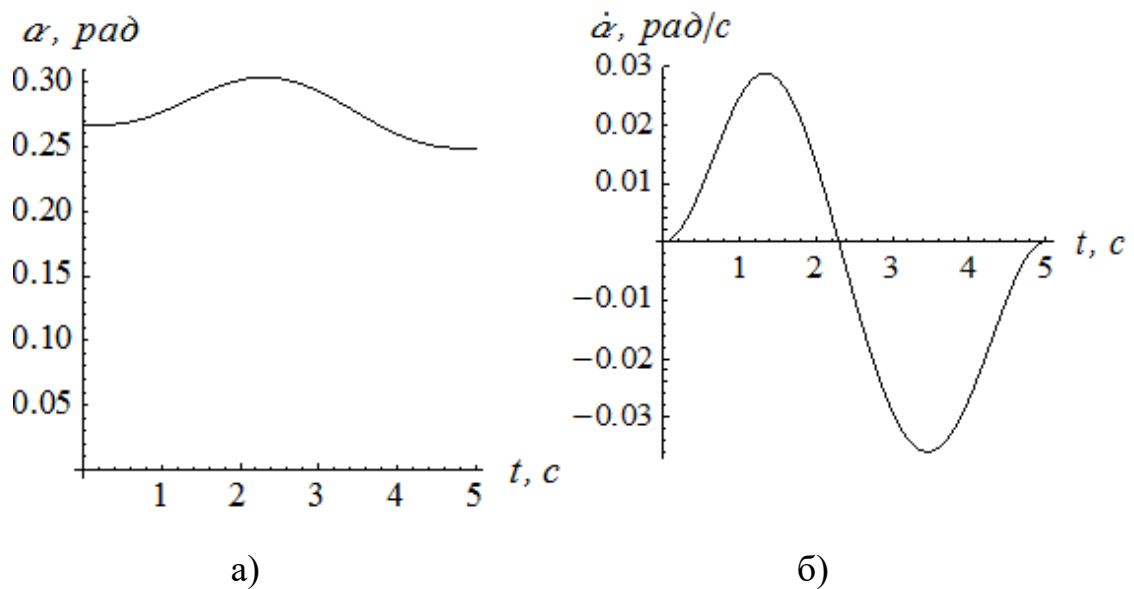


Рис. 6.8. Графіки зміни кутової координати (а) і швидкості (б) синхронізуючої тяги

З даних графіків видно, що отриманий оптимальний режим руху гідроциліндра при закриванні щелеп грейфера забезпечує незначну зміну кутових координат та плавну зміну кутової швидкості щелеп. Нульові прискорення на початку та в кінці руху забезпечують плавність руху механізму при перехідних режимах.

6.4. Оптимізація динамічного режиму руху грейферного гідрозахвата для лісоматеріалів

Для оптимізації динамічного режиму руху грейферного захвата використаємо інтегральний критерій, який представляє собою середнє за час руху значення динамічної складової потужності приводного механізму [143].

$$I_V = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} V dt \quad (6.34)$$

де t – час; $t_1=5c$ – тривалість руху штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше; V – «енергія» прискорень механічної системи [146].

Визначимо «енергію» прискорень механічної системи (потужність) грейфера

$$V = \frac{1}{2}m_1W_A^2 + \frac{1}{2}m_2W_B^2 + \frac{1}{2}J_{O_2}\ddot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}J_{O_1}\ddot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}m_5(\ddot{x}_K^2 + \ddot{y}_K^2) + \frac{1}{2}J_K\ddot{\alpha}^2, \quad (6.35)$$

де W_A, W_B – лінійні прискорення точок A і B щелеп грейфера (рис. 5.10);

\ddot{x}_K, \ddot{y}_K – горизонтальна та вертикальна складові прискорень центра мас синхронізуючої тяги;

$\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\alpha}$ – кутові прискорення відповідно лівої, правої щелеп та синхронізуючої тяги.

Прискорення точок A і B щелеп грейфера визначаються залежностями:

$$\begin{cases} W_A = \ddot{\varphi}_1 b; \\ W_B = \ddot{\varphi}_2 b. \end{cases} \quad (6.36)$$

Після підстановки залежностей (5.47) і (6.32) у вираз (6.31), отримаємо

$$V = \frac{1}{2}(m_1b^2 + m_5d^2 + J_{O_1})\ddot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}(m_2b^2 + J_{O_2})\ddot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{m_5c^2}{4} + J_K\right)\ddot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}m_5cd\ddot{\varphi}_1\ddot{\alpha}\cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \quad (6.37)$$

Якщо прийняти

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = \ddot{x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x}; \\ \ddot{\varphi}_2 = \ddot{x} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x}; \\ \ddot{\alpha} = \ddot{x} \frac{\partial \alpha}{\partial x}, \end{cases} \quad (6.38)$$

то енергія прискорень механічної системи має такий вигляд:

$$V = \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{o1}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{o2}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} m_5 c d \dot{x}^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \quad (6.39)$$

Для знаходження оптимального динамічного режиму руху грейферного механізму застосуємо класичне варіаційне числення. Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (6.34) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{x}} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0. \quad (6.40)$$

Після підстановки виразу (6.39) у рівняння (6.40) отримаємо:

$$\begin{aligned} & \ddot{x} \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{o1}) \left(\frac{d\varphi_1}{dx} \right)^2 + (m_2 b^2 + J_{o2}) \left(\frac{d\varphi_2}{dx} \right)^2 + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \times \right. \\ & \times \left. \left(\frac{d\alpha}{dx} \right)^2 + m_5 c d \frac{d\alpha}{dx} \frac{d\varphi_1}{dx} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) + \dot{x}^2 \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{o1}) \times \right. \\ & \times \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2 \varphi_1}{dx^2} + (m_2 b^2 + J_{o2}) \frac{d\varphi_2}{dx} \frac{d^2 \varphi_2}{dx^2} + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} + \frac{1}{2} m_5 c d \times \\ & \times \left. \left(\left(\frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2 \varphi_1}{dx^2} + \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \right) \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) - \left(\left(\frac{d\alpha}{dx} \right)^2 \frac{d\varphi_1}{dx} + \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. + \left(\frac{d\varphi_1}{dx} \right)^2 \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \right) \sin(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) \right) = 0. \end{aligned} \quad (6.41)$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням четвертого порядку. Розв'язання вказаного рівняння є досить складною задачею, яка не може бути розв'язана в аналітичному вигляді.

Використаємо прямий варіаційний метод [58]. Розв'яжемо диференціальне рівняння восьмого порядку $x'''''''' = 0$ при необхідних крайових умовах:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = 0; \\ x\left(\frac{t_1}{3}\right) = q_1; \\ x\left(\frac{2t_1}{3}\right) = q_2; \\ x(t_1) = x_0 + s; \dot{x}(t_1) = \ddot{x}(t_1) = 0. \end{cases} \quad (6.42)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі:

$$x(t) = \frac{1}{8t_1^7} (729q_1t^3(3t-2t_1)(t-t_1)^3(3t-t_1) - 729q_2t^3(t-t_1)^3 + (3t-2t_1) \times \\ \times (st^3(141t^2 - 312tt_1 + 175t_1^2) + t_1(81t^4 - 162t^3t_1 + 63t^2t_1^2 + 18tt_1^3 + 4t_1^4)x_0)) \quad (6.43)$$

де q_1, q_2 – положення штока гідроциліндра відповідно в моменти часу $t = t_1/3$ і $t = 2t_1/3$;

$s=0,25\text{м}$ – хід штока гідроциліндра;

$x_0=0,05\text{м}$ – початкове положення гідроциліндра.

Підставимо закон руху у підінтегральний вираз (6.39) функціоналу (6.34) та знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється у складну функцію параметрів q_1, q_2 . Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно розв'язати систему рівнянь

$$\begin{cases} \frac{\partial I}{\partial q_1} = 0; \\ \frac{\partial I}{\partial q_2} = 0. \end{cases} \quad (6.44)$$

Ці рівняння мають нелінійний алгебраїчний вигляд, тому будемо шукати мінімум критерію безпосередньо підстановкою значень q_1 і q_2 у вирази функціоналу та порівнювати величини критерію між собою. Для цього розроблено алгоритм, приведений нижче (рис. 6.8).

Сутність алгоритму полягає в тому, що на кожному кроці циклу до кожного значення q_1 і q_2 додається крок $\Delta = s \cdot 0.02$ і визначається величина критерію. Після проходження всіх циклів, значення порівнюються між собою і знаходиться найменше значення критерію (рис. 6.9).

На рис. 6.9 наведено поверхню відгуку, яка показує значення критерію (6.34) в залежності від значень параметрів q_1 і q_2 .

Також побудовано графіки швидкості та прискорення зміни положення штока гідроциліндра (рис. 6.10).

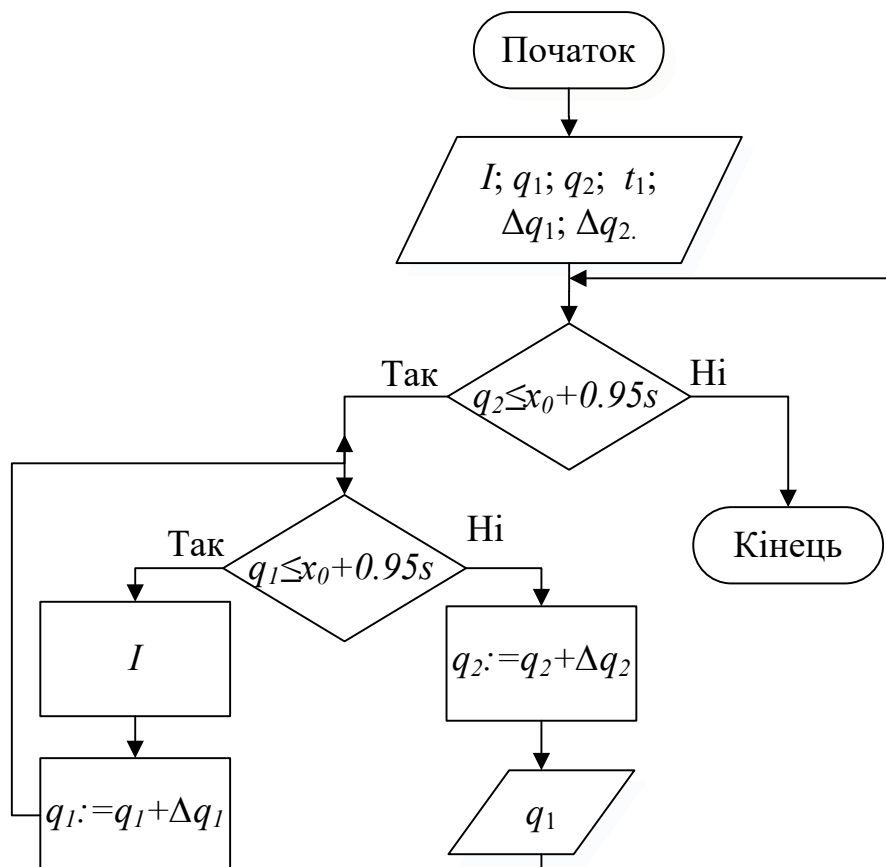


Рис. 6.8. Алгоритм знаходження параметрів q_1 і q_2 , які відповідають мінімуму критерія (6.34)

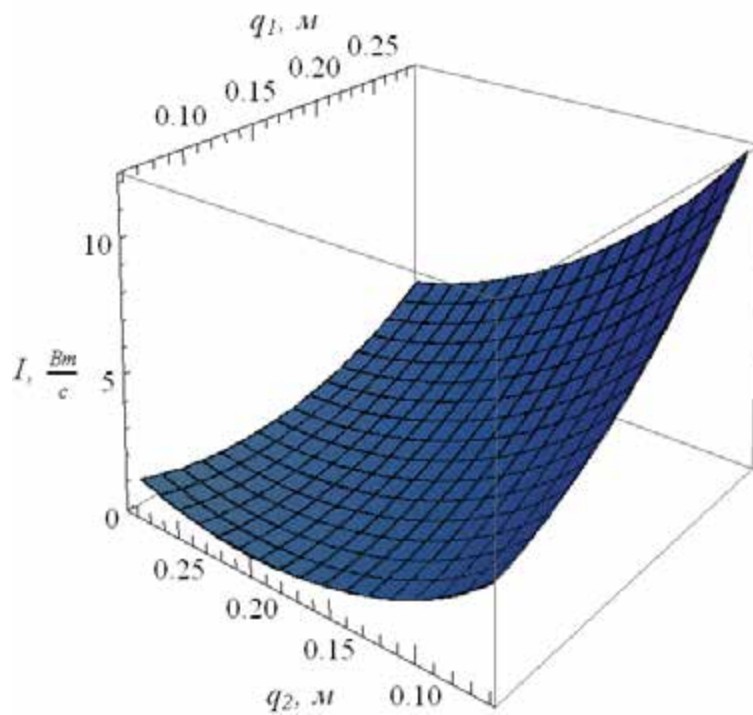


Рис. 6.9. Графік залежності величин критерію (6.34) від параметрів q_1 і q_2

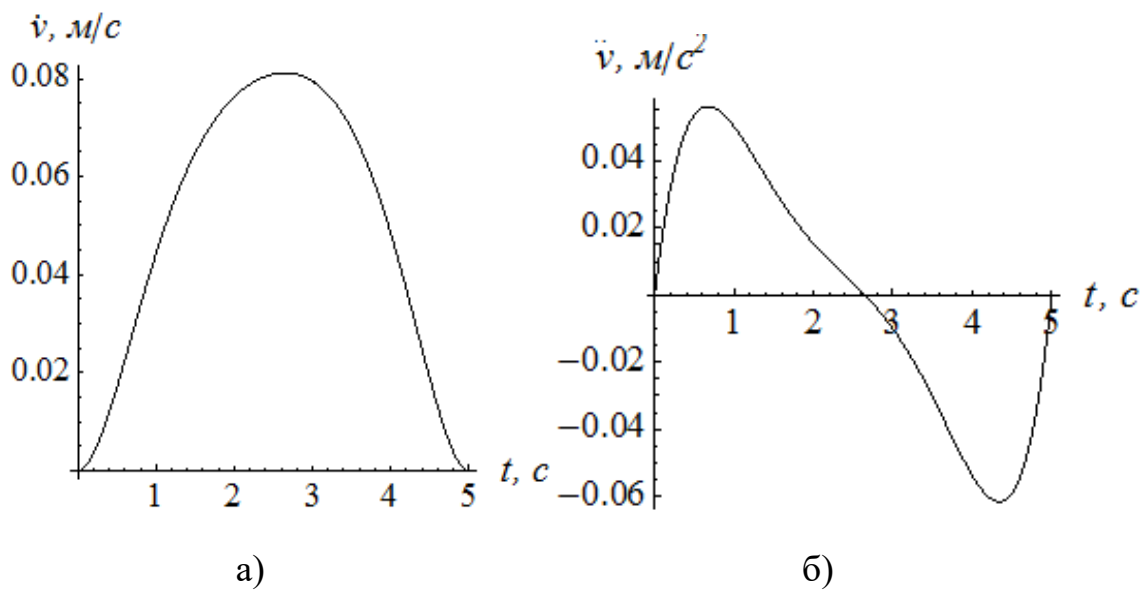


Рис. 6.10 Графіки швидкості (а) та прискорення (б) штоку гідроциліндра

На основі проведених розрахунків визначили, що найменше значення критерію досягається при $q_1=0,1075$, $q_2=0,2375$ (рис. 6.9). Для цих значень параметрів q_1 і q_2 наведено кінематичні функції руху щелеп, гідроциліндра та синхронізуючої тяги (рис. 6.10 – 6.12).

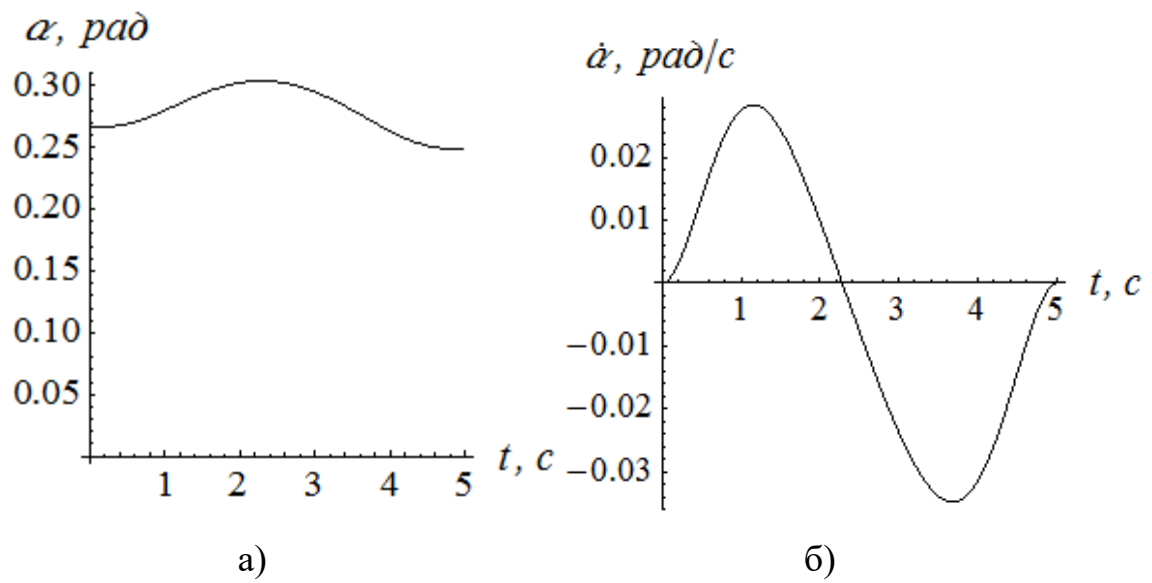


Рис. 6.12 Графіки зміни кутової координати (а) і швидкості (б) синхронізуючої тяги

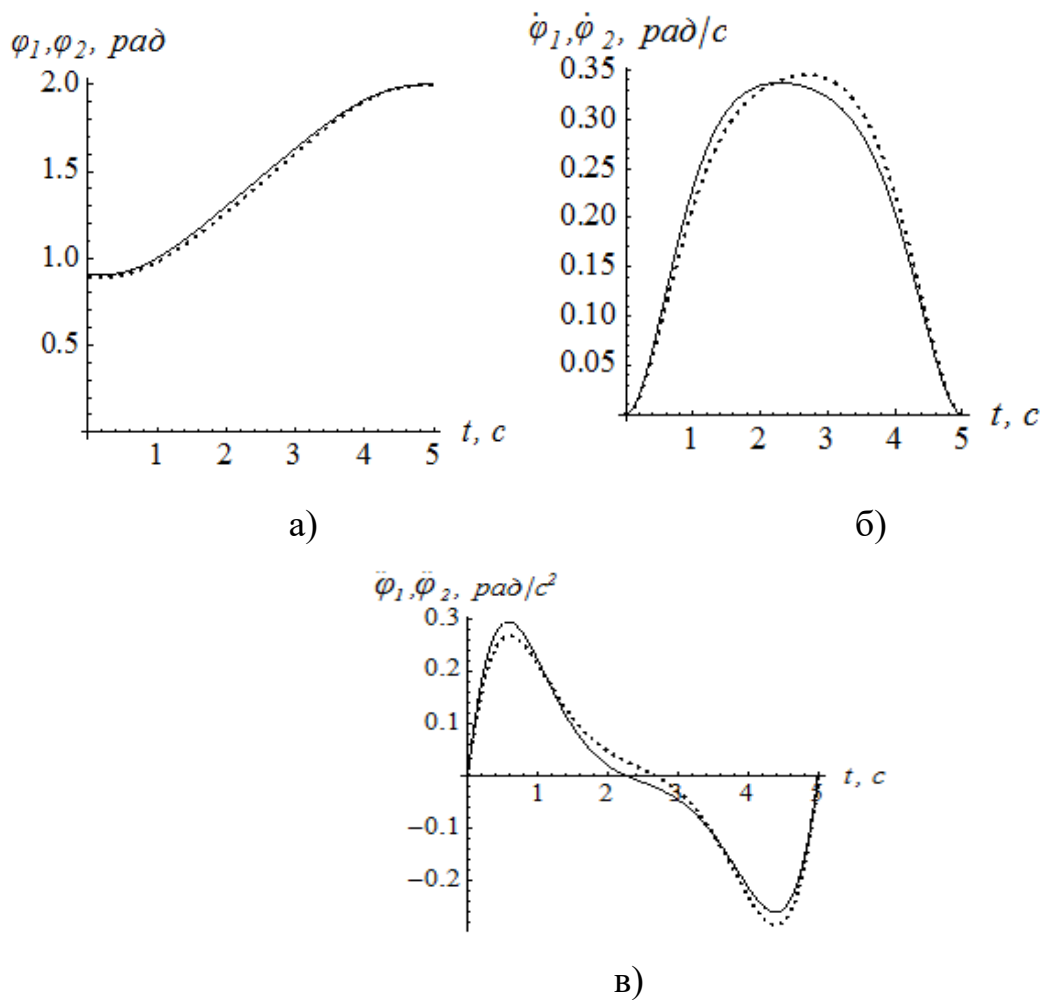


Рис. 6.11. Графіки зміни кутових координат (а), швидкостей (б) та прискорення (в) щелеп: $\varphi_1(t)$ – суцільною та $\varphi_2(t)$ – точковою лініями

З наведених графіків видно, що отриманий оптимальний режим руху гідроциліндра при закриванні щелеп грейфера забезпечує рух механізму з мінімальними динамічними навантаженнями та плавний рух при перехідних режимах роботи. Швидкість приводного гідроциліндра плавно зростає, досягає значення 0,08 м/с і так само плавно спадає. Максимальна кутова швидкість щелеп становить 0,34, 0,35 рад/с відповідно правої і лівої щелеп. Якщо порівнювати криві правої і лівої щелеп, то вони мають незначні відхилення і для спрощення розрахунків доцільно розглядати лише одну щелепу.

Вказані вище режими руху щелеп оптимізовані для холостого режиму руху без врахування захоплення вантажу.

6.5. Оптимізація режиму руху грейфера за критерієм середньої потужності

Оптимальний динамічний режим руху щелеп грейферного захвата з урахуванням вантажу, центр мас якого рухається вздовж внутрішньої поверхні щелепи може бути отриманий в результаті мінімізації інтегрального функціонала, який являє собою середню потужність за час руху, що витрачається на захоплення вантажу

$$I_V = \int_0^T V dt \rightarrow \min, \quad (6.45)$$

де в якості підінтегральної функції використана енергія прискорень наступного виду [146]

$$V = \frac{1}{2} J_0 \left(\ddot{\varphi} + \frac{M}{J_0} \right)^2, \quad (6.46)$$

в якій $J_0 = 8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції щелепи відносно осі обертання;

$\ddot{\varphi}$ – кутове прискорення щелепи;

M – момент сил щелепи (5.64).

Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (6.45) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{\partial V}{\partial \varphi} = 0, \quad (6.47)$$

яке для розглянутого механізму має вигляд:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{J_o} (834251.4\varphi^4 - 34965\varphi^5 - 162943.7\varphi^6 + 35989\varphi^7 + \varphi(606450.7 - \\ & - 1472.4\dot{\varphi}^2 - J_o 1515.6\ddot{\varphi})) + \varphi^2 (-885191.8 + J_o 1138.2\dot{\varphi}^2 - J_o 1472.4\ddot{\varphi}) + \\ & + \varphi^3 (-477316 + J_o 758.8\ddot{\varphi}) + J_o (-757.8\dot{\varphi}^2 + 1557.5\ddot{\varphi} + J_o \varphi^4) = 0. \end{aligned} \quad (6.48)$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням. Розв'язання рівняння (6.48) є досить складною задачею, тому скористаємося прямим варіаційним методом. Надалі задамо диференціальне рівняння

$$\varphi^{VII} = 0, \quad (6.49)$$

яке необхідно розв'язати при наступних крайових умовах:

$$\begin{cases} \varphi(0) = \varphi_0; \dot{\varphi}(0) = \ddot{\varphi}(0) = 0; \\ \varphi\left(\frac{T}{2}\right) = q; \\ \varphi(T) = \varphi_T; \dot{\varphi}(T) = \ddot{\varphi}(T) = 0. \end{cases} \quad (6.50)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі (6.49), (6.50):

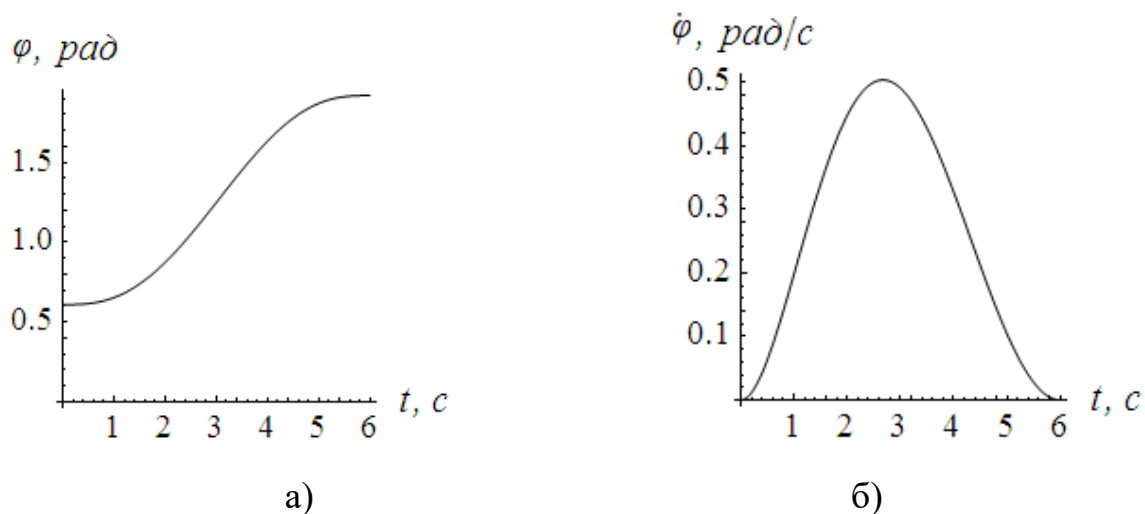
$$\varphi = \frac{-64qt^3(t-T)^3 - (2t-T)((t-T)^3(16t^2 + 5tT + T^2)\varphi_0 + t^3(16t^2 - 37tT + 22T^2)\varphi(T))}{T^6} \quad (6.51)$$

Підставимо отриманий закон руху щелепи у підінтегральний вираз (6.46) функціоналу (6.45) та знайдемо інтеграл. Обсяг виразу, який описує інтеграл є досить значним і тому ми його тут не приводимо, а винесемо в додатки (Додаток А). Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно чисельно розв'язати рівняння при таких параметрах ($\varphi_0 = 0,61$; $\varphi_T = 1,92$; $T = 6\text{с}$), для цього використаємо умову

$$\frac{\partial I}{\partial q} = 0. \quad (6.52)$$

Розв'язавши це рівняння, отримаємо наближений розв'язок варіаційної задачі. Представимо графіки знайдених кінематичних функцій щелепи (рис. 6.13).

З отриманих графіків видно, що оптимальний динамічний режим руху щелепи забезпечує плавну зміну швидкості та прискорення на всьому проміжку часу. Це свідчить про те, що в механізмі приводу не виникає значних динамічних навантажень. Також отримані залежності зміни кутового прискорення щелепи та швидкості висування приводного гідроциліндра.



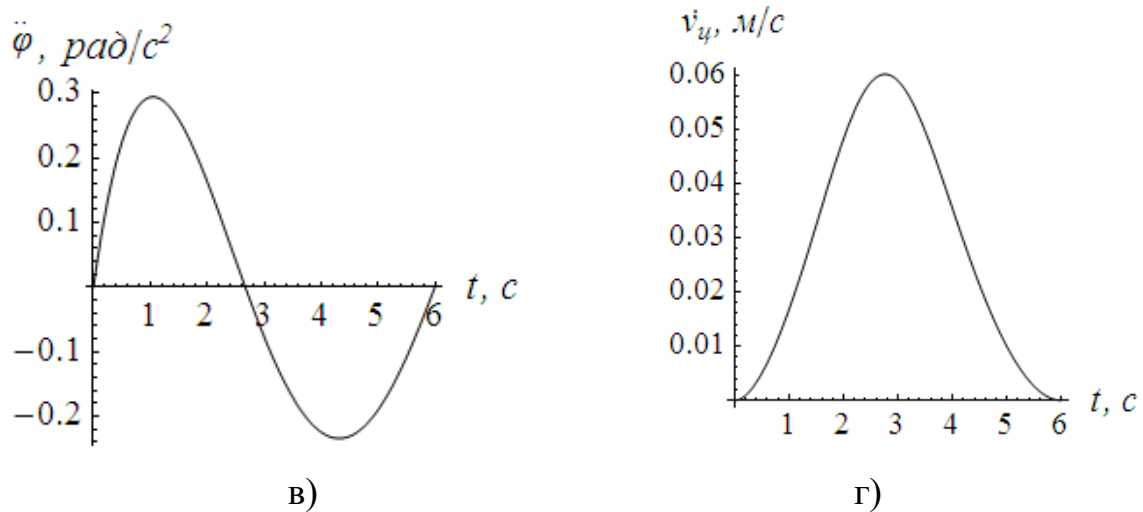


Рис. 6.13. Графіки функцій куткових координат повороту щелепи (а), її швидкості (б) та прискорення (в), швидкість руху гідроциліндра (г)

При роботі гідроциліндра в момент пуску у напірній магістралі відбувається плавна зміна тиску робочої рідини, що вказує на відсутність в гідросистемі гідроударів при такому режимі руху. Також синтезований закон руху щелепи грейфера, згідно обраному критерію, забезпечує мінімум витрат потужності на процес захоплення вантажу.

Порівнюючи оптимальний енергетичний (рис. 6.5 – 6.8), динамічний (рис. 6.10-6.12) і за критерієм середньої потужності режими руху (рис. 6.13), слід сказати, що вони практично не відрізняється, а їх максимальні відхилення не перевищують 10%. Характер зміни кривої кутової швидкості щелепи для всіх розглянутих режимів руху однаковий, а їх максимальні значення куткових швидкостей 0,4, 0,35 і 0,5 rad/s відповідно для енергетичного, динамічного і за критерієм середньої потужності режимів руху. Звідси можна зробити висновок, що для оптимізації режиму руху грейферного гідрозахвата можна використовувати будь-який критеріїв наведених вище.

Висновки до шостого розділу

1. Проаналізовані методи та обрані критерії оптимізації, за допомогою яких проведена оптимізація режиму розгону кранового візка з вантажем, та процесу захоплення грейфером.
2. Синтезовано оптимальний закон руху системи «візок – захват – вантаж» за комплексним критерієм, який дозволяє мінімізувати приводне зусилля, що діє на візок та відхилення вантажу від вертикалі візка. В результаті оптимізації зменшилось максимальне приводне зусилля на 29% з 23952 Н до 17000 Н. Середньоквадратичне значення зусилля в процесі розгону становить 7961 Н, що на 39% менше, ніж при не оптимальному режимі руху, яке становить 13080 Н. Зменшилась амплітуда коливань швидкості візка, приблизно в 1,2 рази, захвату 1,9 рази, а вантажу в 2 рази.
3. Синтезовані оптимальні закони руху грейфера, які мінімізують витрати кінетичної енергії та енергію прискорень системи для холостого режиму руху без врахування захоплення вантажу. В результаті чого швидкість приводного гідроциліндра плавно зростає, досягає значення 0,08 м/с і так само плавно спадає. Максимальна кутова швидкість щелеп становить 0,34, 0,35 рад/с відповідно правої і лівої щелеп.
4. Також синтезований закон руху щелепи гідрозахвата, згідно критерію, що забезпечує мінімум витрат потужності на процес захоплення колод. Даний режим руху щелепи забезпечує плавну зміну швидкості та прискорення на всьому проміжку часу. Також отримані залежності зміни кутового прискорення щелепи та швидкості висування приводного гідроциліндра. Максимальна швидкість висування штока гідроциліндра становить 0,06 м/с, а кутова швидкість щелеп 0,5 рад/с. При роботі гідроциліндра в момент пуску у напірній магістралі відбувається плавна зміна тиску робочої рідини, що вказує на відсутність в гідросистемі гідроударів при такому режимі руху.

5. Порівнюючи розглянуті вище оптимальні закони руху, слід сказати, що вони практично не відрізняється, а їх максимальні відхилення не перевищують 10%. Характер зміни кривої кутової швидкості щелепи для всіх розглянутих режимів руху однаковий, а їх максимальні значення кутових швидкостей 0,4, 0,35 і 0,5 рад/с відповідно для енергетичного, динамічного і за критерієм середньої потужності режимів руху. Звідси можна зробити висновок, що для оптимізації режиму руху грейферного гідрозахвата можна використовувати будь-який критеріїв наведених вище.

РОЗДІЛ 7

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

7.1. Програма експериментальних досліджень

Для підтвердження теоретичних досліджень, описаних в другому і третьому розділах, необхідно провести експериментальні дослідження.

Експериментальні дослідження передбачають визначення законів руху візка, вантажу, грейферного захвата та підтвердження адекватності теоретичних розрахунків на основі експериментальних даних.

В попередніх розділах визначено закони руху механізмів переміщень кранового візка на природній механічній характеристиці електродвигуна та порівняно їх з виведеними оптимальними законами руху. Метою даного розділу є порівняння теоретичних законів руху з законами, отриманими експериментальним шляхом. Це дасть можливість визначити ефективність використання оптимальних законів руху кранового візка з вантажем на практиці.

Оскільки при проведенні експериментальних досліджень на натурних механізмах виникають деякі складнощі, тому дослідження проводились на фізичній моделі. Для проведення експериментальних досліджень на фізичній моделі використано теорію подібності [147]. Дані експериментальні дослідження проводились в науково-дослідній лабораторії «Динаміки машин» кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України. В якості фізичної моделі було використано електричну таль з підвішеним на канаті грейферним захватом з пачкою круглих колод. Для дослідження грейферного захвата використано гідравлічний грейферний захват з гідравлічною насосною станцією.

Програма експериментальних досліджень передбачає наступні етапи:

- вибір критеріїв подібності фізичної моделі та розрахунок її параметрів;
- розробка та виготовлення фізичної моделі кранового візка з захватом і вантажем для проведення експериментальних досліджень в лабораторних умовах;
- розробка та виготовлення фізичної моделі грейферного захвата;
- підбір та розробка вимірювально-реєструючого обладнання для визначення основних параметрів руху фізичної моделі;
- планування експериментів для визначення параметрів руху візка при ручному керуванні та при керуванні за оптимальними законами;
- планування експериментів для визначення параметрів руху грейферного захвата при ручному керуванні та при керуванні за оптимальними законами;
- вибір методики для обробки масиву експериментальних даних [144].

7.2. Визначення параметрів фізичної моделі

Фізична модель відрізняється від натурального об'єкту лише розмірами, тобто модель за своїми розмірами може бути, частіше всього лише зменшеною копією природи або вона може (в деяких випадках) перевершувати за своїми розмірами природу. І в тому і в іншому випадку, для успішної і правильної побудови моделі необхідно, насамперед, знати основні закони подібності. Модель і натура будуть адекватні між собою, якщо при побудові моделі будуть виконані всі основні елементи подібності.

Для цього використаємо теорему подібності, визначимо умови подібності для тримасової системи «візок – захватний пристрій – вантаж» на основі системи диференціальних рівнянь (2.18). Усі параметри системи рівнянь позначимо індексами: для натурної машини – буквою «*N*», а для

моделі – «М». Виразимо параметри натурної машини через відповідні параметри її фізичної моделі і коефіцієнти подібності:

$$\begin{cases} m_H = \nu_m m_M; & \psi_H = \nu_\psi \psi_M; \\ m_{1H} = \nu_{m_1} m_{1M}; & s_H = \nu_s s_M; \\ m_{2H} = \nu_{m_2} m_{2M}; & \varphi_H = \nu_\varphi \varphi_M; \\ x_H = \nu_x x_M; & F_{pH} = \nu_{F_p} F_{pM}; \\ l_H = \nu_l l_M; & F_{oH} = \nu_{F_o} F_{oM}; \\ J_{cH} = \nu_{J_c} J_{cM}; & g_H = \nu_g g_M; \\ c_H = \nu_c c_M. \end{cases} \quad (7.1)$$

де $m_H, m_{1H}, m_{2H}, x_H, J_{cH}, F_{pH}, c_H, s_H, l_H, \psi_H, \varphi_H, g_H$ – параметри натурного об'єкта, що складається з візка, захвата і вантажу;

$m_M, m_{1M}, m_{2M}, x_M, J_{cM}, F_{pM}, c_M, F_{oM}, s_M, l_M, \psi_M, \varphi_M, g_M$ – відповідні параметри моделі;

$\nu_m, \nu_{m_1}, \nu_{m_2}, \nu_x, \nu_{J_c}, \nu_{F_p}, \nu_{F_o}, \nu_c, \nu_l, \nu_s, \nu_\psi, \nu_\varphi, \nu_g$ – коефіцієнти подібності.

Рівняння, які подібні рівнянням (2.18), для натурного кранового візка з захватом та вантажем і моделі з урахуванням системи (7.1) мають вигляд:

- перше рівняння:

$$\begin{cases} (m_H + m_{1H} + m_{2H}) \frac{d^2 x_H}{dt^2} + (m_{1H} + m_{2H}) l_H \frac{d^2 \psi_H}{dt^2} + m_{2H} s_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} \times \\ \times (\cos \varphi_{0H} - \varphi_H \sin \varphi_{0H}) - m_{2H} s_H \left(\frac{d\varphi_H}{dt} \right)^2 \sin \varphi_{0H} = F_{pH} - F_{oH}; \\ (m_M + m_{1M} + m_{2M}) \frac{d^2 x_M}{dt^2} + (m_{1M} + m_{2M}) l_M \frac{d^2 \psi_M}{dt^2} + m_{2M} s_M \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} \times \\ \times (\cos \varphi_{0M} - \varphi_M \sin \varphi_{0M}) - m_{2M} s_M \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2 \sin \varphi_{0M} = F_{pM} - F_{oM}, \end{cases} \quad (7.2)$$

- друге рівняння:

$$\left\{ \begin{aligned} & (m_{1H} + m_{2H}) \frac{d^2 x_H}{dt^2} + (m_{1H} + m_{2H}) l_H \frac{d^2 \psi_H}{dt^2} + m_{2H} s_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} (\cos \varphi_{0H} - \varphi_H \sin \varphi_{0H}) - \\ & - m_{2H} s_H \left(\frac{d\varphi_H}{dt} \right)^2 \sin \varphi_{0H} = -(m_{1H} + m_{2H}) g_H \psi_H; \\ & (m_{1M} + m_{2M}) \frac{d^2 x_M}{dt^2} + (m_{1M} + m_{2M}) l_M \frac{d^2 \psi_M}{dt^2} + m_{2M} s_M \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} (\cos \varphi_{0M} - \varphi_M \sin \varphi_{0M}) - \\ & - m_{2M} s_M \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2 \sin \varphi_{0M} = -(m_{1M} + m_{2M}) g_M \psi_M, \end{aligned} \right. \quad (7.3)$$

- третє рівняння:

$$\left\{ \begin{aligned} & m_{2H} s_H \left(\left(\frac{d^2 x_H}{dt^2} + \frac{d^2 \psi_H}{dt^2} l_H + \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} s_H (\cos \varphi_{0H} - \varphi_H \sin \varphi_{0H}) - \left(\frac{d\varphi_H}{dt} \right)^2 \sin \varphi_{0H} \right) \times \right. \\ & \times (\cos \varphi_{0H} - \varphi_H \sin \varphi_{0H}) - \frac{d\varphi_H}{dt} \left(\frac{dx_H}{dt} + \frac{d\psi_H}{dt} l_H + \frac{d\varphi_H}{dt} s_H (\cos \varphi_{0H} - \varphi_H \sin \varphi_{0H}) \right) \sin \varphi_{0H} \left. \right) + \\ & + J_{cH} \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} = -m_{2H} g_H s_H \sin \varphi_{0H} - (m_{2H} g_H s_H \cos \varphi_{0H} - c_H) \varphi_H; \\ & m_{2M} s_M \left(\left(\frac{d^2 x_M}{dt^2} + \frac{d^2 \psi_M}{dt^2} l_M + \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} s_M (\cos \varphi_{0M} - \varphi_M \sin \varphi_{0M}) - \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2 \sin \varphi_{0M} \right) \times \right. \\ & \times (\cos \varphi_{0M} - \varphi_M \sin \varphi_{0M}) - \frac{d\varphi_M}{dt} \left(\frac{dx_M}{dt} + \frac{d\psi_M}{dt} l_M + \frac{d\varphi_M}{dt} s_M (\cos \varphi_{0M} - \varphi_M \sin \varphi_{0M}) \right) \sin \varphi_{0M} \left. \right) + \\ & + J_{cM} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} = -m_{2M} g_M s_M \sin \varphi_{0M} - (m_{2M} g_M s_M \cos \varphi_{0M} - c_M) \varphi_M. \end{aligned} \right. \quad (7.4)$$

Згідно з третьою теоремою подібності, якщо два фізичні явища подібні та описуються однією системою рівнянь, то критерії подібності рівні між собою. Такими критеріями подібності при оцінці динаміки руху натурального об'єкта кранового візка з вантажем та його моделі можуть бути відношення відповідних членів рівнянь (7.2–7.4). Поділимо відповідні доданки рівнянь (7.2–7.4) між собою і запишемо співвідношення:

- перша система рівнянь:

$$\begin{aligned}
\frac{m_H \frac{d^2 x_H}{dt^2}}{m_M \frac{d^2 x_M}{dt^2}} &= \frac{m_{1H} \frac{d^2 x_H}{dt^2}}{m_{1M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2H} \frac{d^2 x_H}{dt^2}}{m_{2M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2H} s_H \cos \varphi_{0H} \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \\
&= \frac{m_{2H} s_H \sin \varphi_{0H} \varphi_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{m_{2H} s_H \sin \varphi_{0H} \left(\frac{d\varphi_H}{dt} \right)^2}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} = \\
&= \frac{l_H m_{1H} \frac{d^2 \psi_H}{dt^2}}{l_M m_{1M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{l_H m_{2H} \frac{d^2 \psi_H}{dt^2}}{l_M m_{2M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{F_{pH}}{F_{pM}} = \frac{F_{oH}}{F_{oM}};
\end{aligned} \tag{7.5}$$

- друга система рівнянь

$$\begin{aligned}
\frac{m_{1H} \frac{d^2 x_H}{dt^2}}{m_{1M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} &= \frac{m_{2H} \frac{d^2 x_H}{dt^2}}{m_{2M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2H} s_H \cos \varphi_{0H} \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \\
&= \frac{m_{2H} s_H \sin \varphi_{0H} \left(\frac{d\varphi_H}{dt} \right)^2}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} = \frac{m_{2H} s_H \sin \varphi_{0H} \varphi_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \\
&= \frac{l_H m_{1H} \frac{d^2 \psi_H}{dt^2}}{l_M m_{1M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{l_H m_{2H} \frac{d^2 \psi_H}{dt^2}}{l_M m_{2M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{-m_{1H} g_H \psi_H}{-m_{1M} g_M \psi_M} = \frac{m_{2H} g_H \psi_H}{m_{2M} g_M \psi_M};
\end{aligned} \tag{7.6}$$

- третя система рівнянь:

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{2H} s_H^2 \varphi_H \sin \varphi_{0H} \left(\frac{d\varphi_H}{dt} \right)^2}{m_{2M} s_M^2 \varphi_M \sin \varphi_{0M} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} = \frac{m_{2H} s_H^2 \cos \varphi_{0H} \sin \varphi_{0H} \left(\frac{d\varphi_H}{dt} \right)^2}{m_{2M} s_M^2 \cos \varphi_{0M} \sin \varphi_{0M} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} = \\
& = \frac{m_{2H} s_H \cos \varphi_{0H} \frac{d^2 x_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2H} s_H \sin \varphi_{0H} \varphi_H \frac{d^2 x_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{J_{cH} \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{J_{cH} \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}} = \\
& = \frac{m_{2H} s_H^2 \cos \varphi_{0H} \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M^2 \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{2m_{2H} s_H^2 \cos \varphi_{0H} \sin \varphi_{0H} \varphi_H \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{2m_{2M} s_M^2 \cos \varphi_{0M} \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \\
& = \frac{m_{2H} s_H^2 \sin \varphi_{0H} \varphi_H^2 \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{m_{2M} s_M^2 \sin \varphi_{0M} \varphi_M^2 \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{l_H m_{2H} s_H \cos \varphi_{0H} \frac{d^2 \psi_H}{dt^2}}{l_M m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \\
& = \frac{l_H m_{2H} s_H \sin \varphi_{0H} \varphi_H \frac{d^2 \psi_H}{dt^2}}{l_M m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{m_{2H} g s_H \cos \varphi_{0H} \varphi_H}{m_{2M} g s_M \cos \varphi_{0M} \varphi_M} = \frac{c_H \varphi_H}{c_M \varphi_M}. \tag{7.7}
\end{aligned}$$

Використавши залежності (7.1) перепишемо рівняння (7.5-7.7) та отримаємо:

- перше рівняння:

$$\begin{aligned}
& \frac{m_M v_m \frac{d^2 x_M v_x}{d(tv_t)^2}}{m_M \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{1M} v_{m1} \frac{d^2 x_M v_x}{d(tv_t)^2}}{m_{1M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2M} v_{m2} \frac{d^2 x_M v_x}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \\
& = \frac{m_{2M} v_{m2} s_M v_s \cos \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \frac{d^2 \varphi_M v_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{m_{2M} v_{m2} s_M v_s \sin \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \varphi_M v_{\varphi} \frac{d^2 \varphi_M v_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} =
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{2M} \nu_{m2} s_M \nu_s \sin \varphi_{0M} \nu_{\varphi_0} \left(\frac{d\varphi_M \nu_{\varphi}}{dt \nu_t} \right)^2}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} = \frac{l_M \nu_l m_{1M} \nu_{m1} \frac{d^2 \psi_M \nu_{\psi}}{d(tv_t)^2}}{l_M m_{1M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \\
& = \frac{l_M \nu_l m_{2M} \nu_{m2} \frac{d^2 \psi_M \nu_{\psi}}{d(tv_t)^2}}{l_M m_{2M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{F_{pM} \nu_{F_p}}{F_{pM}} = \frac{F_{oM} \nu_{F_o}}{F_{oM}};
\end{aligned} \tag{7.8}$$

- друге рівняння:

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{1M} \nu_{m1} \frac{d^2 x_M \nu_x}{d(tv_t)^2}}{m_{1M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2M} \nu_{m2} \frac{d^2 x_M \nu_x}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2M} \nu_{m2} s_M \nu_s \cos \varphi_{0M} \nu_{\varphi_0} \frac{d^2 \varphi_M \nu_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \\
& = \frac{m_{2M} \nu_{m2} s_M \nu_s \sin \varphi_{0M} \nu_{\varphi_0} \left(\frac{d\varphi_M \nu_{\varphi}}{dt \nu_t} \right)^2}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} = \\
& = \frac{m_{2M} \nu_{m2} s_M \nu_s \sin \varphi_{0M} \nu_{\varphi_0} \varphi_M \nu_{\varphi} \frac{d^2 \varphi_M \nu_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{l_M \nu_l m_{1M} \nu_{m1} \frac{d^2 \psi_M \nu_{\psi}}{d(tv_t)^2}}{l_M m_{1M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \\
& = \frac{l_M \nu_l m_{2M} \nu_{m2} \frac{d^2 \psi_M \nu_{\psi}}{d(tv_t)^2}}{l_M m_{2M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{-m_{1M} \nu_{m1} g_M \nu_g \psi_M \nu_{\psi}}{-m_{1M} g_M \psi_M} = \frac{m_{2M} \nu_{m2} g_M \nu_g \psi_M \nu_{\psi}}{m_{2M} g_M \psi_M};
\end{aligned} \tag{7.9}$$

- третє рівняння:

$$\frac{m_{2M} \nu_{m2} s_M^2 \nu_s \varphi_M \nu_{\varphi} \sin \varphi_{0M}^2 \nu_{\varphi_0} \left(\frac{d\varphi_M \nu_{\varphi}}{dt \nu_t} \right)^2}{m_{2M} s_M^2 \varphi_M \sin \varphi_{0M}^2 \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} = \frac{m_{2M} \nu_{m2} s_M^2 \nu_s \cos \varphi_{0M} \nu_{\varphi_0} \sin \varphi_{0M} \nu_{\varphi_0} \left(\frac{d\varphi_M \nu_{\varphi}}{dt \nu_t} \right)^2}{m_{2M} s_M^2 \cos \varphi_{0M} \sin \varphi_{0M} \left(\frac{d\varphi_M}{dt} \right)^2} =$$

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{2M} v_{m2} s_M v_S \cos \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \frac{d^2 x_M v_x}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \frac{m_{2M} v_{m2} s_M v_S \sin \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \varphi_M v_{\varphi} \frac{d^2 x_M v_x}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 x_M}{dt^2}} = \\
& \frac{J_{cM} v_{Jc} \frac{d^2 \varphi_M v_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{J_{cH} \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}} = \frac{m_{2M} v_{m2} s_M^2 v_S \cos \varphi_{0M}^2 v_{\varphi_0} \frac{d^2 \varphi_M v_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M^2 \cos \varphi_{0M}^2 \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \\
& \frac{2m_{2M} v_{m2} s_M^2 v_S \cos \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \sin \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \varphi_M v_{\varphi} \frac{d^2 \varphi_M v_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{2m_{2M} s_M^2 \cos \varphi_{0M} \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \\
& \frac{m_{2M} v_{m2} s_M^2 v_S \sin \varphi_{0M}^2 v_{\varphi_0} \varphi_M^2 v_{\varphi} \frac{d^2 \varphi_M v_{\varphi}}{d(tv_t)^2}}{m_{2M} s_M^2 \sin \varphi_{0M}^2 \varphi_M^2 \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{l_M v_l m_{2M} v_{m2} s_M v_S \cos \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \frac{d^2 \psi_M v_{\psi}}{d(tv_t)^2}}{l_M m_{2M} s_M \cos \varphi_{0M} \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \\
& \frac{l_M v_l m_{2M} v_{m2} s_M v_S \sin \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \varphi_M v_{\varphi} \frac{d^2 \psi_M v_{\psi}}{d(tv_t)^2}}{l_M m_{2M} s_M \sin \varphi_{0M} \varphi_M \frac{d^2 \psi_M}{dt^2}} = \frac{m_{2M} v_{m2} g v_g s_M v_S \cos \varphi_{0M} v_{\varphi_0} \varphi_M v_{\varphi}}{m_{2M} g s_M \cos \varphi_{0M} \varphi_M} = \\
& = \frac{c_M v_c \varphi_M v_{\varphi}}{c_M \varphi_M}.
\end{aligned} \tag{7.10}$$

Згідно з теоремою подібності для отриманих співвідношень відкидаємо знаки диференціювання, бо вони не мають розмірностей. Також скоротимо рівняння, вважаючи, що коефіцієнти подібності $v_{\varphi} = v_{\varphi_0} = v_{\psi} = 1$, оскільки при фізичному моделюванні кутові координати не підлягають масштабуванню (тобто $\varphi_M = \varphi_H$).

Скорочуємо вирази (7.8–7.10) та отримуємо співвідношення між коефіцієнтами подібності:

- з першого рівняння:

$$\begin{aligned} \frac{V_m V_x}{v_t^2} &= \frac{V_{m1} V_x}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_x}{v_t^2} = \frac{V_m V_S}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \\ &= \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \frac{V_l V_{m1}}{v_t^2} = \frac{V_l V_{m2}}{v_t^2} = V_{F_p} = V_{F_o}; \end{aligned} \quad (7.11)$$

- з другого рівняння:

$$\begin{aligned} \frac{V_{m1} V_x}{v_t^2} &= \frac{V_{m2} V_x}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \\ &= \frac{V_l V_{m1}}{v_t^2} = \frac{V_l V_{m2}}{v_t^2} = V_{m1} V_g = V_{m2} V_g; \end{aligned} \quad (7.12)$$

- з третього рівняння:

$$\begin{aligned} \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} &= \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S V_x}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S V_x}{v_t^2} = \\ &= \frac{V_{J_c}}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \frac{V_{m2} V_S}{v_t^2} = \\ &= \frac{V_l V_{m2} V_S}{v_t^2} = \frac{V_l V_{m2} V_S}{v_t^2} = V_{m2} V_g V_S = V_c. \end{aligned} \quad (7.13)$$

Аналізуючи вирази (7.11–7.13) можна записати:

$$V_m = V_{m1} = V_{m2} = V_M; \quad (7.14)$$

$$V_x = V_s = V_l; \quad (7.15)$$

$$V_{J_c} = V_M V_s; \quad (7.16)$$

$$V_c = V_M V_g V_s; \quad (7.17)$$

$$V_{F_p} = V_{F_o} = V_{F_W}. \quad (7.18)$$

Оберемо в якості натурального об'єкта консольно-козловий кран ККЛ-16 оснащений грейферним захватом ЛТ-185 з вантажем, технічні дані якого приведені в роботі [148] (табл. 7.1). Такий кран може виконати весь комплекс розвантажувально-завантажувальних робіт на нижньому складі. Кран може постачатися з радіальним грейфером і захватом рамного типу.

Таблиця 7.1.

Основні технічні характеристики консольно-козлового крана ККЛ-16

| Основні характеристики | Одиниця вимірювання | Величина |
|---|---------------------|----------|
| Вантажопідйомність | кг | 16000 |
| Швидкість руху візка | м/с | 1 |
| Приведена до поступального руху маса візка (маса візка і приведена до поступального руху маса обертових частин: роторів двигунів, з'єднувальних муфт, валів і т.д.) | кг | 1600 |
| Потужність механізму приводу візка | кВт | 11 |
| Швидкість обертання валів двигунів | об/хв | 950 |
| Радіус колеса візка | м | 0,275 |
| Загальне передаточне число механізму переміщення візка | - | 29,5 |
| Прольот перевантажувача | м | 32 |
| Шлях переміщення вантажного візка | м | 52 |
| Маса електрогідравлічного захвата ЛТ-185 | кг | 4000 |

В якості моделі використано електроталь, технічна характеристика якої подана в табл. 7.2.

Знайдемо коефіцієнт подібності за масами (4.12):
$$v_m = \frac{m_{.H}}{m_{.M}} = \frac{1600}{79,4} = 20,1.$$

Таким чином, номінальній вантажопідйомності натурального навантажувача відповідає маса захвата і вантажу фізичної моделі

$$m_{1M} + m_{2M} = \frac{16000}{20.1} \approx 796 \text{ кг.}$$

Таблиця 7.2

Основні технічні характеристики електроталі

| Основні характеристики | Одиниця вимірювання | Величина |
|--|---------------------|----------|
| Вантажопідйомність | кг | 500 |
| Швидкість руху візка | м/с | 0,33 |
| Маса візка | кг | 70 |
| Приведена до поступального руху маса візка (маса візка і приведена до поступального руху маса обертових частин: ротора двигуна, зубчастих коліс, валів і т.д.) | кг | 79,4 |
| Потужність механізму приводу візка | кВт | 0,08 |
| Швидкість обертання вала двигуна | об/хв | 1400 |
| Радіус колеса візка | м | 0,0425 |
| Загальне передаточне число механізму переміщення візка | - | 20,76 |
| Довжина монорейки | м | 5,4 |
| Максимальна довжина гнучкого підвісу вантажу | м | 2,2 |

Визначимо коефіцієнт подібності для сили, що діє на візок зі сторони приводного механізму. Для цього поділимо вирази, за якими знаходяться приводні сили візка перевантажувача та електроталі:

$$\begin{aligned}
v_{F_p} &= \frac{\frac{M_{\text{кол.Н}}}{M_{\text{кол.М}}} = \frac{M_{\text{дв.Н}} \cdot u_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Н}}}{M_{\text{дв.М}} \cdot u_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{М}}}}{\frac{r_{\text{кол.М}}}{r_{\text{кол.Н}}}} = \frac{9550 \frac{P_{\text{дв.Н}}}{n_{\text{дв.Н}}} \cdot u_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Н}}}{9550 \frac{P_{\text{дв.М}}}{n_{\text{дв.М}}} \cdot u_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{М}}} = \\
&= \frac{P_{\text{дв.Н}} \cdot u_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Н}} \cdot n_{\text{дв.М}} \cdot r_{\text{кол.М}}}{n_{\text{дв.Н}} \cdot r_{\text{кол.Н}} \cdot P_{\text{дв.М}} \cdot u_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{М}}}, \tag{7.18}
\end{aligned}$$

де $M_{\text{кол.Н}}$, $M_{\text{кол.М}}$ – моменти, що діють на приводні колеса візка перевантажувача (натури) та електроталі (моделі) відповідно;

$r_{\text{кол.Н}}$, $r_{\text{кол.М}}$ – радіус коліс візків натури та моделі відповідно;

$M_{\text{дв.Н}}$, $M_{\text{дв.М}}$ – номінальні моменти двигунів натури та моделі;

$u_{\text{Н}}$, $u_{\text{М}}$ – загальні передаточні числа натури та моделі;

$\eta_{\text{Н}}$, $\eta_{\text{М}}$ – коефіцієнти корисної дії механізмів переміщення візків натури та моделі;

$P_{\text{дв.Н}}$, $P_{\text{дв.М}}$ – номінальні потужності двигунів візків натури та моделі;

$n_{\text{дв.Н}}$, $n_{\text{дв.М}}$ – номінальні швидкості обертання валів приводних двигунів на візках натури та моделі. На основі (7.18) маємо:

$$v_{F_p} = \frac{11 \cdot 29,5 \cdot 0,8 \cdot 1400 \cdot 0,0425}{950 \cdot 0,275 \cdot 0,08 \cdot 20,76 \cdot 0,8} = 44,49.$$

Розрахуємо коефіцієнт подібності лінійної швидкості руху візка $v_{\dot{x}}$:

$$v_{\dot{x}} = \frac{\dot{x}_{\text{Н}}}{\dot{x}_{\text{М}}} = \frac{1}{0,33} = 3,03.$$

Тепер необхідно знайти коефіцієнти подібності v_x , v_t , v_l . Безпосередньо з (7.13) невідомі v_x та v_t знайти важко. Тому, з урахуванням

$v_{\dot{x}} = \frac{\dot{x}_{1\text{ном.Н}}}{\dot{x}_{1\text{ном.М}}}$ представимо вираз (7.13) в такому вигляді:

$$v_{F_p} = v_m \frac{v_x}{v_t^2} = v_m \frac{v_{\dot{x}}}{v_t}. \tag{7.19}$$

З виразу (7.19) неважко встановити величину коефіцієнту подібності по часу через відомі величини V_{F_p} та $v_{\dot{x}}$:

$$v_t = \frac{v_m v_{\dot{x}}}{V_{F_p}}. \quad (7.20)$$

З формули (7.20) маємо: $v_t = \frac{v_m v_{\dot{x}}}{V_{F_p}} = \frac{20,1}{44,49} \cdot \frac{1}{0,33} \approx 1,37$.

Знайдемо невідомий v_x : $v_x = v_{\dot{x}} v_t = \frac{1}{0,33} 1,37 \approx 4,15$.

7.3. Конструкція фізичної моделі

Фізична модель кранового перевантажувача являє собою кран-балку (двутавр №20) встановлену на опорах (рис. 7.1). По полицях кран-балки рухається візок (електрична таль). Привод візка здійснюється від асинхронного короткозамкненого двигуна ФТТ-0,08/4. Живлення приводу здійснюється від кабелів, підвішених на тросі.

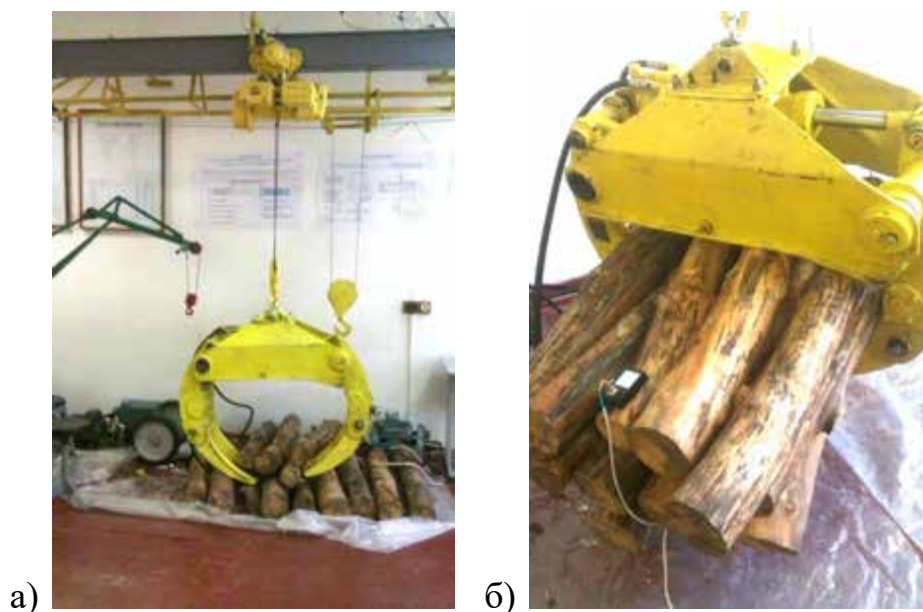


Рис. 7.1. Зовнішній вигляд фізичної моделі крана з грейферним захватом (а) та захват з вантажем (б)

До візка на канаті підвішений грейферний захват лісонавантажувача ПЛГ - 50, який приводиться в рух гідронасосною станцією (рис. 7.2).



Рис. 7.2. Гідронасосна станція приводу грейферного захвата

Для керування електродвигуном приводу моделі кранового візка та приводу гідронасосної станції обрано частотний перетворювач FR-S540-E-2.2К-ЕС (Mitsubishi Electric), основні технічні характеристики якого приведені в табл. 7.3 [149].

Таблиця 7.3

Технічні характеристики частотного перетворювача FR-S540-E-2.2К-ЕС

| Параметр | Значення параметра |
|-------------------------------|-------------------------------|
| 1 | 2 |
| Потужність перетворювача | 2,2 кВт |
| Номінальна вихідна потужність | 3,7 кВА |
| Потужність джерела живлення | 5,5 кВА |
| Номінальний вихідний струм | 4,8 А |
| Перевантаження | 150% при 60 с; 200% при 0,5 с |
| Напруга живлення | 380 В |

Продовження таблиці 7.2

| 1 | | 2 |
|--|----------------------------|--|
| Допустимий інтервал напруг | | 323-528 В |
| Діапазон вихідних частот | | 0,5...120 Гц |
| Допустиме відхилення частоти | | ±5 % |
| Параметр | | Значення параметра |
| Час розгону/гальмування | | 0; 0,1;...999 с |
| Тип характеристики розгону/гальмування | | лінійна, S-подібна |
| Максимальний пусковий момент | | 0,15M _{ном} |
| Способи гальмування | 1) генераторне гальмування | гальмівний момент 0,2M _{ном} |
| | 2) динамічне гальмування | час гальмування 0...10 с |
| | | напруга гальмування 0,15U _{ном} |
| Керування | | 1) зовнішнє 2) керування з пульта 3) комп'ютерне |
| Ступінь захисту | | IP 20 |
| Охолодження | | примусове повітряне |

Даний частотний перетворювач може реалізовувати закони $\frac{U}{U_{ном}} = \frac{f}{f_{ном}}$

та $\frac{U}{U_{ном}} = \left(\frac{f}{f_{ном}}\right)^2$. Нами встановлено такий закон керування зміни напруги

живлення двигуна при зміні частоти: $\frac{U}{U_{ном}} = \frac{f}{f_{ном}}$. Вибір цього закону

обумовлений тим, що штучні механічні характеристики двигуна за невеликих частот напруги живлення мають достатньо великі критичні моменти. Тому задання цієї характеристики дозволить двигуну візка краще відпрацювати задану швидкість.



Рис. 7.3. Щиток з частотним перетворювачем для автоматичного керування електродвигуном

Фізична модель дозволяє реалізовувати як ручне, так і комп'ютерне керування рухом візка.

Перемикання режимів керування здійснюється за допомогою кнопок в щитку. При цьому замикаються контакти пускачів і підключають частотний перетворювач FR-540E-2,2K-ES до клем електродвигуна. Тоді з'являється можливість живити двигун струмом з частотою, яка буде змінюватись за певним заданим законом.

Графіки зміни закону частоти струму, що подається на частотний перетворювач для реалізації певних оптимальних законів руху зображені на рис. 7.4.

Все стаціонарне електрообладнання (частотний перетворювач, пускачі та кнопки) змонтовано в щитку (рис. 7.3).

Таким чином, конструкція даної фізичної моделі дозволяє проводити експериментальні дослідження з визначення основних характеристик перехідних процесів руху кранового візка та грейферного захвата.

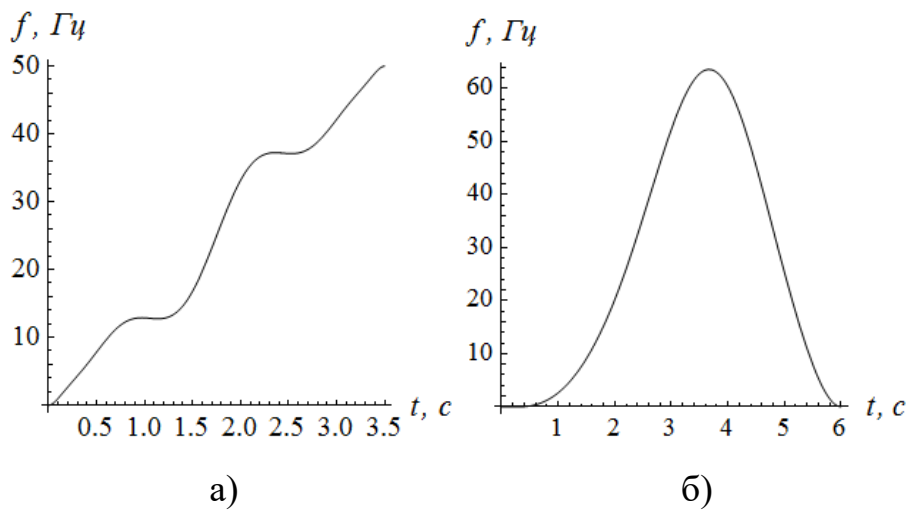


Рис. 7.4. Графіки зміни частоти струму асинхронного електродвигуна, що відповідають оптимальним законам руху: а) візка, б) гідрозахвата.

Керування гідроприводом грейферного захвата відбувається за допомогою програмного гідроприводу, тобто по заздалегідь заданому закону руху. Функціональна схема керування представлена на рис. 7.5.

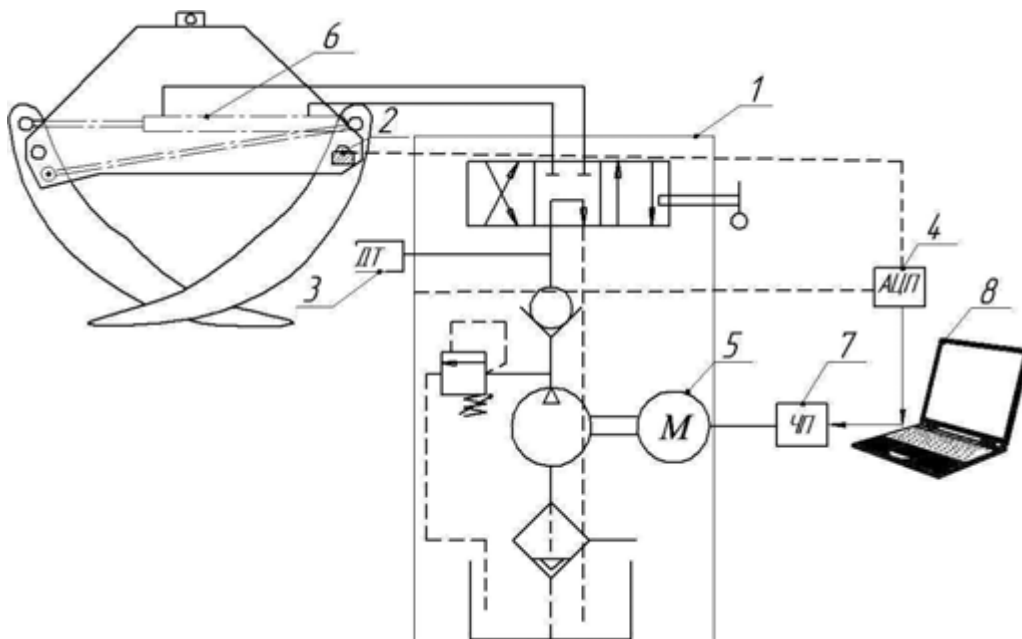


Рис. 7.5. Схема керування програмним гідроприводом грейферного захвата:
 1 – гідронасосна станція; 2 – кутовий енкодер; 3 – датчик тиску; 4 – аналогово-цифровий перетворювач; 5 – електродвигун; 6 – гідроциліндр; 7 – частотний перетворювач; 8 – комп'ютер

На комп'ютері встановлена програма керування електродвигуном приводу грейферного захвата, з якого відправляється сигнал на частотний перетворювач. З частотного перетворювача подається необхідна частота на електродвигун, яка відповідає оптимальному закону руху механізма.

7.4. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення характеристик руху фізичної моделі

Наведена конструкція фізичної моделі (рис. 7.1.) дозволяє проводити експериментальні дослідження з визначення основних характеристик перехідних процесів руху кранового візка та грейферного захвата. Оскільки при роботі крана виникають динамічні навантаження в механізмі приводу візка, то необхідно визначити його швидкість і прискорення. Для визначення коливань захвату і вантажу необхідно встановлювати датчики відхилення каната від вертикалі. Також вимірюється струм, що споживає електродвигун під час навантажень.

Всі датчики, які встановлюються на фізичну модель зв'язані з пристроєм збору даних (рис. 7.6). Для кожного з датчиків виділяється індивідуальний канал(и). В процесі проведення експерименту інформація з датчиків надходить до пристрою збору даних, який за допомогою розробленої програми на ПК конвертує дані у файл тестового формату.

Для датчика вимірювання переміщення візка (рис. 7.7, а) розроблено кронштейн із металевого кутника, який одним кінцем кріпиться до візка, а іншим до датчика ENC Autonics. Колесо датчика перекочується по рейці і механічне обертання вала, на якому знаходяться колеса, перетворюється у набір електронних імпульсів. При проходженні 1 мм шляху, енкодер видає 1 імпульс. Такої точності достатньо для вимірювання переміщення візка. Датчик координати візка закріплений до вантажного візка таким чином, що його колесо торкається полиці двотавра, по якій переміщується візок (рис. 7.6).

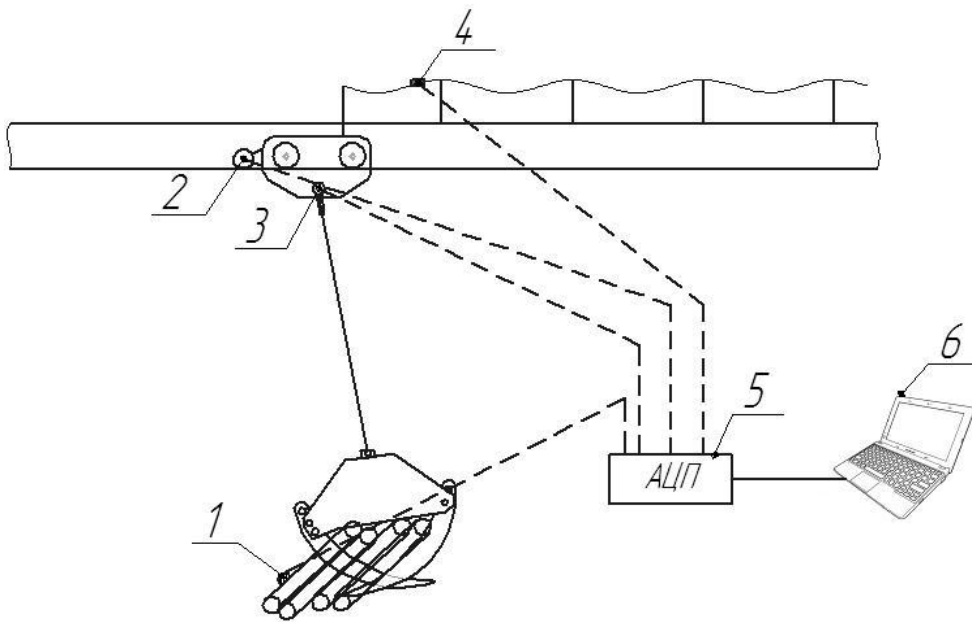


Рис. 7.6. Схема розташування датчиків: 1 – датчик прискорення (акселерометр); 2 – датчик переміщення візка (енкодер); 3 – датчик відхилення вантажу (енкодер); 4 – датчик струму; 5 – аналогово-цифровий перетворювач; 6 – персональний комп’ютер

На рис. 7.7 показано розташування вимірювальних датчиків на фізичній моделі.



Рис. 7.7. Обладнання для збору експериментальних даних

На рис. 7.7 зображено розташування вимірювальних датчиків: 2 – датчик переміщення візка (лінійний енкодер), 3 – датчик відхилення вантажу (кутовий енкодер) і 1 – датчик прискорення (акселерометр).

Для вимірювання кута відхилення канату з вантажем від вертикалі (рис. 7.6, а) у повздовжньому напрямку використовується інкрементальний енкодер кутового переміщення MOL-40 Megatron, який закріплений на візку та з'єднаний з канатом спеціальною тягою. При відхиленні каната з вантажем від вертикалі, тяга прикріплена до каната обертає вал датчика на кут відхилення, датчик фіксує імпульси та передає їх до АЦП. Коливання вантажу у вертикальній площині вимірюється датчиком прискорення (акселерометром) MMA7260Q, який жорстко прикріплений до колод (рис. 7.7, б).

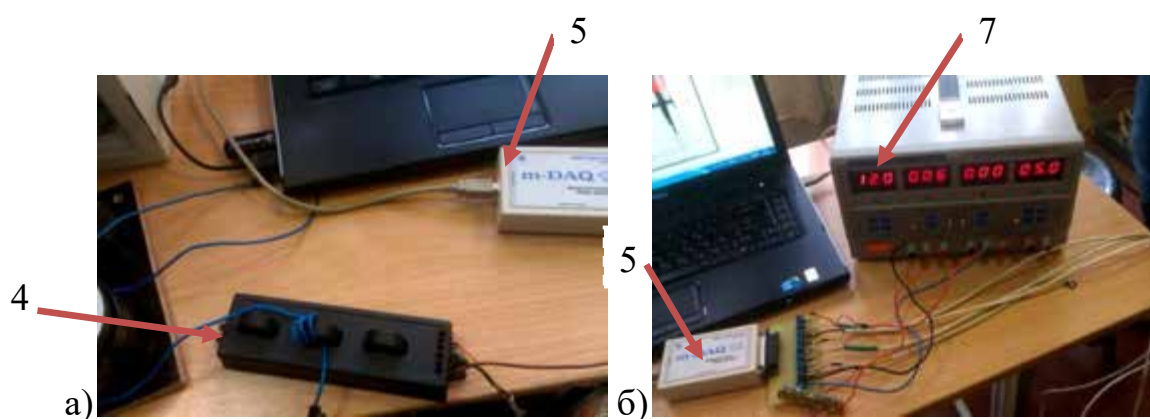


Рис. 7.8 Зображення вимірювально-реєструючого обладнання: 4 – датчик струму, 5 – аналогово-цифровий перетворювач; 7 – блок живлення.

Споживаний струм асинхронного електродвигуна приводного візка вимірюється лінійним датчиком струму (рис. 7.8, а) CSLA1CD 0612 MEX.

Цифрові сигнали від датчиків надходять на вхід модуля m-DAQ14 (рис. 7.8, б), який забезпечує неперервний (синхронізований по внутрішньому таймеру) збір даних на частотах дискретизації АЦП від 1 до 350 кГц, технічні характеристики якого наведені в таблиці 7.4.

Модуль m-DAQ14 [150] дозволяє підключати до 8-ми каналів. Даний АЦП в реальному часі приймає отримані від датчиків імпульси, розпізнає їх та формує пакети даних для передачі на персональний комп'ютер (рис. 7.9). Програма, що керує модулем m-DAQ14 дозволяє зберігати масиви даних в

форматі txt. Надалі обробка отриманих даних виконується в програмі Mathematica.

Таблиця 7.4

Технічні характеристики пристрою збору даних

| Характеристика | Опис |
|---|--|
| 1 | 2 |
| Інтерфейс зв'язку з ПК | USB 2.0 |
| Кількість аналогових каналів | 4 диференціальних або 8 однопровідних |
| Вхідний діапазон сигналів, В | ± 10 |
| Гранична вхідна напруга відносно AGND (землі), В | ± 15 (при включеному інтерфейсі USB) ± 10 (при відключеному інтерфейсі USB) |
| Розрядність АЦП, біт | 14 |
| Максимальна диференціальна нелінійність перетворення, МЗР | -1...+1,5 |
| Максимальна інтегральна нелінійність перетворення, МЗР | $\pm 1,5$ |
| Максимальна частота дискретизації, кГц | 100 |
| Живлення пристрою | від шини USB |
| Максимальний споживаний струм, мА: | 250 (в активному режимі) |
| Габаритні розміри, мм | 60x100x28 |
| Маса, кг | 0,10 |
| Тип роз'ємну для підключення аналогових сигналів | DB-25F |

| | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1 | 2 |
| Відносна вологість, % | 5-90 (без конденсації вологи) |
| Температурний діапазон, оС | 5...+40 |
| Матеріал корпусу | пластик |

В таблиці 7.5 наведені технічні характеристики датчиків, які використовувались для вимірювань.

Таблиця 7.5

Характеристики датчиків

| Вимірюваний параметр | Марка чутливого елементу | Фірма-виробник чутливого елементу | Абсолютна похибка вимірювання | Межі вимірювання | Чутливість |
|----------------------|--------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|---|
| Струм | CSLA1CD 0612 MEX | Honeywell | 0,03 А | 0...57А | 0.05 В/А |
| Напруга | - | - | - | Обмежені максимальною напругою | 0,043 В/В 0,020 В/В 0,09 В/В |
| Лінійне переміщення | ENC | Autonics | 1мм | - | 1 імп/мм |
| Кутове переміщення | MOL-40 | Megatron | 0,10 градус | - | 3600 імп/об |
| Прискорення | MMA7260 Q | Freescale Semiconductor | 0,03 м/с ² | 0...60 м/с ² | 0,078 В· м/с ² |

Розроблена система дозволяє проводити підключення енкодерів, акселерометрів та датчиків струму для збору необхідних експериментальних даних та передачі їх на персональний комп'ютер у вигляді, придатному для подальшої обробки.



Рис. 7.9. Зовнішній вигляд модуля m-DAQ14 із електронним обладнанням для збору даних

Для дослідження роботи грейферного захвату вимірювалися навантаження в гідросистемі приводу захватного механізму та кутова координата його щелепи. Для цього використано датчик тиску рідини в гідросистемі ADZ-SML-10 (рис. 7.10) та датчик кутового переміщення (повороту щелепи захвата) MOL-40 (рис. 7.11).



Рис. 7.10. Датчик тиску ADZ-SML-10

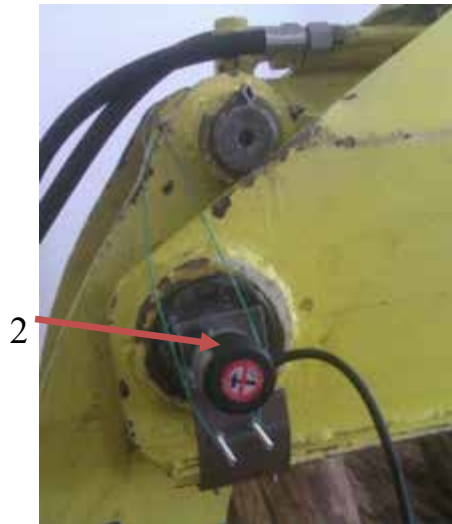


Рис. 7.11. Датчик кута повороту щелепи (енкодер)

Датчик ADZ-SML-10 має верхню межу вимірювань – 250 МПа, вихідний сигнал постійного струму 4...20 мА, електричне живлення датчика здійснюється від джерела постійного струму напругою в діапазоні від 10 до 32 В. Навантажувальний опір, Ом:

для датчиків з вихідним сигналом постійного струму – $(V_s - 10 \text{ В}) / 20 \text{ мА}$;

де V_s - напруга живлення датчиків, В. Тарування датчика тиску проводилось порівнянням тиску на механічному манометрі (рис. 7.12) та відповідного значення вихідного сигналу з датчика у вольтах. По отриманих даних будувалася функція регресії (рис. 7.13)



Рис. 7.12. Підключення механічного і електричного датчиків тиску

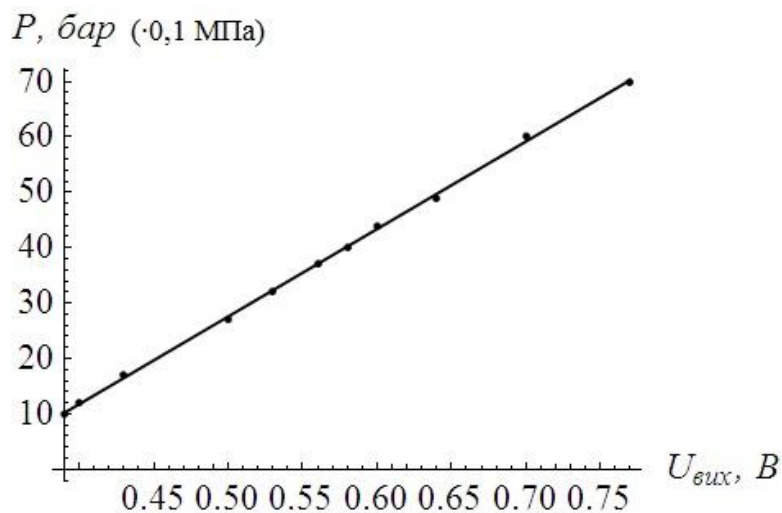


Рис. 7.13. Графік тарування датчика тиску

Абсолютна похибка вимірювання тиску становить 0,012 МПа.

Таким чином, розроблена система дає змогу збирати і передавати експериментальні дані на персональний комп'ютер, а розроблена програма дозволяє записувати дані у форматах придатних для подальшої статистичної обробки.

7.5. Комп'ютерна програма для керування частотним перетворювачем

Для керування електричними двигунами необхідно певним чином організувати взаємодію між частотним перетворювачем та персональним комп'ютером. Це виконувалось за допомогою розробленої програми «Оптимальне керування ВПМ», яка керує роботою частотного перетворювача, що підключений до приводу лабораторної установки. Зовнішній вигляд вікна програми «Оптимальне керування ВПМ» показаний на рис. 7.14.

Програма розроблена за допомогою компілятора Delphi. Взаємодія між програмою та частотним перетворювачем на апаратному рівні відбувається за допомогою послідовного порту COM [151]. Користувач вибирає порт, по

якому передаються керуючі пакети даних від комп'ютера до частотного перетворювача та натискає кнопку «підключення». Після цього стають активними елементи вибору керування: «зовнішнє» та «з мережі». Коли користувач обирає комп'ютерне керування та натискає кнопку „встановити” програма відправляє на частотний перетворювач пакет даних, який переводять частотний перетворювач у режим комп'ютерного керування, при цьому на частотному перетворювачі загоряється індикаторний сигнал «NET».

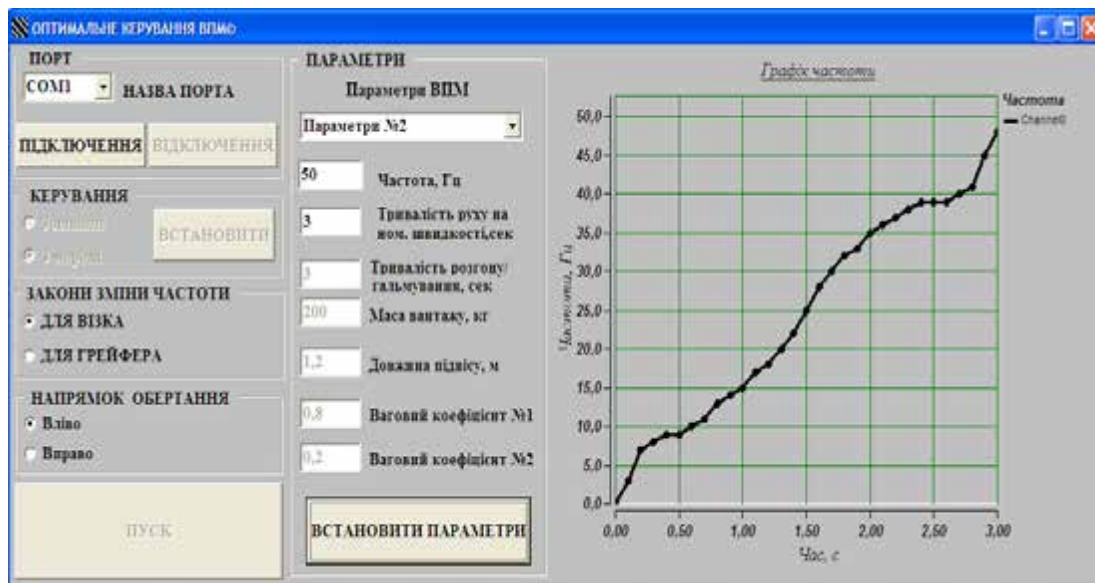


Рис. 7.14. Зовнішній вигляд вікна програми «Оптимальне керування ВПМ»

Програма має змогу керувати двома окремими механізмами за оптимальними законами: візком крана або грейферним захватом. Оскільки для керування грейферним захватом розроблено тільки один оптимальний закон руху, то потрібно обрати лише закон зміни частоти «для грейфера» без встановлення параметрів. При керуванні візком за оптимальними законами, спочатку вибирається напрямок руху візка кнопками «вліво» або «вправо», потім у вкладці «Параметри ВПМ» обирається оптимальний закон частоти для параметрів (від №1 до №16), які відповідають заданим значенням величин (тривалість розгону/гальмування, маса вантажу, довжина підвісу, вагові коефіцієнти σ_1 і σ_2).

Коли параметри встановлені, натискають кнопку „Встановити параметри”, при цьому у правій частині вікна програми показуються графіки, які відповідають частоті для розгону приводного електродвигуна. Ці графіки побудовані за масивом дискретних значень частоти напруги живлення двигунів механізмів, які (дискретні значення частоти) були попередньо розраховані для даних параметрів. При зміні набору параметрів можна пересвідчитись у тому, що оптимальні закони змінюються – це видно з того, як змінюються графіки оптимальних законів. Для механізму переміщення візка досліджувалося 16 оптимальних законів руху для різних параметрів, а для механізму замикання щелеп грейферного механізму – один. Натискання кнопки „Встановити параметри” дозволяє відправити необхідні параметри на частотний перетворювач. Далі для керування частотним перетворювачем потрібно натиснути кнопку „ПУСК”, і від комп’ютера до частотного перетворювача надходить команда пуску і він починає розганятись до першого дискретного значення швидкості механізму. Коли частотний перетворювач відпрацював задану частоту через 0,1с відправляється наступне дискретне значення швидкості і частотний перетворювач знову починає збільшувати частоту. Такі операції проходять до тих пір, поки не буде відправлене останнє дискретне значення швидкості, яке дорівнює номінальній швидкості руху механізму. Потім електродвигун працює на номінальній швидкості, тривалість руху на номінальній швидкості задається у відповідному вікні програми. Коли тривалість усталеного руху минає, програма починає відправляти на частотний перетворювач дискретні значення швидкості із масиву, але у зворотній послідовності. При цьому витримується час між відправками пакетів даних рівний 0,1 с. Коли останнє (а для масиву швидкостей перше) значення швидкостей відправлено, то відправляється команда зупинки і частотний перетворювач гальмує двигун.

Після закінчення процесу користування програмою необхідно відключитись від порту натисканням кнопки «відключення».

7.6. Планування та методика проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводились для двох механізмів: механізму переміщення візка з захватом і вантажем та грейферного механізму. Досліджувалась робота механізмів на природній механічній характеристиці електродвигуна (для підтвердження адекватності математичних моделей руху) та за оптимальними законами (для реалізації теоретично розроблених оптимальних законів руху). Для отримання більш повної інформації про рух візка було обрано чотири фактори: ваговий коефіцієнт, маса вантажу, довжина канату, час перехідного процесу руху візка (розгін/гальмування). В таблиці 7.6 наведено план повнофакторного експерименту.

Таблиця 7.6.

План повнофакторного експерименту

| № Параметр | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
|-----------------------|----------|---|-----|---|-----|---|-----|---|----------|----|-----|----|-----|----|-----|----|
| Час режиму, с | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 |
| Довжина Підвісу, м | 1,2 | | 0,6 | | 1,2 | | 0,6 | | 1,2 | | 0,6 | | 1,2 | | 0,6 | |
| Вага Вантажу, кг | 200 | | | | 100 | | | | 200 | | | | 100 | | | |
| Вагові коефіцієнти | 0,8; 0,2 | | | | | | | | 0,4; 0,6 | | | | | | | |

Для вищевказаних шістнадцяти наборів параметрів були розроблені оптимальні закони руху і отримані закони зміни частот для приводного електродвигуна. Розроблені оптимальні закони руху були реалізовані на фізичній моделі.

Для дослідження роботи гідрозавтату проводився лише один експеримент, для випадку повного завантаження колодами гідрозавтату. В процесі експерименту використовувались колоди $d \approx 0,15$ із загальною вагою 150 кг.

Зібраний масив експериментальних даних оброблювався за допомогою комп'ютерної програми Mathematica v.9.

Висновки до сьомого розділу

1. Розроблено та виготовлено фізичну модель козлового крана, зі збереженням пропорцій відповідно до натурального об'єкту, для проведення досліджень динаміки руху кранового візка з вантажем при переміщенні візка.
2. Підбрано вимірювально-реєструюче обладнання, котре дозволяє здійснювати збір даних про рух тримасової системи «візок–захват–вантаж» (переміщення візка в часі, кут відхилення канату від вертикалі, коливання вантажу по вертикалі, споживаний електродвигуном струм), гідрозахвата (тиск в гідросистемі, кут повороту щелепи) та відправляти отримані данні на ПК.
3. Розроблено програмне забезпечення для реалізації встановлених оптимальних законів керування рухом візка та гідрозахвата. Програма дає змогу керувати двома окремими механізмами за оптимальними законами візка крана або грейферного захвата, відправляючи відповідні значення частоти на частотний перетворювач.
4. Сплановано проведення експериментальних досліджень та вибрано методику обробки масиву експериментальних даних за допомогою регресійного аналізу. Для отримання більш повної інформації про рух візка було обрано чотири фактори: ваговий коефіцієнт, маса вантажу, довжина канату, час перехідного процесу руху візка (розгін/гальмування).

РОЗДІЛ 8

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

8.1. Дослідження режимів руху механізмів переміщення візка та гідрозахвата на природній механічній характеристиці приводу

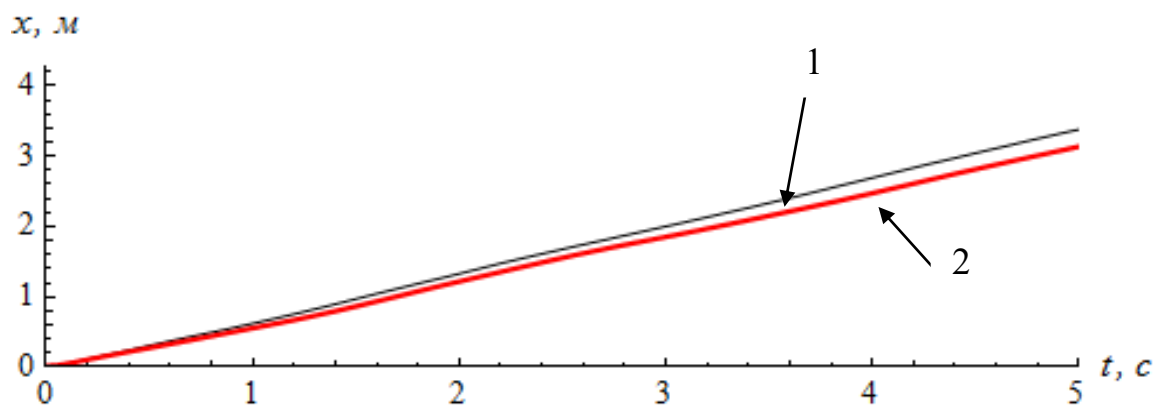
8.1.1. Експериментальні дослідження руху тримасової системи «візок-захват-вантаж»

У другому розділі проведений аналіз руху механізмів приводу візка при умові, що вони приводяться в рух двигунами, які працюють на природних механічних характеристиках. Порівняльний аналіз експериментальних даних проводиться для того, щоб з'ясувати адекватність отриманих у другому розділі теоретичних даних. Для цього побудовано графіки кінематичних функцій системи «візок-захват-вантаж», отриманих за допомогою теоретичних розрахунків та відповідні їм експериментальні дані (рис. 8.1 – 8.4). В ході проведення даних експериментів приводний асинхронний електродвигун працював на природній механічній характеристиці.

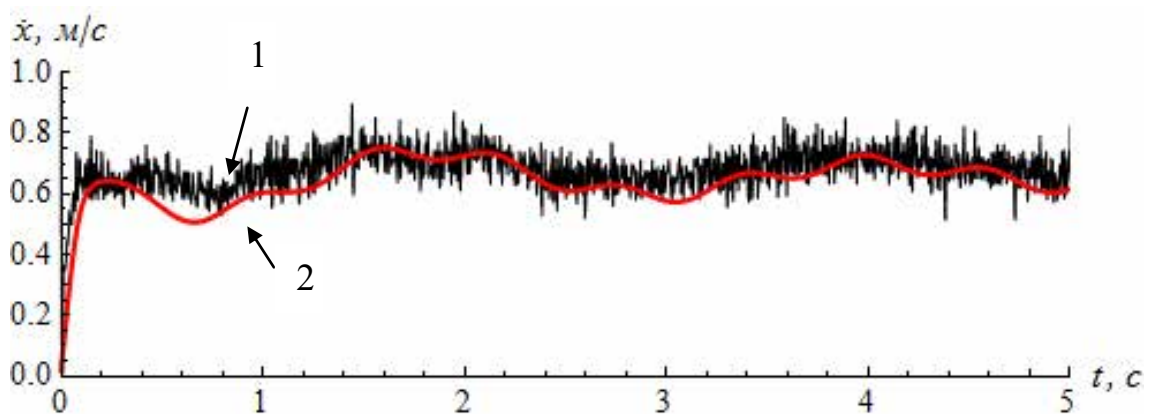
Проведено аналіз руху візка протягом перехідних режимів його руху за допомогою графічних залежностей, побудованих у відповідності до отриманих експериментальних даних.

Всі приведені графічні залежності представляють собою сукупність точок відповідних вимірюваних параметрів (положення візка, кутова координата відхилення канату з вантажем від вертикалі, прискорення центра мас вантажу по вертикалі, струм споживаний електродвигуном) в часі.

На рис 8.1 – 8.3 під номером 1 позначена крива експериментальних досліджень, а під номером 2 – теоретичних.



а)



б)

Рис. 8.1. Графіки зміни кінематичних характеристик руху кранового візка:
а) переміщення візка; б) швидкість візка.

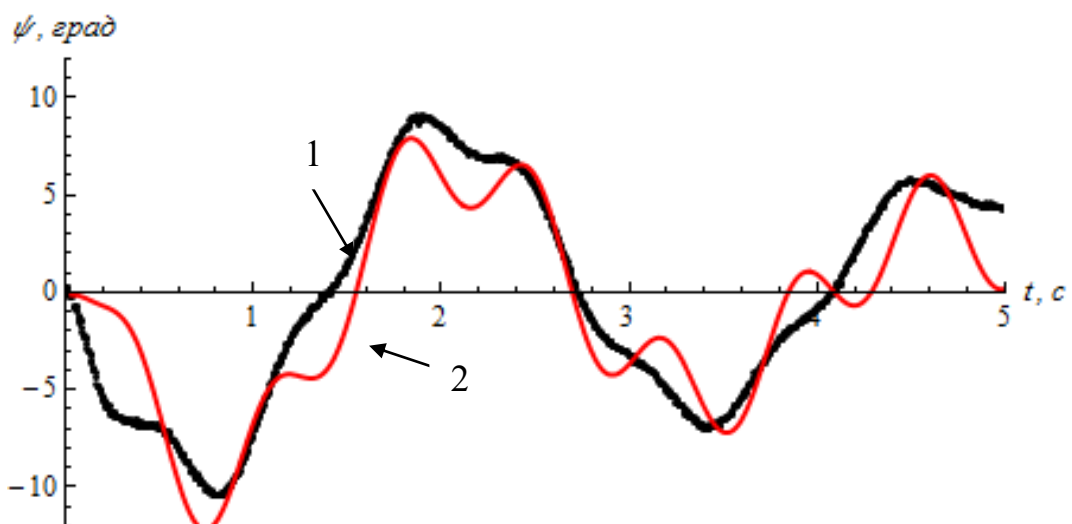


Рис. 8.2. Порівняльні графіки теоретичних і експериментальних досліджень відхилення кутової координати каната від вертикалі

З рис. 8.1 видно, що за час переміщення візка 5 с, згідно теоретичних даних він проходить шлях 2,8м, а експериментальних – 3,2м, різниця відхилення даних становить 12,5%. Максимальна різниця швидкостей візка становить 0,15 м/с – це 23%. На графіках відхилення кутової координати каната (рис. 8.2) період коливань співпадає, а максимальне відхилення теоретичних і експериментальних даних в межах 4 град.

Також приведемо графіки оброблених даних з датчика прискорення вантажу по вертикалі площині (рис. 8.3). Остільки, при експериментальних дослідженнях вимірюється прискорення центра мас вантажу по вертикалі, то теоретично воно визначається аналітичним шляхом:

$$y = s \cdot \arctan(\varphi), \quad (8.1)$$

двічі продиференціювавши, знайдемо прискорення центра мас вантажу

$$\ddot{y} = \frac{1}{2} \left(\frac{\ddot{\varphi}}{1 + \varphi^2} - \frac{2\dot{\varphi}^2 \varphi}{(1 + \varphi^2)^2} \right), \quad (8.2)$$

де s – відстань від точки захвата до точки центра мас вантажу;

φ – кут відхилення вантажу від початкового положення.

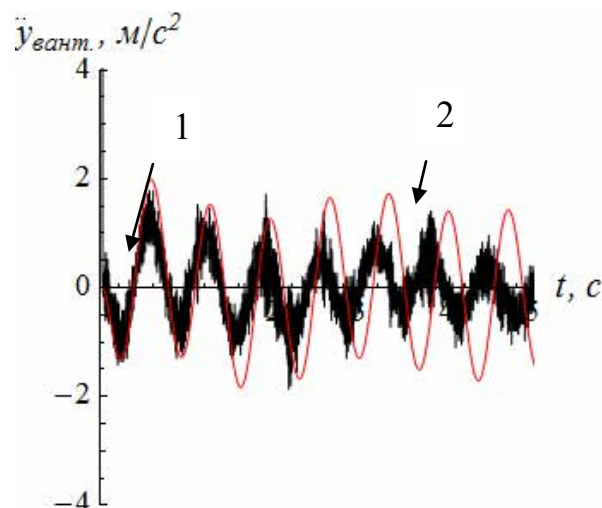


Рис. 8.3. Графік прискорення вантажу у вертикальній площині

З наведеного графіку видно, що на початку руху коливання прискорень еспериментальних і теоретичних даних співпадають і становлять до 2 м/с^2 . Далі експериментальні значення коливання прискорення незначно згасають, а теоретичні зберігають амплітуду коливань. Це пояснюється тим, що при теоретичних розрахунках не враховувалось тертя в точці підвісу і кріпленні захватного пристрою.

Для того, щоб оцінити енергетичні втрати приводного електродвигуна, було виміряно його споживаний струм (рис. 8.4).

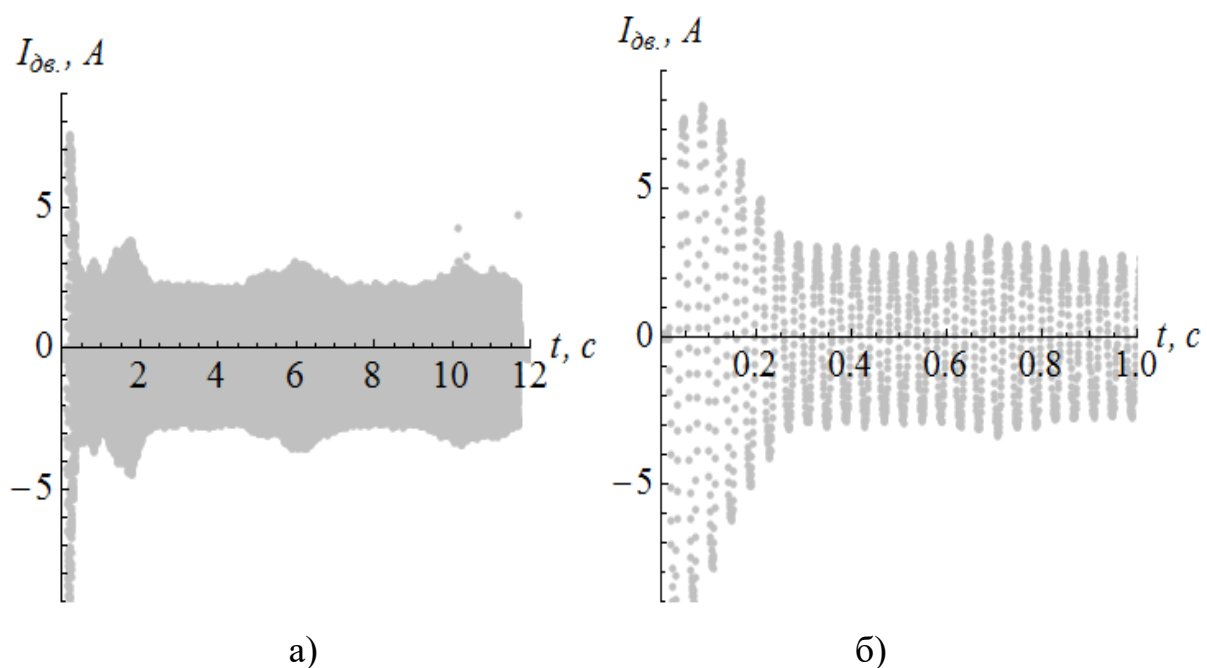


Рис. 8.4. Графіки зміни струму електродвигуна: а) за 12 с; б) за 1 с.

Аналізуючи графіки на рис. 8.4. видно, що при пуску двигуна струм різко зростає і сягає 9 А. При усталеному русі, значення струму залишається в межах 3–4 А, і зростає або спадає пропорційно навантаженням на приводний електродвигун.

Графіки для інших експериментів подібні до приведених на рис. 8.1 – 8.4, тому не будемо їх тут приводити, а винесемо в додатки. Для отриманих даних розраховано статистичні показники, які наведено у таблицю 8.1.

Таблиця 8.1.

Статистичні показники відхилення теоретичних та експериментальних даних
для руху системи «візок – захват – вантаж»

| Показники руху візка | | | | | | |
|---|-----------------------------|--|------------------------|---|--|------------------------|
| положення візка | | | | швидкість візка | | |
| Статистичні оцінки | | | | | | |
| Номер експерименту | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % |
| 1 | 6,3 | 2,3 | 14,0 | 18,7 | 4,3 | 10,8 |
| 2 | 5,9 | 3,1 | 14,6 | 20,1 | 4,5 | 11,2 |
| 3 | 6,2 | 2,9 | 17,3 | 28,7 | 5,3 | 13,3 |
| Показники, які характеризують коливання вантажу | | | | | | |
| кут відхилення канату з вантажем від вертикалі | | | | Прискорення центра мас вантажу у вертикальній площині | | |
| Статистичні оцінки | | | | | | |
| Номер експерименту | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % |
| 1 | 7,9 | 2,8 | 20,1 | 15,2 | 5,0 | 19,1 |
| 2 | 7,0 | 2,6 | 18,9 | 25,0 | 6,1 | 26,3 |
| 3 | 15,5 | 3,9 | 28,1 | 17,0 | 5,6 | 20,4 |

На основі аналізу величин статистичних показників для різних кінематичних характеристик руху візка можемо зробити висновок щодо адекватності прийнятої математичної моделі «візок-захват-вантаж». Деякі відхилення теоретичних та експериментальних даних, що виражається,

наприклад, у значній величині коефіцієнта варіації для кута відхилення канату з вантажем від вертикалі, пояснюються причинами, які не були враховані під час побудови динамічної моделі. Однак, більшість розрахованих коефіцієнтів варіації не перевищують 20-ти відсоткову позначку, що вказує на достатньо точне повторення теоретичних кривих.

8.1.2. Експериментальні дослідження руху гідрозахвата

В результаті експериментальних досліджень механізму замикання щелеп гідрозахвата, що взаємодіє з колодами приведено графіки, які характеризують їх рух (рис. 8.5).

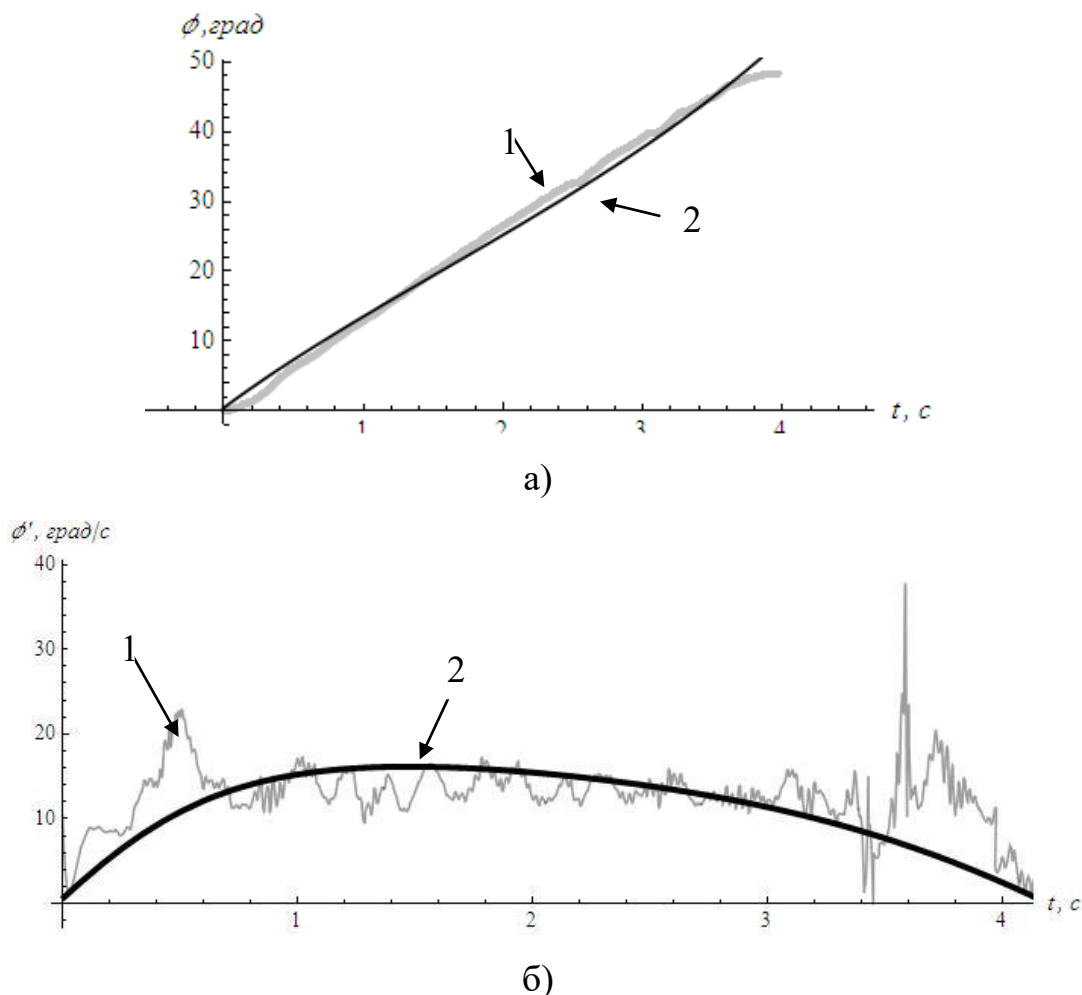


Рис. 8.5. Графіки зміни кінематичних характеристик руху щелеп гідрозахвата (1 – експериментальні, 2 – теоретичні): а) кутова координата повороту щелепи; б) кутова швидкість повороту щелепи

Для визначення коливань тиску в напірній магістралі гідросистеми приведемо результати даних експериментальних досліджень (рис 8.6).

Коливання тиску рідини приводить до коливання швидкості поршня, а відповідно і щелеп замикання, яке демпфується тертям рухомих частин циліндра і ущільнень.

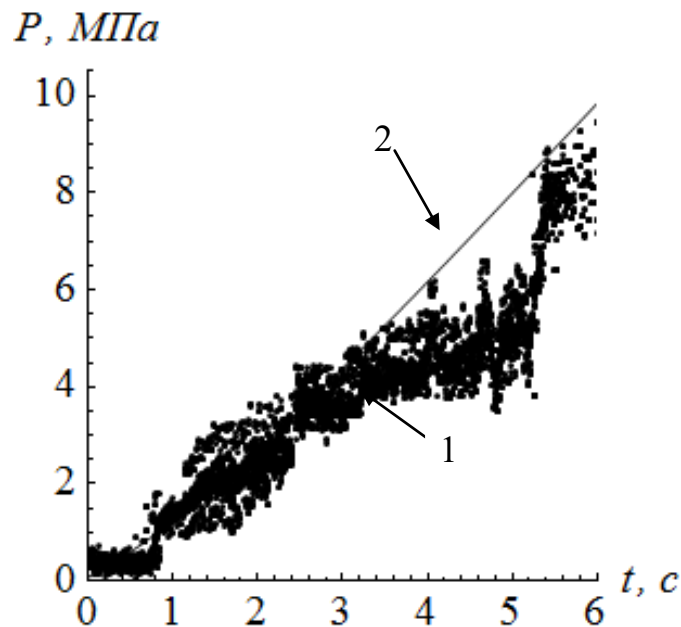


Рис. 8.6. Графіки зміни тиску в напірній магістралі гідросистеми

На рис. 8.6 спостерігається певна розбіжність між теоретичними і експериментальними даними. Це пояснюється тим, що при захопленні, щелепи діаметрально натикаються на колоди, тиск в гідросистемі стрімко зростає і коли досягається тиск достатній для руйнування «балки» з колод, вони зіскакують зі щелеп і тиск стрімко спадає.

Досить важко визначити умови виникнення «балки» колод та тиск для її руйнування.

При теоретичному розрахунку не враховувалось положення колод при умові утворення «балки», а враховувалась лише зосереджена маса, що діє на щелепу.

8.2. Аналіз експериментальних даних для оптимального керування

8.2.1. Рух системи «візок-захват-вантаж» за оптимальним законом руху

При проведенні експериментальних досліджень роботи системи «візок-захват-вантаж» за оптимальними законами, досліджувались ті ж параметри, що і при роботі на природній механічній характеристиці електродвигуна.

На рис. 8.7 показано графічні залежності для експерименту №3. Лінія під номером 1 відповідає теоретичним оптимальним законам, а лінія під номером 2 відображає експериментальні дані.

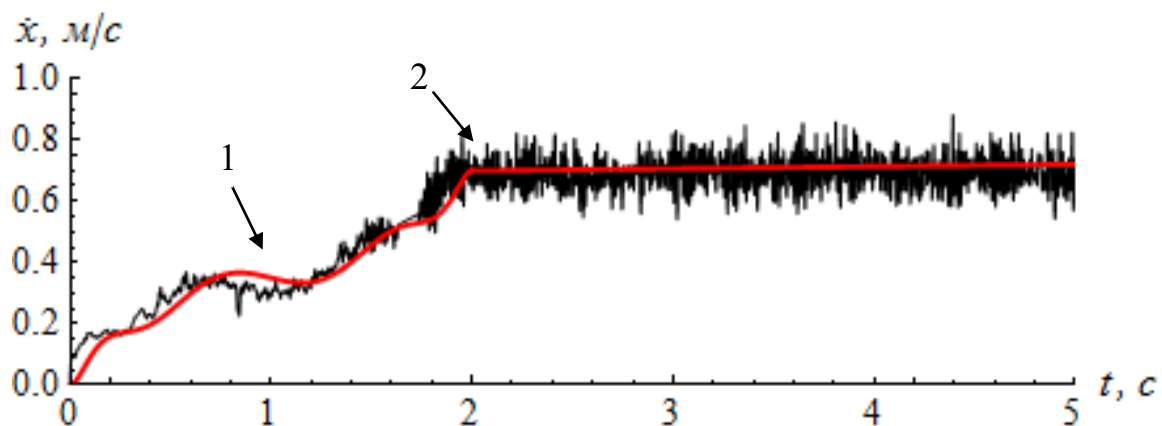


Рис. 8.7. Графіки швидкості руху візка

Порівнюючи експериментальні і теоретичні графіки (рис. 8.7) видно, що візок розганяється відповідно теоретичним розрахункам за 2 с і виходить на усталений режим, швидкість якого 0,7 м/с. Слід сказати, що експериментально оптимальний режим руху відпрацьовується досить чітко.

Побудовано графіки зміни кута відхилення вантажного канату від вертикалі ψ , де під номером 1 позначені теоретичні оптимальні закони, а лінія під номером 2 відображає експериментальні дані.

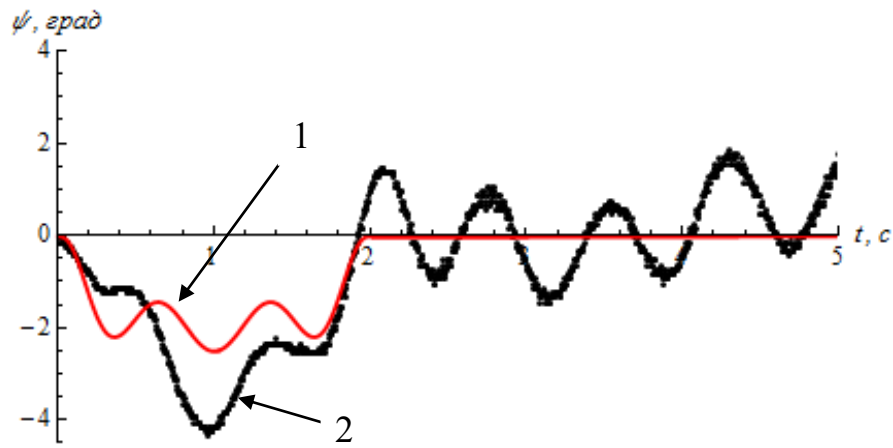


Рис. 8.8. Графіки відхилення каната від вертикалі

З приведених даних випливає, що отримані експериментальним шляхом величини максимальних кутів відхилення канату від вертикалі дещо більші ніж отримані теоретичним шляхом. Загалом відхилення експериментальних даних від теоретичних за цим показником складає від 13 до 40%.

На рис. 8.9 наведемо графік прискорення вантажу по вертикалі.

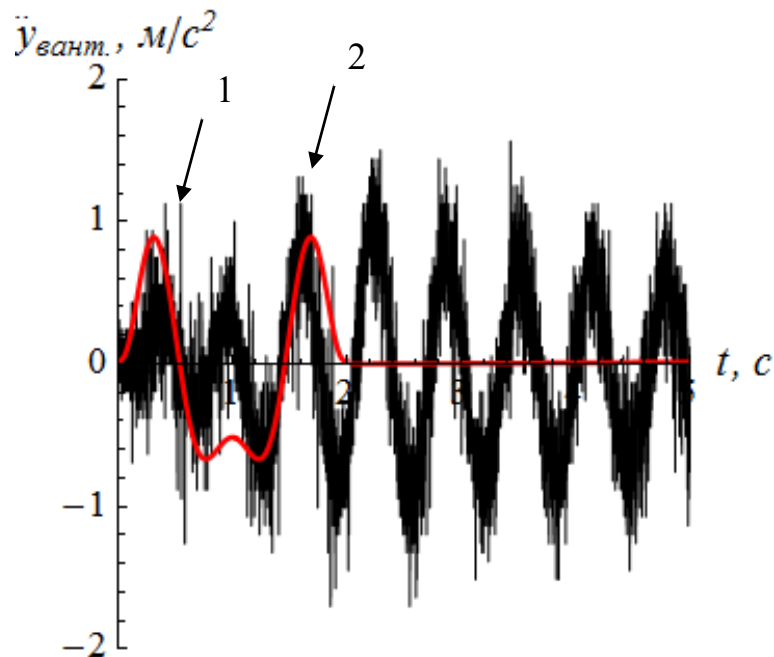


Рис. 8.9. Прискорення центра мас вантажу

Теоретично при оптимальному режимі руху прискорення центра мас вантажу по вертикалі в процесі розгону становить 1 м/с^2 , а далі коливання

вантажусуваються і прискорення дорівнює нулю. Проте експериментальна крива показує, що коливання зберігаються протягом визначеного проміжку часу. Це пояснюється тим, що при побудові розрахункової моделі деякими факторами нехтували.

Реалізувавши оптимальні закони руху візка з вантажем, доцільно оцінити і енергетичні витрати приводного електродвигуна (рис. 8.10).

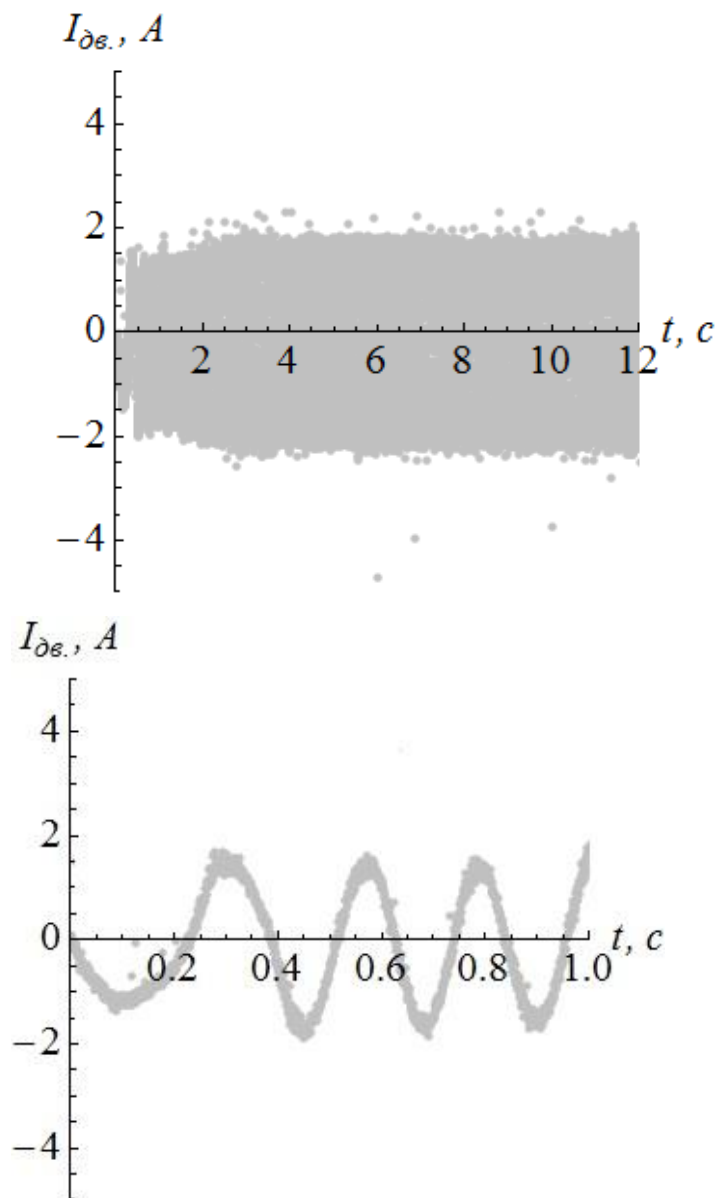


Рис. 8.10. Графік зміни струму електродвигуна

Реалізувавши оптимальний закон руху візка, споживаний електродвигуном струм має стабільні значення, які знаходяться в межах 2 А. Як видно з графіків, при оптимальному режимі руху немає стрибкоподібного

різкого збільшення струму при пуску електродвигуна, як при неоптимальному режимі.

Порівнюючи з неоптимальним, максимальне значення струму зменшилось в приблизно в 4 рази.

Відхилення каната з вантажем від вертикалі пояснюється малою довжиною каната.

Не будемо приводити аналогічні графічні залежності для інших експериментів, оскільки вони аналогічні, тому помістимо їх у додаток.

Аналізуючи графічні залежності, побудовані для всіх експериментальних даних, можна сказати, що реалізація оптимальних законів руху за допомогою частотного керування приводом моделі є досить якісною.

Таблиця 8.2

Статистичні показники відхилення теоретичних та експериментальних даних для руху системи «візок – захват – вантаж» за оптимальними законами

| Показники руху візка | | | | | | |
|----------------------|-----------------------------|--|------------------------|-----------------------------|--|------------------------|
| | положення візка | | | швидкість візка | | |
| Статистичні оцінки | | | | | | |
| Номер експерименту | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1 | 5,0 | 3,3 | 13,7 | 18,1 | 4,3 | 11,7 |
| 2 | 5,6 | 3,4 | 13,3 | 15,8 | 4,5 | 11,2 |
| 3 | 5,8 | 2,8 | 13,2 | 16,1 | 5,3 | 13,3 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|--|--|------------------------|---|--|------------------------|
| Показники, які характеризують коливання вантажу | | | | | | |
| | кут відхилення канату з вантажем від вертикалі | | | Прискорення центра мас вантажу у вертикальній площині | | |
| Статистичні оцінки | | | | | | |
| Номер експерименту | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % | дисперсія, $\times 10^{-4}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % |
| 1 | 6,9 | 8,8 | 18,1 | 15,2 | 13,0 | 24,1 |
| 2 | 6,1 | 10,6 | 25,9 | 20,4 | 12,1 | 27,3 |
| 3 | 9,5 | 6,9 | 28,1 | 18,0 | 13,6 | 23,4 |

Більші значення дисперсії та середнього квадратичного відхилення спостерігаються для експериментів, які приведені при масі вантажу 100 кг та початковій довжині гнучкого підвісу 1,2 м. Реалізація оптимальних законів руху, які мінімізують критерії також характеризується більшими значеннями статистичних показників, ніж для інших оптимальних законів руху.

8.2.2. Результати експериментальних досліджень режимів руху гідрозахвата за оптимальними законами

Проаналізуємо експериментальні дані для руху грейферного гідрозахвата. Для цього побудуємо графіки кінематичних функцій гідрозахвата (рис. 8.7), які характеризують рух щелеп, що отримані в результаті теоретичних розрахунків проведених у третьому розділі та експериментальних досліджень. Вибір експерименту №5 пояснюється тим, що отримано найкращий збіг теоретичних та експериментальних даних, а для

експерименту №2 – найгірший. Всі інші експериментальні дані не будемо приводити оскільки вони аналогічні.

Всі експерименти були проведені для одного і того ж оптимального закону руху механізму закривання щелеп, однак умови для різних експериментів були різні.

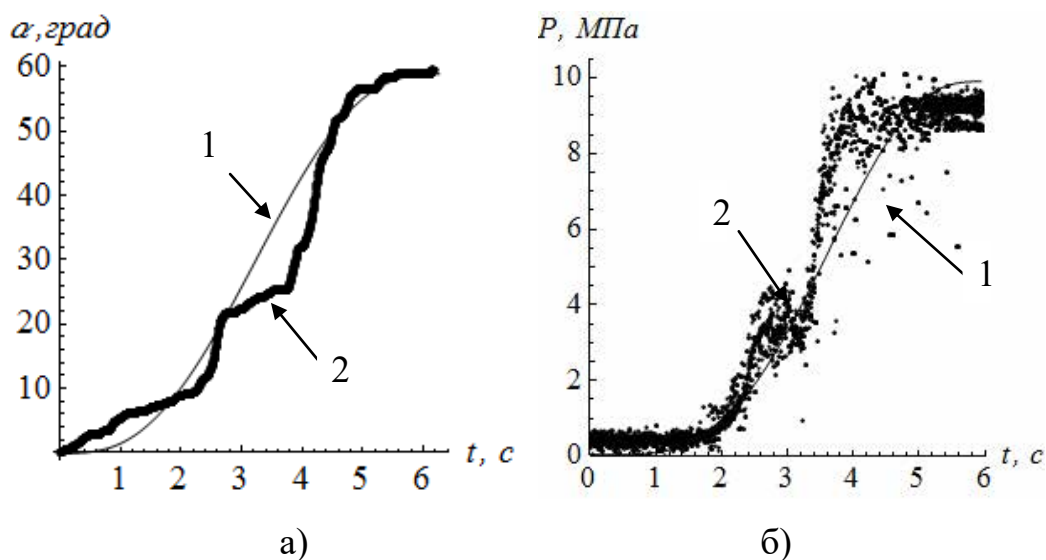


Рис. 8.11. Експериментальні (2) (№5) та теоретичні (1) графіки:
а) кутової координати щелепи та б) тиску рідини в гідросистемі

Деякі відхилення теоретичних та експериментальних даних, що виражається, наприклад, у значній величині коефіцієнта варіації для тиску робочої рідини (експеримент №5), пояснюються причинами, які не були враховані під час побудови розрахункової моделі руху механізму замикання щелеп. Однак, більшість розрахованих коефіцієнтів варіації не перевищують 20-ти відсоткову позначку, що вказує на достатньо точне повторення теоретичних кривих кутового переміщення щелепи та тиску робочої рідини в гідросистемі.

Для проведених експериментальних досліджень приведено таблицю (табл. 8.3), в яку зведено розраховані статистичні показники, що характеризують ступінь відхилення експериментальних даних від теоретичних, отриманих у другому розділі.

Таблиця 8.3.

Статистичні показники відхилення теоретичних та експериментальних даних руху гідрозахвата

| Показники руху | | | | | | |
|--------------------|-----------------------------|--|------------------------|------------------------------------|--|------------------------|
| | кутова координата щелепи | | | тиск робочої рідини в гідросистемі | | |
| Статистичні оцінки | | | | | | |
| Номер експерименту | дисперсія, $\times 10^{-2}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % | дисперсія, $\times 10^{-2}$ | середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$ | коефіцієнт варіації, % |
| 1 | 35,8 | 59,8 | 23,9 | 50,3 | 70,9 | 23,6 |
| 2 | 33,4 | 57,8 | 23,1 | 67,2 | 81,9 | 27,3 |
| 3 | 45,7 | 67,6 | 27,0 | 44,3 | 66,7 | 22,2 |
| 4 | 58,6 | 76,6 | 30,0 | 78,0 | 88,3 | 29,4 |

Аналіз отриманих даних дає можливість встановити, що краще співпадіння теоретичних та експериментальних результатів характерно для захоплення вантажу невеликої маси. Загалом отримані результати підтверджують адекватність прийнятої для досліджень математичної моделі руху щелеп гідрозахвата (максимальне значення коефіцієнту варіації для відхилень кутової координати щелепи та тиску рідини не перевищують 30%).

Висновки до восьмого розділу

1. Розрахунок статистичних показників для експериментальних даних при ручному керуванні рухом механізму переміщення візка та аналіз графічних залежностей їх кінематичних функцій дозволяє встановити адекватність математичних моделей цих механізмів. Відхилення експериментальних даних від теоретичних пов'язаний із збільшенням навантажень на механізми за рахунок збільшення ваги вантажу, що транспортується.
2. Експериментальні дослідження руху щелеп гідрозахвата показали, що розбіжності з теоретичними результатами в основному пов'язані з переміщенням колод в захваті в процесі роботи. Максимальна розбіжність теоретичних і експериментальних даних становить 2 МПа.
3. Аналіз експериментальних даних, який проводився із використанням статистичних показників, показує достатньо точне відпрацювання оптимальних законів руху.
4. Встановлено причини, які впливають на відхилення експериментальних даних від теоретичних до них належать: неврахування всіх факторів, що діють на динаміку руху механізмів (наприклад, тертя у приводі та інших частинах механізмів); дискретне задання частоти живлення приводних двигунів; недостатньо точні динамічні властивості частотного перетворювача приводів.
5. Запропоновано заходи, направлені на зниження розбіжності теоретичних та експериментальних даних, які полягають у використанні зворотних зв'язків за швидкостями горизонтального руху візка.

РОЗДІЛ 9

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИМИХ МАШИН НА СКЛАДАХ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ ТА РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

9.1. Мехатронна система керування рухом візка з вантажем

Важливим питанням підвищення ефективності роботи козлового крана є передача деяких функцій керування від оператора (кранівника) до мехатронної системи. Для цього необхідно формалізувати алгоритми за якими кранівник виконує ті чи інші керуючі дії.

Опишемо роботу мехатронної системи крана. На початку роботи система формує запит, за яким кранівник бажає працювати – це або ручне, або автоматичне керування. Якщо обирається ручне керування, то кранівник залишає за собою лише функції контролю та формування керуючих впливів у аварійних ситуаціях.

Для здійснення переміщення вантажу спочатку система керування опитує датчики довжини гнучкого підвісу та положення візка. Ці дані відповідним чином оброблюються і визначається положення грейфера у системі координат, яка прив'язана до крану (глобальна система координат). Надалі перевіряється умова: чи задані координати місця куди необхідно перемістити грейфер. На початку циклу переміщення такі координати ще не задані, тому вони вводяться кранівником або самою системою, якщо це можливо. Після введення координат відбувається безпосереднє керування приводами механізмів переміщення візка крана. Перехідні режими роботи вказаних механізмів відбуваються за законами, які були синтезовані у третьому розділі та досліджені експериментально у п'ятому розділі. Вибір того чи іншого закону руху необхідно проводити із врахуванням специфіки роботи крана.

Після переміщення захвату у місце де знаходиться вантаж вводяться його координати та визначаються похибки відпрацювання заданого положення захвата. Якщо дана похибка недопустима за умовами виконання подальших технологічних процесів, то відбувається „доводка” положення захвата. При цьому весь час контролюється координата положення захвата, а система тимчасово працює у циклі. Якщо похибка положення захвату задовольняє технологічні умови, то надалі перевіряється умова: чи переміщувався щойно вантаж. Це робиться шляхом опитування датчика ваги вантажу. Якщо вантажу в грейфері немає, то відбувається перехід у режим очікування для того, щоб можна було захопити колоди. Надалі опитується датчик ваги вантажу та вводяться відповідні дані. Після цього оператор крана вводить координати куди необхідно перемістити грейфер разом із вантажем та здійснює його переміщення. Після цього система знову входить в цикл перевірки похибки відпрацювання положення захвату із одночасною корекцією похибки. Надалі, коли похибка положення грейфера є допустимою, відбувається вивантаження колод, що означає кінець циклу переміщення.

9.2. Удосконалення конструкції електрогідравлічного грейфера для колод

Для підвищення ефективності експлуатації грейферних захватів необхідно проводити роботи із модернізації їх приводних механізмів. Раціональна зміна конструкції та приводу захватних пристроїв приводить до зменшення динамічних та статичних навантажень в механізмах, що у свою чергу збільшує їх термін служби.

У стандартних електрогідравлічних грейферах гідравлічний насос встановлюється безпосередньо в корпус самого грейферу, а в рух приводиться завдяки електроприводу. Електродвигун, що працює на

природній механічній характеристиці, що зумовлює великі динамічні навантаження на механізм при перехідних режимах руху.

Удосконалення конструкцій грейферів дасть можливість зменшити динамічні навантаження в процесі роботи грейфера шляхом зміни конструкції та керування електродвигуном згідно заданому оптимальному динамічному режиму руху.

Удосконалена конструкція електрогідравлічного грейфера для колод (рис 9.1) складається з: траверси 1, мікроконтролера 9, частотного перетворювача 8, електродвигуна 7, гідравлічного насоса 6, розподільника 5, гідроциліндра 4, синхронізуючої тяги 3 та двох щелеп 2.

Електрогідравлічний грейфер для навантаження колод працює таким чином: за розробленим на ПК оптимальним динамічним законом руху (описано нижче) та встановленим на мікроконтролері, частотний перетворювач змінює частоту живлячої напруги електродвигуна і кутова

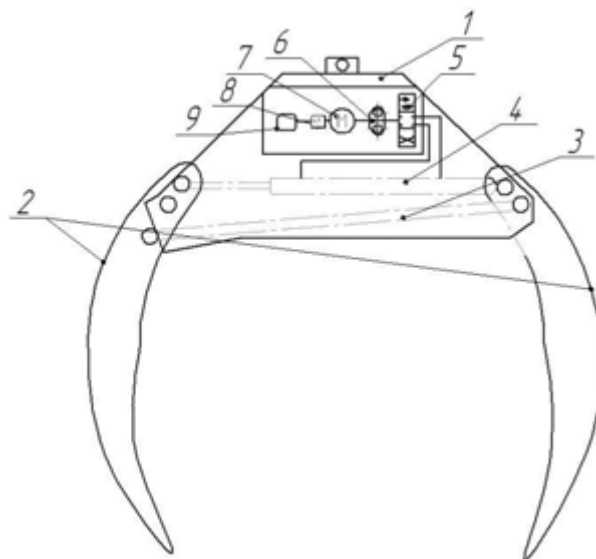


Рис. 9.1. Електрогідравлічний грейфер для колод

швидкість валу змінюється відповідно запрограмованому закону. Вал електродвигуна з'єднаний з гідравлічним насосом, через який робоча рідина потрапляє в розподільник увімкнений на положення закривання щелеп. Тоді шток гідроциліндра висовується і щелепи закриваються. Розвантажується

механізм наступним чином: розподільник вмикається в положення відкривання, шток гідроциліндра втягується і щелепи розкриваються. Переміщення штока гідроциліндра характеризується координатою x , а переміщення щелеп визначаються координатами φ_1 і φ_2 (рис. 6.2), які визначаються залежностями:

$$\varphi_1 = \arccos\left(-B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}}\right), \quad (9.1)$$

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{1}{b}\left(a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos\theta}{2(e+x)}\right)\right), \quad (9.2)$$

в яких для спрощення виразу використаємо наступні рівняння:

$$A = b^2 - 2bd \cos\theta + d^2;$$

$$B = \frac{1}{2}(b - d \cos\theta)\left(e - x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos\theta}{e+x}\right);$$

$$C = \frac{1}{4}\left(e + x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos\theta}{e+x}\right)^2 - d^2 \sin^2\theta,$$

де a – відстань між осями повороту грейфера; b , d – відстані від осей повороту щелеп до осей їх з'єднання з іншими ланками грейфера; c – довжина тяги; e – довжина штоку гідроциліндра; θ – кут розвороту щелепи між кінематичними парами A і D .

Кут α , що показує нахил тяги до горизонту і визначається за таким виразом:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos\theta}{2c(e+x)}\right). \quad (9.3)$$

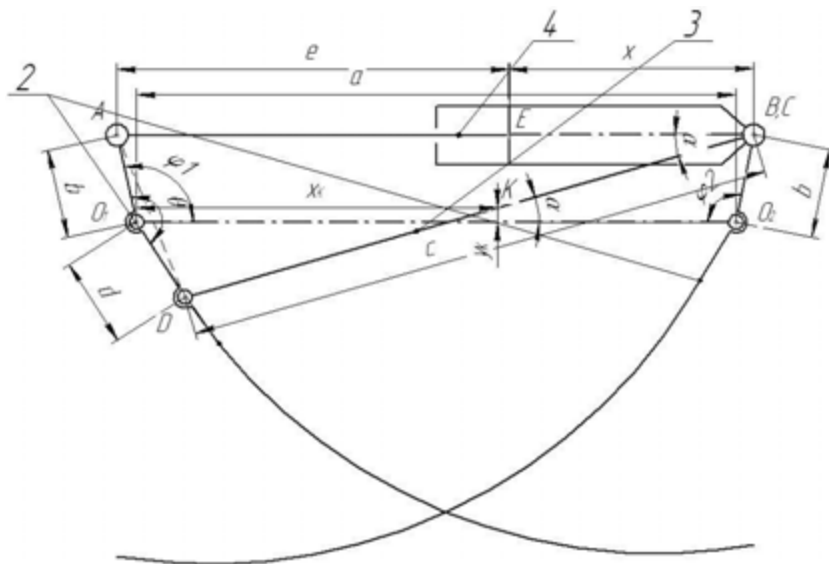


Рис. 9.2. Кінематична схема електрогідравлічного грейфера

Оптимальний динамічний режим руху щелеп грейфера описаний в пункті 5.4.

Реалізація оптимального динамічного режиму руху на удосконаленому електрогідравлічному грейфері дасть змогу зменшити енергоємність технологічного процесу, подовжити строк служби та запобігти передчасного руйнування механізму зменшенням динамічних навантажень системи.

Зменшити динамічні навантаження в гідравлічному грейфері для лісоматеріалів можна і за рахунок модернізації системи його гідроприводу. Гідравлічний грейфер з удосконаленою системою приводу, яка має слідкуючий гідропривід представлена на рис. 9.3.

Грейфер для лісоматеріалів складається з двох щелеп, кожна з яких включає дві частини – передню 1 і напірну 2. Рух напірної частини щелепи 2 відбувається за допомогою тяг і траверси 3 від гідроциліндра 4. До гідроциліндра 4 підключений керуючий пристрій, який включає такі елементи як: гідравлічні клапани 5, 7, 9, 14; канали 6, 8, 10, 15; подільник потоку рідини 13; золотник 12 з пружиною 11 і пазухою (камерою) А; допоміжний гідроциліндр 16, який включає поршень 17 і три пазухи (камери) Б і В. Штоки допоміжного циліндра 17 з'єднані з передніми частинами щелеп грейфера 1.

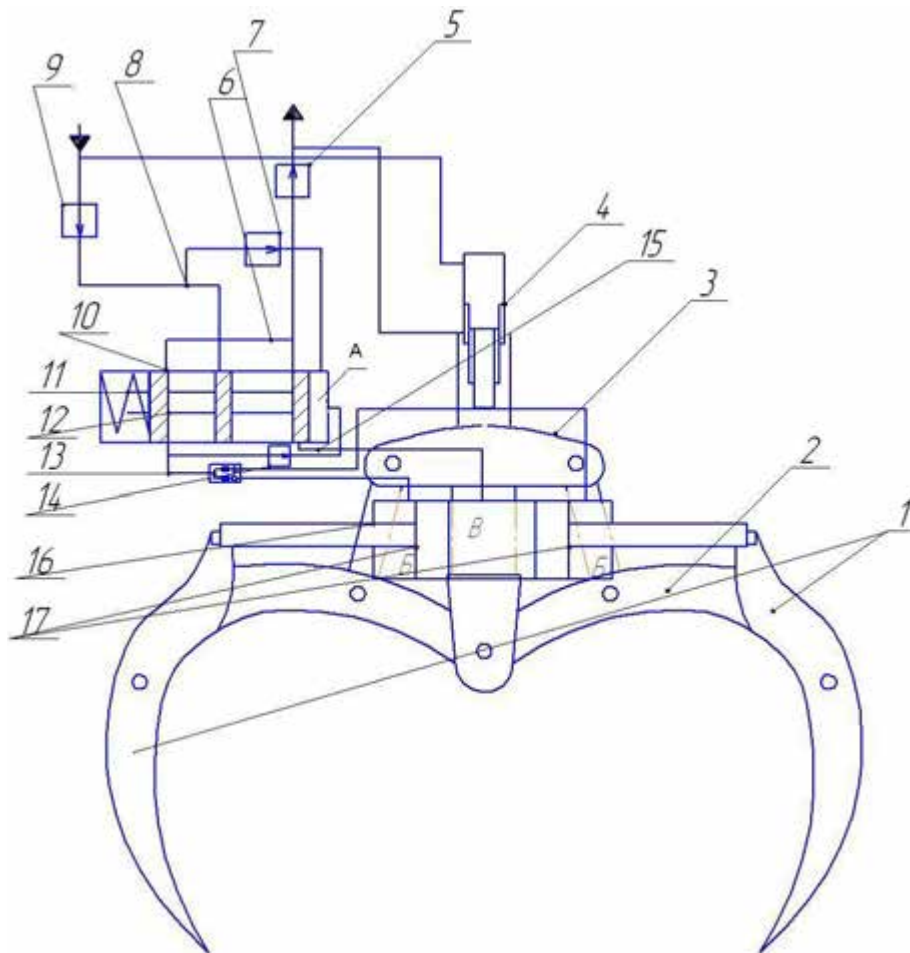


Рис. 9.3. Схема гідравлічного грейфера для лісоматеріалів

Грейфер для лісоматеріалів працює таким чином, при закриванні щелеп 2 грейфера, олива подається в безштокову пазуху основного гідроциліндра 4. Під час захоплення колод можливе таке положення носка передньої частини щелепи, при якому він діаметрально впирається в колоду внаслідок чого різко зростає опір переміщенню щелепи і тиск оливи у всій напірній магістралі зростає, що зумовлює спрацювання запобіжного клапану 9. В цей час олива по каналу 8 і подільник 13 (при нейтральному положенні золотника 12) поступає в пазуху Б допоміжного гідроциліндра 16, носок щелепи відводиться в сторону. У випадку неможливості такого переміщення через потужний боковий підпір сил опору, підвищується тиск в пазухах Б і В допоміжного гідроциліндру, каналу 8 і по всій нагнітаючій магістралі. Це призводить до відкриття клапану 14, який відрегульований на більший тиск ніж клапан 9. Олива поступає в пазуху А золотника керуючого пристрою і

переміщує золотник 12 ліворуч, за рахунок чого, олива нагнітається по каналу 8 в канал 15 і в пазуху В допоміжного циліндра 16. Переміщення носка щелепи 1 в цьому випадку відбувається в сторону зменшення траєкторії в середину грейфера. Олива з пазухи Б через подільник 13 і каналу 10 крізь зворотній клапан 5 відводиться до зливника 6, який в цей час перекритий золотником 12. За час, коли відкритий перепускний клапан 9 та існує напір в каналі 8, зворотній клапан 7 зачинений, що запобігає витоку оливи із пазухи А і повертання золотника в нейтральне положення. Як тільки носок щелепи зміщується в бік від «мертвого» положення та відійде в напрямку меншого опору, тиск оливи в нагнітаючій магістралі зменшиться, клапан 9 закриється і змикання щелеп триватиме внаслідок надходження оливи в безштокову порожнину основного гідроциліндру 4. Повернення золотника 12 в первісне положення здійснюється пружиною 11. При цьому олива має можливість залишати пазуху А крізь зворотний клапан 7, внаслідок відсутності підпору оливи в каналі 8. При вивантаженні колод олива нагнітається в штокову порожнину головного циліндру 4. Зворотний клапан 5 перешкоджає надходженню оливи в керуючий пристрій. Олива із однієї порожнини перетікає в іншу крізь дросельний отвір в поршні 17 допоміжного гідроциліндру.

Застосування запропонованих конструктивних удосконалень грейферних захватів для лісоматеріалів порівняно з існуючими конструкціями дає змогу зменшити енерговитрати, збільшити надійність і термін експлуатації механізмів, а також підвищити його продуктивність.

9.3. Розрахунок економічного ефекту від впровадження оптимального керування вантажопідійомними машинами

Економічний ефект від впровадження оптимального керування краном визначається виходячи зі зменшення тривалості циклу переміщення вантажу. Для проведення розрахунків скористаємось формулою:

$$\Delta E = (K_1 - K_2)\varepsilon + (E_1 - E_2), \quad (9.9)$$

де K_1 та K_2 – витрати на доставку, монтаж та налаштування пропонованої і базової системи керування краном;

ε – галузевий нормативний коефіцієнт ефективності (для систем керування підйомно-транспортної техніки приймають $\varepsilon = 0,15$);

E_1 і E_2 – експлуатаційні витрати в базовому і новому варіантах системи керування відповідно.

Розрахунок економічного ефекту здійснюється шляхом, порівняння двох систем керування крана ККЛ-16. Обидві системи керування усувають коливання вантажу, який закріплений на гнучкому підвісі. Відома система використовує спосіб усунення коливань вантажу, за яким тривалість розгону та гальмування рівна тривалості періоду вільних коливань вантажу. Прийmemo, що пристрої та апарати обох систем однакові (набір датчиків, частотних перетворювачів тощо), відрізняються лише їх алгоритми, за якими здійснюється реалізація способів усунення коливань вантажу, тоді $K_1 - K_2 = 0$.

Використання системи, в якій реалізоване оптимальне керування механізмами крана зумовлює скорочення циклу роботи крана, що, звичайно, підвищує річну продуктивність робіт крана. Річна продуктивність крана визначається за формулою:

$$Q_{річ} = \frac{60T}{t_{ц}} Q K_{доб} K_{річ} K_{ван}, \quad (9.10)$$

де T – дійсний фонд робочого часу машини протягом року, $T \approx 2500$ год;

Q – вантажопідйомність машини, $Q = 12$ т (для консольно-козлового крана ККЛ-16 прийmemo, що вона рівна максимальній вантажопідйомності з урахуванням захватного пристрою);

$K_{\text{доб}}$ – коефіцієнт використання крана за часом протягом доби, $K_{\text{доб}} = 0,55$;
 $K_{\text{річ}}$ – коефіцієнт використання крана за часом протягом року, $K_{\text{річ}} = 0,6$;
 $K_{\text{ван}}$ – коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю, $K_{\text{ван}} = 0,5$ (для середнього режиму роботи);
 $t_{\text{ц}}$ – тривалість циклу роботи для крана обладнаного системою для усунення коливань вантажу.

Для переміщення вантажу на деяку відстань „базова” система витрачає час, який визначається за формулою:

$$t_{\text{ц}} = \frac{s}{v_{\text{ном}}} + 4\pi \sqrt{\frac{m_1 l}{(m_1 + m_2)g}} + t_n, \quad (9.11)$$

де s – відстань переміщення вантажу;

$v_{\text{ном}}$ – номінальна швидкість руху візка (0,9 м/с);

t_n – тривалість перерви у роботі крана між двома циклами переміщення вантажу ($t_n = 10$ хвилин у середньому).

Приймемо, що s дорівнюватиме довжині прольоту з консолями (32 м). Довжина гнучкого підвісу приймається рівною 10 м, а маса вантажу рівна половині максимальної вантажопідйомності крана (6000 кг). Підставляючи всі значення у формулу (6.11), отримаємо $t_{\text{ц}} = 667,9$ с. Аналогічна величина тривалості циклу для пропонованої системи керування краном становить $t_{\text{ц}} = 663,1$ с.

Отже, річна продуктивність для „базової” системи становить $Q_{\text{річ1}} = 15563,7$ т/рік, а пропонованої – $Q_{\text{річ2}} = 15676,4$ т/рік. Знайдемо різницю продуктивностей: $\Delta Q = Q_{\text{річ1}} - Q_{\text{річ2}} = 112,7$ т/рік. Годинна продуктивність баштового крана з „базовою” системою $Q_{\text{год}} = 6,2$ т/год.

Таким чином, використання пропонованої системи керування краном дозволить зекономити 18,2 годин робочого часу (більше двох змін). Середня

вартість оренди крана ККЛ-16 5000 грн/зміну. Отже можемо записати такий вираз:

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \Delta T_{p.z.} K_{e.a.}, \quad (9.12)$$

де $\Delta T_{p.z.}$ – економія тривалості експлуатації крана протягом року при збереженні його річної продуктивності;

$K_{e.a.}$ – вартість оренди козлового крана.

Підставляючи всі відомі значення у формулу (9.12), отримаємо, що річна економічна ефективність використання запропонованої системи керування баштовим краном складає 50568 грн.

Висновки до дев'ятого розділу

1. Наведено принцип роботи мехатронної системи керування козловим краном, що працює на складах лісоматеріалів, яка дозволяє виконувати цикл робіт по перевантаженню деревини з вбудованими оптимальними режимами руху переміщення візка.
2. Наведені рекомендації щодо удосконалення конструкцій грейферних захватів для деревини, що дають змогу зменшити енергоємність технологічного процесу, подовжити строк служби та запобігти передчасного руйнування механізмів приводу і конструкцій вцілому за рахунок зменшення динамічних навантажень системи.
3. Представлена удосконалена конструкція електрогідравлічного грейфера для деревини, яка являє собою мехатронну систему з мікроконтролером, на якому встановлений розроблений оптимальний динамічний закон руху. Мікроконтролер в парі з частотним перетворювачем забезпечують необхідний режим руху захвата, який дає можливість уникнути динамічних навантажень в приводі за рахунок плавних перепадів тиску в гідросистемі.
4. Розраховано економічний ефект від впровадження системи керування козловим краном з грейферним захватом для колод. В основу розрахунку покладено збільшення продуктивності роботи крана за рахунок скорочення часу виконання перевантажувальних робіт та економії електроенергії. Економічний ефект від впровадження одного крана з мехатронною системою керування складає 50568 грн/рік.

ВИСНОВКИ

В роботі вирішена науково-прикладна задача оптимізації перехідних режимів руху системи «візок-захват-вантаж» та гідрозахвата для перевантаження колод. Знайдені оптимальні закони керування механізмами приводу візка та гідрозахвата, які підвищують експлуатаційні показники роботи цих механізмів.

1. На основі аналізу публікацій за темою дослідження встановлено, що досить детально вивчена динаміка руху механізмів перевантажувальних кранів, з іншого боку мало досліджені питання виникнення динамічних навантажень у механізмі приводу візка при перевантаженні довгомірних вантажів. Відомі результати з оптимального керування рухомим маятником, яким, як правило, представляється рух прольотних кранів (кранових візків) використовувати недоцільно, оскільки вони не враховують зміщення центра мас довгомірних вантажів відносно захвата.
2. Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, побудовано математичну модель динаміки руху механізму переміщення кранового візка з довгомірним вантажем зі зміщеним центром мас відносно захвата. На основі чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху механізму переміщення візка встановлено основні закономірності зміни динамічних навантажень. Спостерігається коливальний характер зміни приводного зусилля з періодом рівним коливанням вантажу при роботі електродвигуна на природній механічній характеристиці, а максимальне значення, що діє на візок, становить 23952 Н. Значний вплив на вказані навантаження впливає початковий момент двигуна, тому при роботі вказаних механізмів рекомендовано обирати якнайменш можливий початковий момент та забезпечувати роботу приводного двигуна на стійкій ділянці механічної характеристики.

3. Проведено аналіз математичних моделей реальної системи «візок – захват – вантаж» та рухомого подвійного математичного маятника, який дозволив підтвердити їх взаємозамінність (адекватність). Графіки приводних зусиль, швидкостей та прискорень за двома моделями практично співпадають, а відхилення координат центра мас візка і вантажу не перевищує 5%.
4. Побудовано апроксимаційну модель визначення моменту, що діє на щелепи при захопленні колод, на основі якої встановлено необхідний закон зміни зусилля в приводному гідроциліндрі грейферного захвату, який плавно змінюється в часі.
5. Встановлено кінцеві умови перехідних процесів (пуск, гальмування), які дозволяють усунути коливання довгомірних вантажів зі зміщеним центром мас відносно захвату на усталеній ділянці руху. На цій основі встановлено структуру оптимізаційного комплексного критерію, який являє собою інтегральний функціонал з підінтегральними виразами у вигляді небажаних кінематичних відхилень центра мас вантажу від вертикалі та дії приводного зусилля візка.
6. На основі розв'язання варіаційних задач знайдено закони руху елементів механізмів переміщення візка та захвату, які характеризуються плавністю зміни в часі, що знижує динамічні навантаження, які діють у механізмах. Всі отримані оптимальні закони руху механізмів переміщення візка та захвату вантажу досліджені та проаналізовані, з яких встановлено, що максимальне зусилля, яке діє на візок зменшилось на 30% порівняно з рухом на природній механічній характеристиці, середньоквадратичне зусилля на 21% кутове відхилення каната у 2,3 рази, вертикальне прискорення вантажу у 1,7 рази, а максимальне значення струму споживаного електродвигуном у 2 рази.
7. Обґрунтовано доцільність використання комп'ютерного програмного керування рухом приводного візка за оптимальними режимами руху.

Для цього розроблена програма «Оптимальне керування ВПМ», яка дозволяє змінювати швидкість обертання приводних двигунів за допомогою частотного перетворювача у відповідності до отриманих оптимальних режимів руху.

8. Спроектовано та виготовлено лабораторну фізичну модель козлового крана та грейферного захвата, розроблено програмне забезпечення для керування частотними перетворювачами електричних приводів фізичної моделі, підбрано вимірювально-реєструюче обладнання (датчики та цифрова система збору даних), розроблено методику проведення експериментальних досліджень, вибрано методику обробки експериментальних даних методами статистичного аналізу, що дало можливість провести експериментальні дослідження руху механізмів переміщення візка та грейферного захвату для підтвердження адекватності теоретичних досліджень. Максимальні значення коефіцієнта варіації для всієї серії дослідів при ручному керуванні механізмами становить 15,3% – для переміщення візка; 13,4% – для швидкості візка; 31,5% – для кутового відхилення вантажного каната від вертикалі. Такі величини коефіцієнтів варіації підтверджують адекватність прийнятих для розрахунків моделей. Для серії дослідів оптимальних режимів руху максимальні значення коефіцієнтів варіації складають: 6,3% – для переміщення візка; 12,2% – для швидкості візка; 16,2% - для кутового відхилення вантажного каната від вертикалі.
9. Розроблені рекомендації щодо вдосконалення грейферних механізмів для захоплення колод, які підтвержені патентами України на корисні моделі, впровадження вдосконалень дає змогу зекономити до 50568 грн/рік для крана вантажопідйомністю 10 тон. Економія досягнута за рахунок збільшення довговічності кранової металоконструкції та економії електроенергії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров В. А. Динамические нагрузки в лесосечных машинах / В. А. Александров. Л.: Изд-во Ленинград, ун-та, 1984. - 152 с.
2. Александров В. А. Конструирование и расчёт машин и оборудования для лесосечных работ и нижних складов: Учебник / В. А. Александров, Н. Р. Шоль. Ухта: УГТУ, 2002. - 244 с.
3. Александров В. А. Моделирование технологических процессов лесных машин: Учебник для вузов. — М.: Экология, 1995. 256 с.
4. Александров В. А. Модифицированные сельскохозяйственные тракторы для лесозаготовок / В. А. Александров, Н. А. Гуцелюк, С. Ф. Козьмин. М.: ВНИПИЭИлеспром, 1986. - 24 с.
5. Александров В. А. Проектирование специальных лесных машин / В. А. Александров. Л.: ЛТА, 1977. - 51 с
6. Адамовський М. Г., Мартинців М. П., Бадера Й. С. Підвісні канатні лісотранспортні системи: Навч. Посібник. – К.: ІЗМН, 1997. –156 с.
7. Алябьев В. И. Математическое моделирование и оптимизация производственных процессов на лесозаготовках: Учеб. пособие / В. И. Алябьев. М.: МЛТИ, 1982.-67 с.
8. Алябьев В. И. Оптимизация производственных процессов на лесозаготовках / В. И. Алябьев. М.: Лесн. пром-сть, 1977. — 232 с.
9. Алябьев В. И. Особенности расчета канатов лебедочных трелёвочно-погрузочных установок.// Труды ЦНИИ МЭ. Вып. 28. – Химки: ЦНИИ МЭ, 1961. – с. 3-14.
10. Анисимов Г. М. Способ снижения энергоёмкости процесса трелёвки леса модульным лесопромышленным трактором / Г.М.Анисимов, М. Ф. Семёнов //Интенсификация лесозаготовительных и лесохозяйственных производств. Л.: ЛТА, 1989. - С. 8-11.
11. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. – М.: Машиностроение, 1979 – 1982. –Т.1 – 728 с., Т.2 – 559 с., Т.3 – 557 с.

12. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике: Справочное пособие. В 7 томах. Т.VI: Электрические механизмы. Т.VII: Гидравлические и пневматические механизмы. – 2-е изд., переработанное. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 784 с.
13. Ашкенази К. М., Залегаллер Б. Г. Оборудование лесных складов и лесоперевалочных бирж. – М.: Гослесбумиздат, ч. II, 1953. – 240 с.
14. Барский И. Л., Румянцев И. А., Флеров Ю. А. Локальная интерполяция в прямых методах вариационного исчисления / И. Л. Барский, И. А. Румянцев, Ю. А. Флеров. – М.: Вычислительный центр АН СССР, 1982. – 56 с.
15. Белая Н. М., Прохоренко А. Г. Канатные лесотранспортные установки. – М.: Лес. Пром-сть, 1964.
16. Беллман Р. Динамическое программирование / Р. Беллман. – [под. ред. Воробьева Н. Н.]– М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
17. Бессонов А.П., Сильвестров Э.Е., Нестационарные процессы в колебательной системе при изменении массы по нелинейному закону // Машиностроение. – 1968. - №5. – С.3-8.
18. Броздниченко Н. Н., Брейтер В. С., Хинич В. А. К вопросу построения математических моделей вновь проектируемых лесозаготовительных машин. – Труды ЦНИИМЭ «Перспективная технология и организация лесозаготовительной техники», 1977, с. 86-89.
19. Бутов В. Г. Исследование вариационных задач прямыми методами. / В. Г. Бутов // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 2008. – Т. 48. – №3. – С. 373-386.
20. Верхов И. Ф., Шелгунов Ю. В. Технология и машины лесосечных и лесоскладских работ. – М.: Лесная промышленность, 1981. – 368 с.
21. Виногоров Г. К. Технология лесозаготовок. – М.: Лесная промышленность, 1984, – 296 с.

22. Верхов, Ю. И. Теоретические основы проектирования лесных погрузочно-транспортных машин / Ю. И. Верхов. Красноярск: Изд-во Красно-яр. ун-та, 1984.-268 с.
23. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И. И. Вульфсон – Л.: Машиностроение, 1976. - 328 с.
24. В. Ловейкін, С. Маслай, Ю. Сердюченко. Обґрунтування конструкції мобільної лебідки для стягування завислих дерев. // MOTROL, 2007, № 9 – С. 150-156.
25. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты. – К.: Техніка, 1966. – 246 с.
26. Лой. В. Н. Лесоскладское грузоподъемное оборудование: учеб.-метод. пособие для студентов специальностей 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело», 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент», 1-25 01 07 «Экономика и управление на предприятии», 1-75 01 01 «Лесное хозяйство» / Лой В. Н., Протас П. А., Завойских Г. И. – Мн.: БГТУ, 2005. –102 с.
27. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учебник [для машиностроит. спец. вузов] / М.П. Александров– М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
28. Залегаллер Б.Г. Технология и оборудование лесных складов: учебник для студентов вузов / Б.Г. Залегаллер, П.В. Ласточкин, С.П. Бойков. – 3-е изд., испр. и доп. – Москва: Лесная промышленность, – 1984. – 352 с.
29. Vaha P. Robotization of an offshore crane / P. Vaha, A. Pieska, E. Timonen // in Robots: Coming of Age, Proceedings of the 19th ISIR International Symposium, 1988. – pp. 637–648.
30. Willemstein A.P. Simulation of Offshore Heavy Lift Operations / A. P. Willemstein, H.J.J. van den Boom, A.W. van Dijk // Proceedings CADMO Conference. – Washington, 1986.

31. Patel M.H. Operability analysis for a monohull crane vessel / M. H. Patel, D. T. Brown, J. A. Witz // Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, 1987. – pp 103–113.
32. Michelsen F.C. On the upgrading of SSCV Hermod to increase its lifting capacity and the dynamics of heavy-lift operations / F. C. Michelsen, A. Coppens // in Proceedings of the 20th Annual Offshore Technology Conference. – Houston, 1988., TX, OTC 5820.
33. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров– М.: Машиностроение, – 1969. – 206 с.
34. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак – М.: Машиностроение, – 1968. – 331 с.
35. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов – М.: Машиностроение, – 1987. – 160 с.
36. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении / В.Ф. Гайдамака– Х.: Вища школа, – 1988. – 141 с.
37. Дукельский А.И. Справочник по кранам В 2 т. Т1. Общие расчеты, материалы, приводы, металлические конструкции / А.И. Дукельский. – М.–Л.: Машгиз, – 1961. – Т. 1 – 455 с.
38. Семенюк В. Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов / В. Ф. Семенюк // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. –1999. – Вып. 48. – С. 48–54.
39. Грузоподъемные краны. Кн. 2 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев]; под ред. М. П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
40. Волков Д. П. Строительные машины: учебник для студентов ВУЗов, обучающихся по специальности «Промышленное и гражданское строительство». – М.: Высшая школа, 1988. – 319 с.
41. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин / М. П. Александров. – М.: Машиностроение, 1976. – 383 с.

42. Неженцев А. Б. Моделирование потерь энергии при торможении грузоподъемных кранов // *Materialy VII Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Nauka i inowacja - 2011»*. Volume 16. Techniczne nauki: Przemysł. Nauka i studia, 2011. – str. 68–70.
43. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов – М.: Машиностроение, – 1987. – 160 с.
44. Один И. М. Инженерные задачи расчета крановых металлоконструкций / И. М. Один. – М: Машиностроение, – 1972. – 119 с.
45. Микушевич Ф. Э. Исследование и разработка систем подвески грузов козловых контейнерных кранов с целью увеличения их производительности: автореф. дис. на сосик. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины» / Ф. Э. Микушевич. – М., 1987. – 16 с.
46. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М. М. Гохберг. – М. Машиностроение, 1969. – 520 с.
47. Ковальский Б. С. Групподъемные машины. Передвижение кранов / Б. С. Ковальский. – Х.: ХВКИУ, – 1963. – 167 с.
48. Abdel-Rahman E. M. Dynamics and control of cranes / E. M. Abdel-Rahman, A. H. Nayfeh, Z. N. Masoud // *A review J. of Vibration and Control*. – 2003. – vol. 9, no. 7. – pp. 863–908.
49. Masoud Z. N. Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes via boom-luff and slew angles actuation / Z. N. Masoud, A. H. Nayfeh, R. J. Henry, D. T. Mook // in *Proceedings of the 41th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Atlanta, GA, AIAA– 2000–1543*, 2000.
50. Balachandran B. A mechanical filter concept for control of non-linear crane-load oscillations / B. Balachandran, Y. Li, C. Fang // *Journal of Sound and Vibration*. – 1999. – 228(3). – pp. 651–682.

51. Manson G. A. Time-optimal control of an overhead crane model / G. A. Manson // *Optimal Control Applications and Methods*. – 1982. – 3. – pp.115–120.
52. Karihaloo B. L. Optimal control of dynamical system representing a gantry crane / B. L. Karihaloo, R. D. Parbery // *Journal of Optimization Theory and Applications* –1982. – 36 (3). – pp. 409–417.
53. Sakawa Y., Shindo Y., and Hashimoto, Y. Optimal control of a rotary crane / Y. Sakawa, Y. Shindo, Y. Hashimoto // *Journal of Optimization Theory and Applications*. – 1981. – 35(4). – pp. 535–557.
54. Teo C. L. Pulse input sequences for residual vibration reduction / C. L. Teo, C.J. Ong, M. Xu // *Journal of Sound and Vibration*. – 1998. – 211(2). – pp. 157–177.
55. Singhose W. E. Input shaped of a planar gantry crane with hoisting / W. E. Singhose, L. J. Porter, W. Seering // *Proceedings of the American Control Conference, Albuquerque*. – 1997. – pp. 97–100.
56. Beeston J. W. Closed-loop time optimal control of a suspended load / J. W. Beeston // in *Proceedings of the 4th IFAC World Congress, Warsaw, Poland*. – 1983. pp. 39–50.
57. Ohnishi, E. Automatic control of overhead crane / E. Ohnishi, I. Tsuboi, T. Egusa, M. Uesugi // in *IFAC 8th Triennial World Congress, Kyoto, Japan*, pp. 1885–1890.
58. Ловейкін В. С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.
59. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів руху кранових механізмів / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. – 307с.
60. Ловейкін В. С. Застосування методів варіаційного числення в задачах оптимального управління вантажопідйомними машинами сільськогосподарського призначення / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк,

- Ю.О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. №2. – 2010. – С. 3-15.
61. Ловейкін В. С. Оптимальне керування рухом динамічних систем з урахуванням вищих похідних функції керування / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // Науковий вісник НЛТУ України. Випуск 21.15. – Львів. – С. 304–312.
62. Ловейкін В. С. Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу. Методичні рекомендації. Науково-методичний цент аграрної освіти / В. С. Ловейкін, Д. Г. Войтюк, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Човнюк. – К.: 2011. – 27 с.
63. Ловейкін В. С. Комплексний синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. №45. – 2011. – С. 385–399.
64. Смехов А. А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А. А. Смехов, Н. И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
65. Герасимьяк Р. П. Электроприводы крановых механизмов / Р. П. Герасимьяк, В. А. Параил. – М.: Энергия, – 1970. – 136 с.
66. Мисюра В. П. Уменьшение колебаний груза при автоматизированном режиме работы кранов-перегрузателей / В. П. Мисюра, И. Н. Васильченко // Механизация и автоматизация производства. – 1985. – № 11. – С. 22–24.
67. Денисов И. В. Моделирование системы нечеткого управления рабочим процессом стрелового крана / И. В. Денисов, В. А. Мещеряков, В. С. Итяксова // Омский научный вестник. – 2009. – № 3(83). – С. 123–126.

68. Алексеева Т. В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т. В. Алексеева // – М.: Машиностроение, 1966. – 145 с.
69. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта // М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
70. Машиностроительный гидропривод / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др. Под. ред. В.Н. Прокофьева. М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
71. Theissen H. Simulation von hydraulischen Systemen mit langen Rohrleitungen // Olhydraulik und Pneumatik. – 1986. – №3. – pp. 209–216.
72. Алексеева Т. В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т. В. Алексеева // – М.: Машиностроение, 1966. – 145 с.
73. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта // М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
74. Проектирование гидравлических систем машин / Иванов Г. М., Ермаков С. А. и др.; под ред. Иванова Г. М. М.: Машиностроение, 1992. – 224 с.
75. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы: Учеб. пособие для вузов. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980. – 232 с.
76. Навроцкий К. Л. Теория проектирования гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий. М.: Машиностроение, 1988. – 304с.
77. Попов Е. П. Манипуляционные роботы. Динамика и алгоритмы / Е. П. Попов, А. Ф. Верещагин, С. Л. Зенкевич. М.: Наука, 1978.– 400 с.
78. Тарко Л.М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л. М. Тарко. М.: Машиностроение, 1973. – 168 с.
79. Коробочкин Б. Л. Динамика гидравлических систем станков / Б. Л. Коробочкин. М.: Машиностроение, 1976 .— 240 с.
80. Таубер Б. А. Грейферные механизмы : научное издание / Б. А. Таубер. // 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1985. – 269 с.

81. Виноградов Ю. А. Вопросы силового взаимодействия при зачерпывании круглой древесины грейфером: Сб. работ, вып.27 / Московский лесотехнический институт / Отв. ред. Б.А. Таубер. – М.: МЛТИ, 1969. –247с.
82. Щербаков А. И. Опыт эксплуатации грейферных механизмов // Лесн. промышленность. – 1974. – № 4. – С.18–19.
83. Парамонов С. Д., Высочанский В. Г. Силы сопротивления при зачерпывании грейфером пачки круглых лесоматериалов: Труды Центрального научно-исследовательского института механизации и энергетики лесной промышленности. Перспективные технологические процессы на нижних лесных складах. – Химки: ЦНИИМЭ, – 1976. – С. 149–154.
84. Бакай Б. Я. Обґрунтування параметрів піднімально-транспортувальної машини і режимів її функціонування на лісових складах з малим вантажообігом: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.04 / Нац. лісотехн. ун-т України. – Л., 2010. – 21 с.
85. Никишов Ю. Г. Обоснование параметров приводных грейферных механизмов для круглых лесоматериалов: Дис... канд. техн. наук: 05.21.01. – Йошкар–Ола, 1999. – 166 с.
86. Бегеба В. М. Дослідження способів самозавантаження агрегатного лісовозного автопоїзда з боковим натягуванням пачки / В.М. Бегеба // сборник научных трудов: Науковий вісник Національного аграрного університету.Зб. наук. праць / НАУ. – Киев, 1997. – Вип.: 9. – С. 315–322.
87. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: / Справочник /. Киев: Техника, 1977. – 320 с.
88. Экснер Х. Гидропривод. Основы и компоненты. Учебный курс по гидравлике. / Х. Экснер, Р. Фрейтаг, Р. Ланг и другие. // Сервис автоматизация. 2003. – 323 с.

89. Медведев В. С. Системы управления манипуляционных роботов / В. С. Медведев, А. Г. Лесков, А. С. Ющенко. Под ред. Е. П. Попова. М., Наука, 1978. 416 с.
90. Бербюк В. Е. Программный уровень системы управления шагающего аппарата при движении с заданной скоростью / В. Е. Бербюк. // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1982. – №5. С. 45–50.
91. Болотник Н. Н. Оптимальные прямолинейные перемещения груза при помощи двухзвенного манипулятора / Н. Н. Болотник, А. А. Каплунов // Изв. АН СССР. Техническая кибернетика. 1982. №1. С. 160–170.
92. Бурдаков С. Ф. Проектирования манипуляторов промышленных роботов и робототехнических комплексов / С. Ф. Бурдаков, В. А. Дьяченко, А. Н. Тимофеев. – М.: Высшая школа, 1986. – 264 с.
93. Ray W. H. Multivariable process control – A survey / W.H. Ray // Computers & Chemical Engineering. – 1983. – vol. 7, no. 4. – pp. 367–394.
94. Wang L. Force equalization for redundant active/active position control system involving dissimilar technology actuator / L. Wang, J.–C. Mare, Y. fu, H. Qi. // In Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Okinawa, Oct. – 2011.
95. Bai Y. Principle and method to improve the dynamic stiffness of the electro-hydraulic servo system / Y. Bai, L. Quan. // In Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Okinawa, Oct. – 2011.
96. Zhou F. MIMO Sliding Mode Control: A Lyapunov Approach / F. Zhou, D. G. Fisher // In American Control Conference, – 1991. – pp. 1796–1799.
97. Wang W.–Y. Evolutionary design of PID controller for twin rotor multi-input multi-output system / W.–Y. Wang, T.–T. Lee, H.–C. Huang // In Proceedings of the 4th World Congress on Intelligent Control and Automation, – 2002. – vol. 2. – pp. 913–917.
98. Cornieles E. Modeling and Simulation of a Multivariable Process Control / E. Cornieles, M. Saad, G. Gauthier, H. Saliah–Hassane // In IEEE

- International Symposium on Industrial Electronics, – 2006. – vol. 4. – pp 2700–2705.
99. Leena G. A set of stabilizing PD controllers for multi-input-multi-output systems / G. Leena, K.B. Dutta, G. Ray // In International Conference on Electrical and Computer Engineering, – 2008. – pp. 861–866.
 100. Li D. On Sliding Control for Multi-Input Multi-Output Nonlinear Systems. / D. Li, J.–J. E. Slotine // In American Control Conference, – 1987. – pp. 874–879.
 101. Habibi S. R. Hydraulic actuator analysis for industrial robot multivariable control / S. R. Habibi, R. J. Richards, A. A. Goldenberg // In American Control Conference, – 1994. – vol. 1. – pp. 1003–1007.
 102. Smaoui M. A study on tracking position control of electropneumatic system using backstepping design / M. Smaoui, X. Brun, D. Thomasset // Control Engineering Practice, – 2006. – vol. 14, no. 8. – pp. 923–933.
 103. Liu X. On the backstepping design procedure for multiple input nonlinear systems / X. Liu, Z. Lin // International Journal of Robust and Nonlinear Control, – 2012. – vol. 22, no. 8. – pp. 918–932.
 104. Петров Ю. П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю. П. Петров. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
 105. Понтрягин Л. С. Математическая теория оптимальных процессов / Л. С. Понтрягин, В. Болтнянский, Р. В. Гамкрелидзе, Е. Ф. Мищенко. – М.: Физматгиз, – 1961. – 392 с.
 106. Беллман Р. Динамическое программирование / Р. Беллман. – под. ред. Воробьева Н.Н. –М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400с.
 107. Бушер В. В. Асинхронный электропривод подъемно-транспортных механизмов с микропроцессорным управлением: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электрические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / В. В. Бушер. – Одесса, 1993. – 16 с.

108. Базил Ш. Управление электроприводом циклически работающих механизмов горизонтального перемещения: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Базил Шафик. – Одесса, 1993. – 186 с.
109. Мельникова Л. В. Автоматизация технологического процесса перемещения механизма с подвешенным грузом средствами микропроцессорного управления: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Мельникова Любовь Васильевна. – Одесса, 2000. – 116 с.
110. Григоров О. В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05 / Григоров Отто Владимирович. – Х., – 1995. – 386 с.
111. Черноусько Ф. Л. Вычислительные и приближенные методы оптимального управления / Ф. Л. Черноусько, В. Б. Колмановский // Итоги науки и техники. Серия математический анализ. – 1977. – Т. 14. – С. 101–166.
112. Черноусько Ф. Л. Управление колебаниями / Ф. Л. Черноусько, Л. Д. Акуленко, Б. Н. Соколов. – М.: Наука, 1980. – 384 с.
113. Акуленко Л. Д. Асимптотические методы оптимального управления / Л. Д. Акуленко – М.: Наука, 1987. – 368 с.
114. Геронимус Я. Л. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие / Я. Л. Геронимус, М. М. Перельмутер // Машиноведение. – 1966. – № 6. – С. 6–24.
115. Перельмутер М. М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на его электропривод / М. М. Перельмутер, Л. Н. Поляков // Известия вузов. Электромеханика. – 1971. – № 7. – С. 769–774.
116. Зайцев Ю. И. Исследование нестационарных колебаний и оптимальные режимы работы грузоподъемных машин с поступательными движениями: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец.

- 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» / Ю. И. Зайцев. – Х., – 1981. – 26 с.
117. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л. Я. Будиков. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. – 210 с.
118. Горский Б. Е. Динамическое совершенствование механических систем / Б. Е. Горский. – К.: Техніка, – 1987. – 200 с.
119. Горский Б. Е. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия / Б. Е. Горский, В. С. Ловейкин // Динамика и прочность тяжелых машин. – Днепропетровск: ДГУ, – 1982. – № 6. – С.13–20.
120. Белая Н.М., Прохоренко А.Г. Канатные лесотранспортные установки. – М.: Лес. Пром-сть, 1964.
121. Бутов В.Г. Исследование вариационных задач прямыми методами. / В.Г. Бутов // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 2008. – Т. 48. – №3. – С. 373-386.
122. Сеньо П.С. Прямые интервальные методы решения вариационных задач и задач оптимального управления / П.С. Сеньо // Динамические системы. – 2004. – Вып. 18. – С. 44-50.
123. Барский И.Л., Румянцев И.А., Флеров Ю.А. Локальная интерполяция в прямых методах вариационного исчисления / И.Л. Барский, И.А. Румянцев, Ю.А. Флеров. – М.: Вычислительный центр АН СССР, 1982. – 56 с.
124. Моисеев Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем / Н.Н. Моисеев. – М.: Наука, 1971. – 424 с.
125. Страховский Р.И. Изохронно-итеративный метод решения задач оптимального управления / Р.И. Страховский // Методы оптимизации автоматических систем. Сборник статей под ред. Цыпкина Я.З. – М.: Энергия, 1972. – С. 223-237.

126. Федоренко Р.П. Приближенное решение задач оптимального управления / Р.П. Федоренко. – М.: Наука, 1978. – 488 с.
127. Хитрик В.Э. Методы динамической оптимизации механизмов машин-автоматов / В.Э. Хитрик– Л.: из-во Ленинградского ун-та, 1974. – 116 с.
128. Черноусько Ф.Л. Вариационные задачи механики и управления (Численные методы). / Ф.Л. Черноусько, Н.В. Баничук. – М.: Наука, 1973. – 107 с.
129. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И.И. Вульфсон– Л.: Машиностроение, 1976. - 328 с.
130. Голубенцев А.И. Интегральные методы в динамике / Голубенцев А.И. – К.: Техніка, 1967. – 350с.
131. Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем / Б.Е. Горский– К.: Техніка, 1987. – 200 с.
132. Горский Б.Е. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Динамика и прочность тяжелых машин. – Днепропетровск: ДГУ, 1982. – № 6. – С.13-20.
133. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.]. – К.– Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
134. Li D. On Sliding Control for Multi-Input Multi-Output Nonlinear Systems. / D. Li, J.–J. E. Slotine // In American Control Conference, – 1987. – pp. 874–879.
135. Чиликин М. Г. Общий курс электропривода: учебник [для студ. вузов] / М. Г. Чиликин, А. С. Сандлер. – [6-е изд., доп. и перераб.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
136. Подобед Н. Е. Исследование работы механизмов передвижения порталных кранов в морских портах при ветровых нагрузках: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.22.19 „Эксплуатация

- судового транспорта, судовождение” / Н.Е. Подобед. – Мурманск, 2010. – 24 с.
137. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем / В.С. Ловейкін, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко. – К. – Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. –175 с.
138. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, – 2004. – 696 с.
139. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. Учеб для вузов. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк, 1986. – 416 с.
140. Wang J. Modeling and Validating the Grabbing Forces of Hydraulic Log Grapples Used in Forest Operations / J. Wang, C. B. LeDoux, L. Wang // International Journal of Forest Engineering, – 2003. – 16(1). – pp. 77–85.
141. Корн Г. Справочник по высшей математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
142. Нестеров А.П. Метод поиска глобального экстремума функционала в задачах оптимизации механических систем / А.П. Нестеров, С.Н. Вахнин // Сборник аннотаций программ решенных задач и технических усовершенствований на ЭВМ ЦСУ СССР. – 1974. – Вып. 4 (14). – С. 127.
143. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
144. Ромасевич Ю. О. Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05 / Ромасевич Юрій Олександрович. – Київ, 2010. – 200 с.
145. Balachandran V. A mechanical filter concept for control of non-linear crane-load oscillations / V. Balachandran, Y. Li, C. Fang // Journal of Sound and Vibration. – 1999. – 228(3). – pp. 651–682.
146. Ловейкін В. С. Оптимізація динамічного режиму руху механізмів і машин з урахуванням опору, пропорційного швидкості / В. С. Ловейкін // Техніка будівництва. – 2002. – №13. – с. 15–19.

147. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1977. – 440 с.
148. Коломинова М. В. Грузоподъемное оборудование для нижнескладских работ [Текст]: метод. указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Технологические процессы и оборудование лесозаготовительного производства» / М.В. Коломинова. – Ухта: УГТУ, 2013. – 54 с.
149. Преобразователи частоты FR-S500 E EC: технический каталог № 147012–E: Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2005. – 28 с.
150. mDAQ-12, mDAQ-14. Микросистема сбора данных с интерфейсом USB. Руководство пользователя. V1.5. ООО «ХОЛИТ Дэйта Системс». – 34 с.
151. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів руху кранових механізмів / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. – 307с.

ДОДАТОК А

Вираз, який описує інтеграл функціоналу (6.45), розв'язання якого, при заданих параметрах, дає наближений розв'язок варіаційної задачі:

$$\begin{aligned}
 I_V = \frac{1}{J_0 T^3} & (J_0^2 (117.029 \varphi^2 - 117.029 \varphi \phi_0 + 37.8286 \phi_0^2 - 117.029 \varphi \phi_T + \\
 & 41.3714 \phi_0 \phi_T + 37.8286 \phi_T^2) + \\
 J_0 T^2 & (-1426.28 \varphi^5 - 589.242 \phi_0^5 + \phi_0^4 (2646.16 - 72.8525 \phi_T) + \\
 \varphi^4 & (6272.27 + 513.11 \phi_0 + 515.034 \phi_T) + \\
 \phi_0^3 & (-3017.19 + 232.785 \phi_T - 11.6442 \phi_T^2) + \\
 \phi_T^2 & (1141.43 - 3017.19 \phi_T + 2646.16 \phi_T^2 - 589.286 \phi_T^3) + \\
 \phi_0 \phi_T & (-81.6839 - 412.24 \phi_T + 232.784 \phi_T^2 - 72.8728 \phi_T^3) + \\
 \phi_0^2 & (1141.43 - 412.24 \phi_T + 246.715 \phi_T^2 - 11.4363 \phi_T^3) + \\
 \varphi^3 & (-7047.63 - 245.515 \phi_0^2 - 2551.39 \phi_T - 245.699 \phi_T^2 + \\
 & \phi_0 (-2551.39 + 911.295 \phi_T)) + \\
 \varphi^2 & (2201.17 + 163.463 \phi_0^3 + 3618.2 \phi_T + 208.865 \phi_T^2 + 162.322 \phi_T^3 + \\
 & \phi_0^2 (208.875 + 50.1891 \phi_T) + \phi_0 (3618.2 - 3024.46 \phi_T + 50.996 \phi_T^2)) + \\
 \varphi & (446.798 \phi_0^4 + \phi_0^3 (-2260.99 + 88.8518 \phi_T) + \\
 & \phi_0^2 (2252.53 - 22.7293 \phi_T - 170.396 \phi_T^2) + \\
 & \phi_0 (-2201.17 + 2165.02 \phi_T - 22.7201 \phi_T^2 + 87.8994 \phi_T^3) + \\
 & \phi_T (-2201.17 + 2252.53 \phi_T - 2260.98 \phi_T^2 + 446.505 \phi_T^3)) + \\
 T^4 & (-3.64671 10^9 \varphi^7 \phi_0 + 190948. \phi_0^6 - 332129. \phi_0^7 + 7.88811 10^6 \phi_0^8 + \\
 & \phi_0^5 (-304402. - 56268.8 \phi_T) + \\
 \varphi^5 & (-388368. - 1.90367 10^{10} \phi_0^2 \phi_T + 6.75703 10^7 \phi_T^2) + \\
 \varphi^6 & (232728. + 6.96727 10^7 \phi_0 + 4.745 10^9 \phi_T^2) + \\
 \phi_0^2 & (21270.6 + 14607.1 \phi_T + 16084.9 \phi_T^2 - 8751.34 \phi_T^3) + \\
 \phi_0^3 & (-114068. - 42107. \phi_T - 8848.04 \phi_T^2 + 7.00289 10^6 \phi_T^4) + \\
 \phi_0^4 & (259700. + 48562.7 \phi_T + 29279.1 \phi_T^2 - 6.1719 10^6 \phi_T^3 + 3.01392 10^8 \phi_T^4) + \\
 \varphi^4 & (338897. + \phi_0 (-109999. - 673694. \phi_T) - 108162. \phi_T + 2.62105 10^8 \phi_0^2 \phi_T + \\
 & 1.80875 10^{10} \phi_0^3 \phi_T + 1.72465 10^9 \phi_T^4) + \\
 \phi_0 \phi_T & (-6009.7 + 14607.1 \phi_T - 42106.9 \phi_T^2 + 48684. \phi_T^3 - 33490.2 \phi_T^4 - \\
 & 442461. \phi_T^5) + \phi_T^2 (21270.6 - 114068. \phi_T + 259700. \phi_T^2 - 304376. \phi_T^3 + \\
 & 188496. \phi_T^4 - 65376.7 \phi_T^5) + \\
 \varphi^3 & (-153488. + 97240. \phi_T + \phi_0^3 (2.98323 10^8 - 3.53401 10^{10} \phi_T) \phi_T - \\
 & 220556. \phi_T^2 + \phi_0^2 (-221555. - 1.71804 10^{10} \phi_T^3) + \\
 & \phi_0 (97239.9 + 257837. \phi_T + 1.16736 10^8 \phi_T^3)) + \\
 \varphi^2 & (29193.2 - 46423.1 \phi_T + 175248. \phi_T^2 - 1.01286 10^{10} \phi_0^4 \phi_T^2 - 177995. \phi_T^3 + \\
 & 189849. \phi_T^4 + \phi_0 (-46423.1 - 173389. \phi_T + 83408. \phi_T^2) + \\
 & \phi_0^3 (-178339. - 429015. \phi_T - 1.3689 10^8 \phi_T^2 - 9.14957 10^9 \phi_T^3) + \\
 & \phi_0^2 (175245. + 84167.4 \phi_T + 5.2161 10^9 \phi_T^4) + \\
 \varphi & (2.93098 10^6 \phi_0^6 - 1.38082 10^8 \phi_0^7 + \\
 & \phi_0^5 (96805. - 2.73904 10^7 \phi_T - 1.40078 10^9 \phi_T^2) + \\
 & \phi_0^4 (-180614. - 6.01846 10^7 \phi_T^2) + \\
 & \phi_0^3 (155283. + 92141.8 \phi_T - 237965. \phi_T^2) + \\
 & \phi_0 (9943.94 + 55475.4 \phi_T - 53365.9 \phi_T^2 + 90428.5 \phi_T^3) + \\
 & \phi_0^2 (-75550. - 53365.5 \phi_T - 49359.8 \phi_T^2 - 1.30415 10^9 \phi_T^5) + \\
 & \phi_T (9943.94 - 75550. \phi_T + 155283. \phi_T^2 - 180842. \phi_T^3 + 102640. \phi_T^4 - \\
 & 597273. \phi_T^5))
 \end{aligned}$$

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ВСТУП..... | 3 |
| РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДОСКОНАЛОСТІ СУЧАСНОЇ ТРЕЛЮВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ДЛЯ ЛІСОЗАГОТІВЛІ..... | 7 |
| 1.1. Сучасний стан розвитку технологій лісозаготівлі..... | 7 |
| 1.2. Огляд трелювальної техніки..... | 11 |
| 1.3. Огляд наукових досліджень по темі..... | 21 |
| Висновки до першого розділу..... | 24 |
| | |
| РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ РОБОТИ МЕХАНІЗМІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ НА СКЛАДАХ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ..... | 25 |
| 2.1. Загальні відомості про використання та класифікацію вантажопідйомних машин, що працюють на складах лісоматеріалів..... | 25 |
| 2.2. Аналіз досліджень динаміки руху кранів, коливань вантажу та способи їх зменшення..... | 31 |
| 2.3. Аналіз досліджень динаміки руху грейферного гідрозахвата.. | 39 |
| 2.4. Керування приводом грейферного гідрозахвата..... | 44 |
| 2.5. Огляд основних досліджень з оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин..... | 46 |
| Висновки до другого розділу..... | 50 |
| | |
| РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ ДИНАМІКИ РУХУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ «ЛЕБІДКА-КАНАТ-ВАНТАЖ»..... | 51 |
| 3.1. Побудова динамічної моделі..... | 51 |
| 3.2. Математичне моделювання роботи канатної лебідки..... | 53 |
| 3.3. Аналіз динаміки руху системи «лебідка – канат – вантаж».... | 58 |
| Висновки до третього розділу..... | 65 |

| | |
|--|-----|
| РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМИ «ЛЕБІДКА-КАНАТ-ВАНТАЖ»..... | 66 |
| 4.1. Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності..... | 66 |
| 4.2. Визначення оптимальних законів руху системи «лебідка– канат – вантаж»..... | 67 |
| Висновки до четвертого розділу..... | 103 |
| | |
| РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ МЕХАНІЗМІВ ДЛЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ ДЕРЕВИНИ..... | 104 |
| 5.1. Динамічний аналіз переміщення візка вантажопідйомного крана зі зміщеним центром мас вантажу відносно захвата..... | 104 |
| 5.1.1. Побудова динамічної моделі механізму переміщення кранового візка..... | 104 |
| 5.1.2. Математична модель механізму переміщення кранового візка..... | 106 |
| 5.1.3. Розрахункова схема та математична модель подвійного математичного маятника..... | 112 |
| 5.1.4. Аналіз динамічних характеристик переміщення кранового візка..... | 114 |
| 5.2. Кінематичний аналіз грейферного гідрозахвата для лісоматеріалів..... | 122 |
| 5.3. Динамічний аналіз грейферного гідрозахвата захата для круглих лісоматеріалів..... | 129 |
| Висновки до п'ятого розділу..... | 138 |
| | |
| РОЗДІЛ 6. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ СИСТЕМИ «ВІЗОК – ЗАХВАТ – ВАНТАЖ» ТА МЕХАНІЗМУ ЗАХОПЛЕННЯ КОЛОД..... | 139 |
| 6.1. Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності..... | 139 |

| | |
|--|-----|
| 6.2. Оптимізація режиму руху тримасової системи за комплексним критерієм, що містить динамічну і кінематичну складову..... | 142 |
| 6.3. Оптимізація енергетичного режиму руху грейферного гідрозахвата для лісоматеріалів..... | 149 |
| 6.4. Оптимізація динамічного режиму руху грейферного гідрозахвата для лісоматеріалів..... | 155 |
| 6.5. Оптимізація режиму руху грейфера за критерієм середньої потужності..... | 162 |
| Висновки до шостого розділу..... | 166 |
| | |
| РОЗДІЛ 7. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ..... | 168 |
| 7.1. Програма експериментальних досліджень..... | 168 |
| 7.2. Визначення параметрів фізичної моделі..... | 169 |
| 7.3. Конструкція фізичної моделі..... | 180 |
| 7.4. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення характеристик руху фізичної моделі | 185 |
| 7.5. Комп'ютерна програма для керування частотним перетворювачем..... | 192 |
| 7.6. Планування та методика проведення експериментальних досліджень..... | 195 |
| Висновки до сьомого розділу | 197 |
| | |
| РОЗДІЛ 8. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ... | 198 |
| 8.1. Дослідження режимів руху механізмів переміщення візка та гідрозахвата на природній механічній характеристиці приводу... | 198 |
| 8.1.1. Експериментальні дослідження руху тримасової системи «візок-захват-вантаж»..... | 198 |

| | |
|---|------------|
| 8.1.2. Експериментальні дослідження руху гідрозахвата..... | 203 |
| 8.2. Аналіз експериментальних даних для оптимального керування..... | 205 |
| 8.2.1. Рух системи «візок-захват-вантаж» за оптимальним законом руху..... | 205 |
| 8.2.2. Результати експериментальних досліджень режимів руху гідрозахвата за оптимальними законами..... | 209 |
| Висновки до восьмого розділу..... | 212 |
| РОЗДІЛ 9. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИМИХ МАШИН НА СКЛАДАХ ЛІСОМАТЕРІАЛІВ ТА РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ..... | 213 |
| 9.1. Мехатронна система керування рухом візка з вантажем..... | 213 |
| 9.2. Удосконалення конструкції електрогідравлічного грейфера для колод..... | 214 |
| 9.3. Розрахунок економічного ефекту від впровадження оптимального керування вантажопідйомними машинами..... | 219 |
| Висновки до дев'ятого розділу..... | 223 |
| ВИСНОВКИ..... | 224 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 227 |
| ДОДАТКИ..... | 243 |

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.,
Сердюченко Ю.Ю., Лимар П.В.

**ДИНАМІКА І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МАШИН
ЛІСОВОГО КОМПЛЕКСУ**

НАУКОВЕ ВИДАННЯ