

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 – МР.465«С»2023.03.28. 001 ПЗ

МАКСИМЕНКО ІВАН ВОЛОДИМОРОВИЧ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
НУБІП України
 І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
 Факультет конструювання та дизайну

УДК 656.11(477.42)
НОГОДЖЕНО **ДОНУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**

Декан факультету конструювання та дизайну
 Завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М. І. Момотенка
НУБІП України
 Зіновій РУЖИЛО Іван РОГОВСЬКИЙ
 (підпис) (підпис)

“ ” 2023р. “ ” 2023 р.
МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
 на тему: Удосконалення експлуатаційних показників вібронавантаження лісової валково-трелювальної машини

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
 Освітня програма «Обладнання лісового комплексу»
 Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

Гарант освітньої програми
 кандидат технічних наук, доцент
 Олександр БАННИЙ
 (науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ім'я, прізвище)
 Керівник магістерської кваліфікаційної роботи
 д.т.н., проф. Іван РОГОВСЬКИЙ
 (підпис)

Виконав Іван МАКСИМЕНКО
 (підпис)
НУБІП України
 КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту

імені М. П. Момотенка

проф., д.т.н.

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

20 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Івану МАКСИМЕНКУ

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(код і назва)

Освітня програма «Обладнання лісового комплексу»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

Тема магістерської роботи: Удосконалення експлуатаційних показників
вібронавантаження лісової валково-трелювальної машини

затверджена наказом ректора НУБіП України від «28» березня 2023 р. №465 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 25 жовтня 2023 р.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи: способи, прийоми і технології механічного
обробітку ґрунту; фізико-механічні властивості ґрунту; сучасні конструкції машин для
обробітку ґрунту.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

Розділ 1. Стан питання і задачі дослідження

Розділ 2. Аналіз динамічних навантажень механізмів для перевантаження деревини.

Розділ 3. Оптимізація режимів руху системи «машина – захват – вантаж» та механізму
захоплення колод.

Розділ 4. Охорона праці та навколишнього середовища.

Розділ 5. Економічна ефективність.

Перелік графічного матеріалу (за потреби)

Дата видачі завдання «12» листопада 2022 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Іван РОГОВСЬКИЙ

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис) (прізвище та ініціали студента)

Іван МАКСИМЕНКО

ВСТУП ^{ЗМІСТ} 6

РОЗДІЛ 1 СТАТУС ТЕМИ І ЦІЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ 8-е місце

1.1 Загальні відомості щодо використання та класифікації вилкових навантажувачів для використання на лісових складах 8-е місце

1.2 Аналіз досліджень динаміки руху крана, коливань навантаження та способів їх зниження 14

1.3 Аналіз досліджень динаміки руху гідро захоплення грейфера 22

1.4 Управління гідроприводом захоплення захоплення 26

1.5 Огляд основних досліджень з оптимізації видів руху вилкових навантажувачів 29

ГЛАВА 2 АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА МЕХАНІЗМИ ПЕРЕРОБКИ ДЕРЕВИНИ 32

2.1 Динамічний аналіз гідравлічного грейфера для деревини 32

2.2 Динамічний розрахунок захоплення гідравлічного захоплення круглого лісу захопленням 39

2.3 Основні результати та висновки по розділам 47

ГЛАВА 3 ОПТИМІЗАЦІЯ ВИДІВ РУХУ СИСТЕМИ «МАШИНА – ЗАХОПЛЕННЯ – НАВАНТАЖЕННЯ» І ДЕРЕВ'ЯНОГО ТЯЖКОГО МЕХАНІЗМУ 49

3.1 Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності 49

3.2 Оптимізація енергетичного режиму грейфера гідравлічного грейфера для деревини 51

3.3 Оптимізація динамічного тину руху грейфера гідравлічного грейфера для деревини 57

3.4 Оптимізація режиму руху захоплення за середнім критерієм продуктивності 63

3.5 Основні результати та висновки по розділам 66

4. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.

3.6 Програма експериментальних досліджень.....	68
3.7 Побудова фізичної моделі.....	72

3.8 Вимірнювальні та записувальні пристрої для визначення властивостей руху фізичної моделі.....	76
--	----

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ 84

4.1 Дослідження типів руху механізмів переміщення каретки та гідрукоятки за природними механічними властивостями приводу.....	84
---	----

4.1.1. Експериментальні дослідження з руху тримасової системи «Віза-Габ-Вантаж»	84
---	----

4.1.2. Експериментальні дослідження гідравлічного руху	89
--	----

4.2 Основні висновки та висновки за розділами:.....	91
---	----

ГЛАВА 5 Вдосконалення конструкції вилкових машин у площині деревини та розрахунки ефективності їх використання 92

5.1 Мехатронна система керування рухом вагона з вантажем.....	92
---	----

5.2 Удосконалення конструкції електрогідравлічного лісозахоплення.....	93
--	----

5.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження оптимального керування підйомними машинами.....	99
---	----

5.4 Висновки у розділах.....	101
------------------------------	-----

ВИСНОВКИ 103

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

актуальність теми. Технологічний процес сучасних лісових селищ

включає великий обсяг вантажно-розвантажувальних робіт, для виконання

яких використовується різна техніка: крани різної конструкції, самохідні

навантажувачі і т. д. Тільки в лісовому виробництві кожен кубометр деревини

переробляється потрібно завантажувати, вивантажувати та штабелювати від

чотирьох до восьми разів. Незважаючи на різноманітність конструкцій, до

вантажно-розвантажувального обладнання пред'являються загальні вимоги

(укладання батоїв або дерев на складі та сортиментів у штабелі). Об'єм пачок

деревного матеріалу, що доставляються на склад, становить 20-30 м³.

Оскільки пачки вивантажуються повністю без розподілу їх на частини, то

вантажопідйомність розвантажувального обладнання має становити близько

10-15 тонн. Робота кранів на лісозаготівлях характеризується тим, що зв'язки

батоїв або дерев несиметричні і відрізняються один від одного завдовжки,

сходженням стовбурів, густотою крон і т. д. що при використанні підйомного

троса зі стропами або рукояткою в одному місці, зв'язування може нахилитися

у вертикальній площині. Подібні деформації вантажу негативно впливають на

процес навантаження, оскільки викликають додаткові вібрації, вантаж

розгойдується і стає важко переміщати. Для штабелювання пиломатеріалів на

великій площі вантажно-розвантажувальні агрегати повинні переміщати

вантажі як по вертикалі, так і по горизонталі зі швидкостями, що забезпечують

необхідну продуктивність. Також необхідно механізувати операції

захоплення, розчеплення та повороту зв'язок, оскільки виконання цих

операцій вручну (за допомогою строп) небезпечно та трудомістке. Запуск,

зміна швидкості та гальмування шасі крана супроводжуються вібраціями

вантажів, прикріпленого до гнучкої підвіски. Слід уникати вібрацій вантажу,

оскільки вони ускладнюють позиціонування вантажу та передачу

навантаження на конструкцію крана.

Мета та завдання дослідження. Мета дослідження – підвищення ефективності роботи механізмів вантажопідіймальних машин під час перевантаження деревини за рахунок оптимізації перехідних видів руху механізмів приводу.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання:

- Провести аналіз існуючих результатів досліджень динаміки руху кранового візка з вантажем на гнучкій підвісі та механізмом закриття гідрогрейфера.
- Створити моделі динаміки руху кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі зі зміщеним центром мас щодо грейфера;
- Оптимізувати спосіб змикання щелеп захоплення при захопленні стовбурів дерев;
- розробити фізичну модель кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі зі зміщеним центром мас щодо грейфера та гідрогрейфера та експериментально вивчити в лабораторних умовах виявлені оптимальні та реальні види руху;
- На підставі проведених досліджень запропонувати функціональну схему управління рухом кранового візка та гідроприводу грейфера для колод.

об'єкт дослідження – Роликова машина, що штовхає.

Предмет дослідження – Визначення впливу оптимізації видів руху кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі зі зміщеним центром мас та захватними щелепами на ефективність його роботи.

РОЗДІЛ 1

СТАТУС ТЕМИ ЦІЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ

НУБІП України

1.1 Загальні відомості щодо використання та класифікації

вилкових навантажувачів для використання на лісових складах.

НУБІП України

Склади лісоматеріалів поділяються на: склади лісопромислових підприємств (підсклади); майданчики з перевалки деревини (зокрема лісові порти); Склади (біржа сировини) споживачів – деревообробних підприємств.

НУБІП України

Залежно від розташування склади лісопромислової промисловості діляться на залізничні та берегові склади.

Нижні склади призначені для прийому, зберігання та первинної обробки деревини, а також відвантаження готової продукції споживачам, тому деревину кілька разів перевантажують за допомогою вантажопідйомної техніки.

НУБІП України

Перспективи вдосконалення роботи лісових селищ безпосередньо пов'язані із загальною тенденцією розвитку механізації та автоматизації перевалочних операцій. Для перерахованих вище складів характерні

НУБІП України

різноманітні операції з розвантаження рухомого складу з лісових доріг, створення запасів деревини, укладання їх на резервні майданчики, подання сировини на переробку з автотранспорту та навантаження деревини на автомобільне, залізничне та водне транспортування.

НУБІП України

На лісовій турбазі деревина складається на великих площах, тому її необхідно переміщати за допомогою вантажопідіймальних пристроїв як у вертикальному, так і горизонтальному напрямку (зі швидкостями, що забезпечують необхідну продуктивність. Також необхідно механізувати

НУБІП України

операції захоплення, розвантаження та повороту зв'язок, тому що їх виконання за допомогою строп є трудомістким і вимагає застосування ручної праці.

При розвантаженні залізничного рухомого складу шпирьовими або деревоподібними штабелями застосовують мостові крани (мостові, козлові) та

канатні крани не тільки на естакаді, але й у резервному штабелі. Відмінною особливістю мостових кранів є горизонтальна опорна ферма, що переміщається рейками перпендикулярно до своєї осі. Вантажівка рухається несучою конструкцією.

Крани класифікуються за різними ознаками: конструкції крана, вантажопідйомного пристрою, приводу, ходового пристрою, ступеня повороту стріли і т. д. Залежно від призначення та принципу роботи крани складаються з декількох самостійних механізмів: переміщення крана, зміни вильоту стріли або переміщення візка (для козлових, стрілових, канатних кранів), підйом вантажу, поворот платформи зі стрілою і т. д. Кожен з цих механізмів складається з трьох частин: приводу, редуктора та напрямної. Як компоненти приводу використовуються електричні та гідравлічні двигуни, а також двигуни внутрішнього згоряння. До складу виконавчої частини входять: барабани різної конструкції для намотування каната, зірочки з ланцюгами, гідроциліндри з пристроями для підвішування та прийому вантажу.

У мостових кранів несуча конструкція (міст) спирається безпосередньо на колеса, а підкрановий шлях прокладено високою естакадою. Конструкція козлових кранів спирається на високі опори, що спираються на візки, що переміщуються по покладеним на землі крановим рейкам.

Козловими кранами називають козлові крани, які мають кінці несучої конструкції виступають межі опор як консолей. За допомогою таких кранів можна створити більший запас деревини. У лісовій промисловості широкого поширення набули консольні крани ККС-10, ККЛ-32, ККЛ-16 та крани без консолей, тобто козлові крани типу ЛТ-62.

Розташування підкранових колій мостового крана над складським майданчиком дозволяє розмістити під естакадою технологічне обладнання, конвеєри та внутрішньоскладські колії залізничного та нерейкового транспорту, які можуть перетинатися (у плані) з підкрановими коліями. Це покращує використання місця для зберігання та спрощує планування.

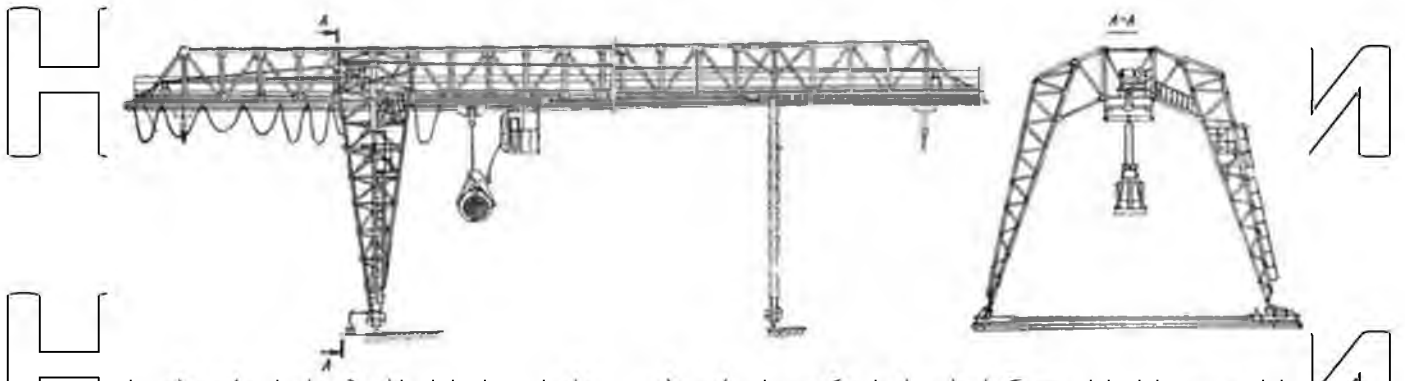
Розміри площі, що обслуговується мостовими кранами, залежать від дальності переміщення крана і дальності проїзду вантажного автомобіля. Однак у міру збільшення прольоту крана маса несучої конструкції і, отже, маса крана значно збільшується, що різко збільшує його вартість.

Характерною особливістю канатних кранів є несучі сталеві троси, які переміщують вантажівку. Канатні крани бувають стаціонарними та пересувними. Пересувні канатні крани застосовуються у великих лісових селищах для вивантаження колод з води, штабелювання та навантаження деревини зі штабелів на рухомий склад рухомого складу. Стаціонарні канатні крани застосовуються під час розвантаження залізничних транспортних засобів. Проліт мобільних канатних кранів складає 300-500 м-коду.

Козлові, мостові та канатні крани можуть обслуговувати територію, обмежену довжиною підкранових колій та розміром прольоту. Ця зона повинна бути розташована певним чином щодо інших об'єктів складу, що певною мірою визначає конфігурацію зони зберігання та її розташування на майданчику від розвантаження до сортування включно.

Крани козлові стрілові (рис. 1.1) широко застосовуються на нижніх складах, лісових складах, деревообробних та інших заводах для виконання різних видів підйомно-переміщених та вантажно-розвантажувальних робіт. Вибір того чи іншого типу крана залежить від ваги вантажу, виконуваних робіт та умов роботи.

Баштові перевантажувачі використовуються також у лісовому господарстві, де конструкцією, що несе, є башта зі стрілою, що повертається на 360°. Найбільшу популярність отримали лісонавантажувальні крани КБ-572 та БКСМ-14ПМ.



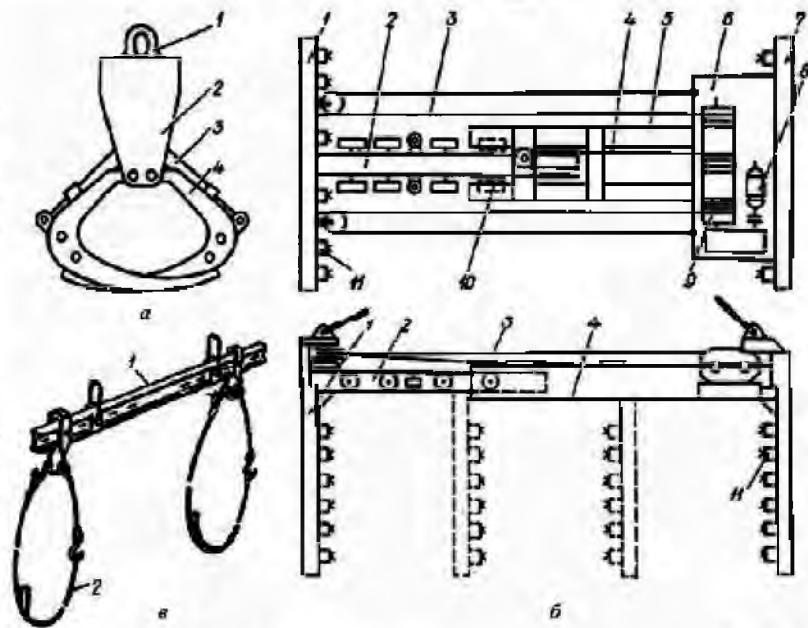
Мал. 1.1. Консольний козловий кран.

При виборі крана слід керуватися такими основними параметрами: вантажопідйомність Q (т); вантажний момент M (кН·м); висота підйому вантажу h (м); Проліт L (м) для мостових та козлових кранів; Виліт стріли R (м) стрілових кранів; Довжина консолей l (м) для консольних козлових кранів; масою крана G (т); сумарна потужність встановлених двигунів N (кВт), а також швидкості різних рухів.

Вантажопідйомність крана є основним параметром, що позначає найбільше навантаження на підйом якого розрахований вилковий навантажувач. Вага вантажопідйомного пристрою (захоплення) також входить у величину вантажопідйомності Q . У лісовому господарстві застосовують крани наступною вантажопідйомністю (в тоннах): 1; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8-й; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32 (крани вантажопідйомністю понад 32 тонни використовуються рідко). У паспорті крана зі змінним вильотом стріли вказується найбільша вантажопідйомність, тобто вантажопідйомність за найменшого вильоту стріли. Ця величина вважається параметром вантажопідйомності крана.

Вантажні захоплення використовуються для захоплення в'язання деревини, утримання її у підвішеному стані та штабелювання. Конструкція вантажопідіймальних пристроїв покликана забезпечити швидке захоплення та розвантаження пачок деревини, повну механізацію робіт при виконанні цих операцій та надійний затиск пачок різного об'єму. Щоб краще

використовувати вантажопідйомність крана, вага вантажопідіймального пристрою має бути мінімальною. Як вантажоутримувальні пристрої використовуються захоплення і стропи. Завдяки захопленням практично повністю виключається ручна праця (при завантаженні деревини в залізничні вагони залишається ручна праця, що вимагає перев'язки пакета, а в деяких випадках і вирівнювання кінців сортиментів) і суттєво підвищується продуктивність праці, так як при навантаженні з трелювання та штабелювання, крім кранівника, ще 2-3 робітники.



Мал. 1.2. Схеми вантажно-розвантажувального обладнання:

а - Радіальне захоплення з приводом: 1 - гака; 2 - опорна рама; 3 - гідроциліндр; 4 - Випічка; б - кінцевий захоплення: 1,7 - губки; 2 - балка; 3,4 - канати; 5 - напрямний канал; 6 - пластина; 8 - двигун; 9 - барабан; 10 - ковзачки; 11 - еластичні ручки; в - строповий комплект - балка; 2 - строп.

Захоплення поділяються на радіальні та кінцеві. Радіальне захоплення з гідроприводом (рис. 1.2 а) складається з опорної рами 2, до якої шарнірно прикріплені губки 4. Для закриття і відкриття щелеп служать гідроциліндри 3. Захоплення зачіпляється за підйомний трос крана за допомогою гака 1. Для

захоплення в'язання дров на штаб-грейфер опускають з розкритими щелепами і загострені кінці щелеп провалюються між колодами під дією ваги грейфера. При цьому сили, що стискають деревину, діють радіально у напрямку осі перерізу зв'язування деревини.

Радіальні захоплення діляться на канатні захоплення та захоплення з індивідуальним приводом. Канатні грейфери доступні у вигляді одинарних, подвійних та чотиріканатних грейферів. Як індивідуальні приводи використовуються електромеханічні, гідравлічні та пневматичні механізми.

Широко використовуються гідравлічні та електрогідравлічні захоплення. У грейферах гідронасос із приводом розташований не на грейфері, а на візку, на рамі (фермі) крана або його траверсі, на корпусі навантажувача та на гідроциліндрах закриття щелеп на ручку. Робоча рідина подається по шлангах, що звисають із крана. У електрогідравлічних захватів на захваті встановлюється насос із електродвигуном. Гідравлічні та електрогідравлічні грейфери можуть кріпитися до стріли крана або стовпа, а також за допомогою троса, знімного та жорстко закріпленого.

Гідравлічні та електрогідравлічні грейфери можуть виготовлятися з одним або декількома горизонтальними, вертикальними та похилими гідроциліндрами.

Захоплення з індивідуальними приводами мають значні зусилля при змиканні щелеп, проте велика вага обмежує їх корисне навантаження.

Глибина занурення щелеп у штабель залежить від конструкції штабеля, розмірів колод, положення захоплення щодо їх осей та деяких інших факторів.

В окремих випадках можливий вплив цих факторів настільки велика, що глибина занурення губок під впливом ваги захоплення виявляється недостатньою захоплення пачки. Вібраційні захоплення мають кращу проникаючу здатність і здатність до збудження.

Відмінною особливістю кінцевих захватів (рис. 1.2 б) є захоплення пачки деревини за кінці двома плоскими вертикальними губками, що стискають пачку вздовж її поздовжньої осі. Кінцевий спосіб захоплення

зв'язки набагато простіше поперечного, при якому щелепи занурюються між колодами. Крім того, при остаточному захопленні пачки механізується дуже трудомісткий процес вирівнювання торців колод.

Кінцеві захоплення не годяться для захоплення батогів і дерев, але успішно застосовуються при розвантаженні та укладанні зв'язок, що складаються з колод приблизно однакової довжини, і при укладанні цих зв'язок.

Використання грейферів недоцільно для кранів з невеликою вантажопідйомністю, тому що їхня значна вага значно знижує частку корисного навантаження. На таких кранах застосовують комплекти стропів (рис. 1.2, в).

1.2 Аналіз досліджень динаміки руху крана, коливань навантаження та шляхів їх зниження

Роботу кранів можна розділити на п'ять етапів: захоплення, підйом та переміщення вантажу з одного положення до іншого, опускання та розвантаження. Велику увагу дослідженню автоматизації процесів та вирішення цих проблем було приділено у роботах Ваха П.26. Горизонтальне переміщення вантажу з одного становища до іншого є найбільш трудомісткою операцією і вимагає вмілої роботи оператора.

Під час роботи крана візок з вантажем, що підвішений на гнучкому підвісі, здійснює постійні переміщення вздовж конструкції та консолей. Процес переміщення візка включає розгін, рух з номінальною швидкістю і гальмування. Такі перехідні режими викликають значні динамічні навантаження в механізмі приводу візка і крана в цілому, що впливає на надійність та довговічність, а розгойдування вантажу, крім того, впливає на продуктивність та ергономіку роботи.

Особливості роботи кранів на складах деревини характеризуються тим, що батоги або зв'язки дерев несиметричні і відрізняються один від одного

довжиною, сходженням стовбурів, густотою крони і т. д. В результаті центр тяжіння різних пучків розташовується неоднаково, тому при роботі крана пучок може бути перекошений в вертикальній площині (рис. 1.3).



Мал. 1.3. Нахил деревини під час роботи крана

Подібні деформації вантажу негативно впливають на процес навантаження, оскільки викликають додаткові вібрації, вантаж розгойдується і стає важко переміщати. У цьому випадку робота кранівника ускладнюється і потребує великого досвіду поводження з автокраном для усунення чи компенсації цих коливань. Крім того, при нерівномірному русі кранів та вантажних автомобілів спостерігаються маятникові коливання вантажу, які створюють додаткове навантаження на силові елементи крана та викликають значні незручності у їх експлуатації.

Тому особливу увагу слід приділити вивченню проблеми трясіння вантажу, що виникає під час розгону або гальмування автомобіля. Розв'язання цього завдання дозволяє підвищити точність переміщення вантажу, скоротити час робочого циклу руху каретки, уникнути повторного включення приводу та

знизити динамічні навантаження на металоконструкцію крана та механізм пересування каретки.

Високий ступінь податливості схеми візка-трос-грейфер призводить до створення складної динамічної системи. Зовнішні збудження в точці підвісу можуть виникати в площині та поза площиною в результаті коливань маятника, а також вертикальних коливань вантажу. Навіть без зовнішніх впливів сили інерції, що виникають під час руху крана, можуть призвести до значних маятникових коливань вантажу. Ця проблема ускладнюється тим фактом, що крани мають тенденцію повільно гасити вібрації, а це означає, що перехідний рух потребує багато часу для усунення вібрації. Вчений Віллемштейн, Ван ден Бум [29], Патель [19], Міхельсен та Коппенс [17] за допомогою чисельного моделювання було встановлено, що динамічні сили, що виникають при русі вантажу, досить великі в стаціонарному та перехідному режимах і повинні враховуватися при проектуванні та експлуатації кранів, що наголошує на необхідності як перехідного, так і стаціонарного прогнозування, та керувати режимами руху.

Крім того, гасіння вібрації підвищує безпеку експлуатації та знижує динамічні навантаження на конструкцію крана під час роботи. Сучасні конструкції козлових кранів мають значну вантажопідйомність, велику висоту підйому і швидкість переміщення, що робить особливу проблему контролю коливань навантаження.

У своїх роботах М. А. Лобов досліджував питання виникнення динамічних сил, динамічних навантажень і параметрів при підйомі та переміщенні крана, характерні режими навантаження, питання систем стійкості та стабілізації під час прямолінійного руху крана, обмежувачів перекосу та методи, для визначення та зниження навантажень.

У роботах В. Ф. Гайдамака та А. І. Дукельського розглянуто питання розрахунку міцності основних частин вантажопідйомних машин, розрахунку механізмів з урахуванням динамічних навантажень, приводів кранових

механізмів, окремі питання оптимізації конструкцій та автоматизації проектування.

Можливі причини динамічних навантажень у кранах описав М. С. Комаров. Авторський аналіз цих причин показує, що при перехідних видах руху у металевих конструкціях та механізмах кранів виникають вібраційні явища. Автор проводив розрахунки із використанням динамічних моделей багатомасового крана. На основі аналізу отриманих результатів він запропонував способи зниження динамічних навантажень за рахунок введення у гнучку підвіску додаткового пружного елемента.

У книзі С.А. Козака викладено основи теорії динамічних процесів у мостових кранах. Особливу увагу приділено технічним методам розрахунку динамічних навантажень, які у маловивчених перехідних режимах роботи вантажопідійомних машин. Розроблено докладний метод створення схем заміщення та наведено прості та практичні формули для визначення всіх параметрів циклограм динамічних навантажень пружних елементів у різних механізмах мостових кранів. Деякі завдання вирішувались за допомогою електронного моделювання.

У роботі В. Ф. Семенюка представлені результати порівняльного аналізу розміщення демпферів у системі підвіски вантажів та між елементами металоконструкцій. Аналіз проводився шляхом аналітичного розрахунку динамічної моделі козлового крана з використанням сили в канаті як критерій ефективності. В результаті проведеного аналізу автор дійшов висновку, що ефективне зниження динамічної сили у вантажному канаті може бути досягнуто тільки шляхом розміщення елемента, що демпфує, в системі металоконструкцій вантажопідіймальних кранів.

У роботах М. Шеффлера, Х. Дрезига і Ф. Курта [11] на основі аналізу роботи кранових механізмів дається оцінка динамічного навантаження під час пуску та зупинки підійомного механізму при - це розрив у кінематичних елементах. Оцінка проводилася за показником динамічного коефіцієнта, що є складною функцією параметрів крана та рушійної сили.

Крім того, у механізмах руху каретки при гальмуванні виникають динамічні навантаження. Дослідження, проведені Д. П. Волковим [6], показали, що вплив гальмівної колодки на шків призводить до короткочасних, але значних динамічних навантажень. Діяльність [11] показано, що електромагнітні гальма змінного струму викликають значні динамічні навантаження. Гальма з електрогідролічними штовхачами не мають стабільних гальмівних властивостей, особливо при коливаннях температури. Вплив значного гальмівного моменту, спрямований на подолання сил інерції руху каретки, призводить до пружної деформації найбільш гнучких елементів механізму пересування та сильного розгойдування вантажу. Тому для виконання «м'якого» гальмування кранівники вимикають фрикційні гальма або довільно регулюють їх, хоча таке регулювання не може забезпечити необхідний гальмівний момент. Протизадирний засіб для електродвигунів часто застосовується при гальмуванні, яке супроводжується поштовхами, ривками та значними енерговитратами. Кількість таких гальмувань досягає 25% від загальної кількості включень, що є неприпустимим.

Один із перших підходів до зниження динамічних навантажень в елементах кранів заснований на конструктивних змінах кранів, їх металокопструкцій, систем або механізмів. Ці конструктивні удосконалення пов'язані зі зміною жорсткості та демпфуючих властивостей металокопструкцій кранів, систем підвіски вантажів, елементів трансмісії механізмів тощо. Інший підхід заснований на оптимізації управління крановими механізмами.

Зниження динамічних навантажень залежить, перш за все, від управління рухом візка шляхом зміни його прискорень та швидкостей. Спосіб зниження динамічних навантажень шляхом зміни прискорень та швидкостей візка має суттєві переваги в порівнянні з іншими (тобто не вимагає зміни конструкції), оскільки дозволяє знизити динамічні навантаження за рахунок удосконалення системи керування краном.

На динаміку руху крана впливають такі показники, як опір руху при вітрових навантаженнях (якщо кран експлуатується у відкритому полі) та опір із-за нахилу підкранового шляху.

Тому навіть незначне зниження динамічних навантажень на ділянках перехідних режимів призводить до покращення показників надійності машини. Відомо, що зниження динамічних навантажень в основних механізмах кранів на 12% при пуску та на 30% при гальмуванні призводить до збільшення безаварійного ресурсу цих кранів у 2–5 разів.

У роботах М. С. Комарової, С. А. Козаки, Б. С. Ковальського пропонується усунення вібрацій шляхом керування гальмівними пристроями, але при постійному розгоні автомобіля. При цьому час навантаження значно збільшується, а динамічні навантаження зменшуються.

Проблеми управління кранами спонукали багатьох дослідників розробити алгоритми управління автоматизації їхніх операцій. Проте більшість існуючих систем не придатні практичній реалізації. Тому більшість промислових кранів не автоматизовані і, як і раніше, покладаються на роботу операторів, які іноді не можуть компенсувати коливання навантаження.

Алгоритми керування повинні відповідати існуючим умовам експлуатації.

Абдель-Рахман за роботою [1] представив докладний огляд управління краном.

Автоматизацію керування краном можна розділити на два підходи. При першому підході оператор слідує циклічно заданому режиму управління і знижуються динамічні навантаження. Однією з можливостей є управління демпфером щодо зворотного зв'язку кута відхилення навантаження та її кутової швидкості або зворотного зв'язку затримки кута відхилення [16].

Такий зворотний зв'язок має на увазі додаткову траєкторію, що забезпечується роботою оператора. Наступний метод - встановлення в конструкцію крана механічного демпфера [4]. Реалізація цього вимагає значних енерговитрат, що робить його нерациональним.

Другий підхід виключає роботу оператора та процес повністю автоматизований. Це можна реалізувати по-різному. Перший метод ґрунтується на відстеженні траєкторії вантажу до пункту призначення з мінімальними коливаннями. Ця траєкторія формується оптимальними методами керування. Другий метод заснований на зворотному зв'язку положення каретки та кута відхилення. Третій метод заснований на конструкції контролера, що складається з двох частин: контролера, що усуває вібрації, та контролера, що контролює положення візка. Кожен з них працює окремо, а потім поєднується для забезпечення продуктивності та стабільності системи в цілому.

Оскільки вібрації вантажу викликані прискоренням візка, багато дослідників зосередилися створення траєкторій, які переміщують вантаж за мінімальний час і мінімізують вібрації. Отримані траєкторії зазвичай визначаються методами оптимізації.

Цільова функція може містити час переміщення [15], що контролює вплив [9] або кут відхилення [21]. Інший важливий метод зниження траєкторії полягає у використанні послідовності імпульсів прискорення та гальмування.

Ці імпульси генеруються таким чином, що залишкові вібрації усуваються наприкінці процесу руху [10, 24, 22]. У роботах [5, 18], було досліджено оптимальне управління із зворотним зв'язком.

Найпростіший спосіб знизити динамічні навантаження – збільшити тривалість нестационарних режимів роботи його механізмів (час пуску та гальмування). При цьому механізми рухаються з меншими прискореннями, завдяки чому сили, що діють на них, зменшуються. Крім того, знижується ймовірність прослизання коліс візка по крановій балці.

Для усунення вібрацій потрібно керувати приводом механічної системи, тобто. автомобіля. Крім того, цей вплив має забезпечувати мінімізацію небажаних властивостей (динамічних навантажень, граничних відхилень навантаження тощо) або максимізацію бажаних властивостей (наприклад, плавності ходу, швидкості тощо) системи. Тож висновку законів необхідного

управляючого впливу (законів оптимального управління) використовуються математичні теорії оптимальних процесів: варіаційне обчислення, принцип максимуму Понтрягіна, динамічне і лінійне програмування.

Робота ПС присвячена проблемі усунення коливань навантаження.

Ловейкіна, Ю.В. Чувнюка, Ю.О. Ромасевич. Усувати вібрації пропонується за рахунок використання мехатронної системи крана. Закони руху механізму пересування кранового візка безперервні і тому пов'язані зі значними динамічними навантаженнями. Крім того, у роботі цих дослідників

використовувався метод динамічного програмування, який дозволив отримати керування у вигляді зворотного зв'язку. Перевага такого управління перед оптимальним програмним забезпеченням полягає в тому, що воно залежить від фазових координат системи, що означає автоматичне коригування управління у разі прогнозованої зміни фазової координати (наприклад, через пориви вітру).

В роботі Сметова А.О. та Єрофєєва М.Г. Обговорюються параметри керування та критерії оптимальності, розглядаються методи побудови та зміст математичних моделей, а також принципи оптимізації параметрів підйомно-транспортних машин. Для усунення коливань навантаження вони запропонували використати принцип максимуму Л. С. Понтрягіна.

У роботах дано складні електромеханічні системи кранових механізмів, підйому та горизонтального переміщення, дано їх математичний опис, наведено результати моделювання, розглянуто структурні схеми електромеханічної та механічної частин. Герасим'як Р.П. Докладно проаналізовано режими гальмування кранових механізмів, а також коливання підвищеного вантажу під час руху крана та повороту платформи. Принцип максимуму використовується усунення коливань. Реалізація ефекту управління роботах цих дослідників повинна здійснюватися з допомогою мікропроцесорного управління роботою асинхронного електроприводу з живленням від тиристорного перетворювача напруги.

Мисюра В.П. та Васильченко І.М. розробили закон зміни рушійної сили, у якому коливання навантаження усуваються. Довжина гнучкої підвіски вантажу може змінюватись при прискоренні/гальмуванні. Додатково враховується вітрове навантаження шляхом введення сили, що коректує, в функцію зміни рушійної сили.

У роботі [7] використано метод динамічного програмування та метод прямої варіації, що дозволяють оптимізувати режим гальмування кранового візка зі змінною довжиною гнучкого підвісу та спосіб оптимального управління рухом кранового візка. Візок у горизонтальному напрямку рухається рівномірно, а абсолютне значення контролю не перевищує встановлених граничних значень. Це знижує динамічні навантаження у механізмі руху каретки.

Використання нечіткої логіки для усунення коливань навантаження на гнучкому підвісі запропоновано [16]. Розглядається двомасова вібраційна система, у якій алгоритм управління визначається двома умовами. По-перше, якщо маса вантажу відхиляється від вертикалі з певною швидкістю, на масу автомобіля повинна бути прикладена сила, яка переміщає цю масу в тому самому напрямку і приблизно з тією ж швидкістю. По-друге, якщо маса вантажу відхилена на певний кут і її швидкість майже дорівнює нулю, то на масу візка необхідно докласти чинності в тому ж напрямку, який надасть масі візка приблизно рівне прискорення.

1.3 Аналіз досліджень динаміки грейферного гідрогрейфера

Основним фактором надійності та довговічності гідрогрейфера є високі динамічні навантаження, які в кінцевому підсумку призводять до руйнування насосів, гідроциліндрів, гідропрстроїв наведення та управління, а також металевих конструкцій машини. При пуску гідросистеми машини та при нестационарних процесах у гідроприводі виникають високі динамічні навантаження.

Умови експлуатації гідравлічного грейфера зазвичай важкі, оскільки більшість гідрообладнання та гідроліній у процесі роботи системи піддаються як статичним, так і динамічним навантаженням.

До статичних навантажень відносяться сили, що виникають при монтажі гідрообладнання, сили від внутрішнього тиску робочої рідини та сили від температурних деформацій елементів гідрообладнання та металевої конструкції механізму.

До динамічних сил відносяться сили, створювані пульсаціями потоку, гідравлічними ударами, вібраціями робочого обладнання, тиском рідини тощо.

У гідроприводів найбільше навантаження піддаються напірні лінії, що з'єднують джерело високого тиску з розвантажувальним пристроєм, гідроакумулятори та споживачі.

Залежно від причин коливань тиску в гідросистемі їх можна поділити на періодичні та стохастичні. Періодичне повторення із певним інтервалом часу. Окремі стрибки тиску, спричинені зовнішніми причинами, мають стохастичний характер. Основними причинами коливань є перепади тиску, спричинені робочим процесом гідроустрою та кінематична нерівномірність руху рідини в системі. Втрати тиску викликають вібрацію рідини, гідравлічної системи та всієї машини. Дослідження виникнення періодичних коливань у гідравлічних пристроях розглянуті на роботах [25]. Наголошується, що насоси у процесі роботи створюють періодичні пульсації витрати рідини та тиску.

В даний час розроблено велику кількість різних конструкцій для зниження динамічних навантажень (демпферів) та досліджено їх вплив на роботу гідроприводу в зоні нестационарних потоків та тиску рідини. Різні аспекти цих досліджень висвітлені у творах телебачення. М. Прокоф'єв, М. І. Рабінович, В. А. Табахова, Л. М. Тарко, Г. А. Скворчевський та багато інших.

Однак більшість цих розробок не використовуються в гідроактивних пристроях через складність конструкцій та невивченість теми.

У роботі Т. В. Алексеевої описано принцип дії, класифікацію та основи розрахунку гідрударних пристроїв. Це основи теорії динамічних насосів та гідродинамічних трансмісій.

Т.М. Башта вивчав основні принципи трубопровідної гідравліки, течії рідини через капілярні зазори та теорію гідравлічного удару у гідросистемах.

Враховано основи теорії, проектування та розрахунку насосів, гідромоторів різних типів, а також пристроїв розподілу робочої рідини, пристроїв безпеки та контролю, гідроаккумуляторів та систем стеження.

У книзі Іванова Х.М. розглянуто принципи проектування гідросистем як стаціонарних, і мобільних машин. Описано системи керування гідроприводом, засновані на використанні пропорційних гідроприсстроїв, гідророзподільників та мікрокомп'ютерів.

У роботі викладено основи теорії систем гідро- та пневмоприводу, методи схемного синтезу та конструктивних розрахунків гідро- та пневмоприводів різних машин та технологічних пристроїв, аналізу динамічних властивостей приводів з використанням математичного моделювання та використання комп'ютерів.

У творчості К. Л. Навроцького розглядаються властивості, структура та внутрішні процеси дійових осіб. Даний єдиний підхід до математичного опису динаміки приводу. Наведено узагальнені математичні моделі основних груп виконавчих механізмів.

Діяльність Д. Н. Попова описані методи створення моделей нестационарних течій робочих середовищ у напірних трактах з урахуванням нестационарної структури течії. Наведено приклади запропонованих методів розрахунку перехідних процесів, вібрації та стійкості гідравлічних та пневматичних систем.

Л. М. Тарко розглянув основи динаміки гідравлічних механізмів та методи розрахунку коливань тиску, швидкості робочого тіла та руху напрямних органів при основних перехідних процесах, пов'язаних з роботою з гідроприводом.

Описано методику динамічного розрахунку гідросистем, необхідні для розрахунку теоретичні та експериментальні передавальні функції та частотні характеристики елементів гідроприводу наведені в роботі Б. Л. Коробочкіна.

Наведені прості математичні співвідношення дозволяють підібрати оптимальні параметри гідросистеми.

Роботи Б. А. Таубер, Ю. А. Виноградов, А. І. Шербаков, С. Д. Парамонов, Б. Я. Бакая, Ю. Г. Нікішова та В. М. Бегеба присвячені вивченню процесу захоплення круглих лісоматеріалів захопленнями.

Спостереження В. М. Бегеби при завантаженні колод показали, що при проведенні цієї роботи колоди часто випадають з рукоятки. В основному це відбувається через недостатнє початкове стиснення колоди губками захвату при діаметральному затиску.

Робота Ю. присвячена дослідженню процесу захоплення колод за допомогою захоплень з гнучкою підвіскою на стрілі вилкового навантажувача.

А. Виноградова, А. І. Шербакова, С. Д. Парамонова, проведених під керівництвом професора Б. А. Таубера. Однак результати цих досліджень не можуть бути повністю використані при проектуванні натискних захватів,

оскільки жорстке або шарнірне кріплення до стріл крана накладає свої особливості на процес захоплення і, отже, на метод розрахунку. При вивченні процесу захоплення колод гнучкими підвісними захватами принускали, що щелепний ніж потрапляє в зазор між колодами протягом усього циклу і не враховували реальні лобові зіткнення передньої кромки ножа з колодами.

наступного рядка.

Однією з основних завдань щодо механізмів захоплення є виявлення фізичної природи і величини сил опору захопленню. Необхідно враховувати всі сили, що діють на щелепі:

А – сили, які діють зовнішню поверхню щелепи/еквівалент цих сил;

П – сили опору при зануренні щелепного ножа у купу деревини;

Ш – сили опору, пов'язані з переміщенням матеріалу у захопленні.

Особливу увагу приділено дослідженню сил опору щелеп захоплення під час занурення в штабель стовбурів дерев та способів їх зниження. Щоб

щелепи притискного захоплення рухалися заданою траєкторією, кожне зіткнення з колодою вимагає виштовхування протилежної колоди в нижні ряди або її деформації. Для грейферів з гнучкою підвіскою ці зіткнення не істотно впливають на процес захоплення, оскільки щелепи мають можливість обходити ці перешкоди і тимчасово зупиняти процес копання. Але й у першому, й у другому випадку відбуваються сильні стрибки сил завоювання, які періодично повторюються збільшенням сил опору.

В основному сили захоплення залежать від багатьох факторів, які складно врахувати, у тому числі від діаметра колод, кута докладання сили, довжини колод.

Спостереження за роботою натискних захватів у промислових умовах показує, що за недостатньої потужності приводу оператора в процесі захоплення доводиться періодично піднімати стрілу гідрокрана, відчуваючи зазори між захватами при зіткненнях. У зв'язку з цим продуктивність навантажувача суттєво знижується.

1.4 Управління гідроприводом захоплення захоплення

Гідравлічні машини керуються шляхом регулювання витрати рідини і можуть бути регульованими за обсягом, дросельними та комбінованими.

При об'ємному регулюванні використовується найсучасніше дороге обладнання (насос, гідромотор), але зміна швидкості руху робочого органу у співвідношенні 50:1 досягається з невеликими втратами в ККД. Основними перевагами гідрооб'ємного приводу є: мала маса вузлів під час передачі значної потужності, можливість передачі обертання або створення поступально-поступального руху без використання складного механічного приводу; високі можливості захисту; можливість швидкої та чіткої фіксації робочих органів без наявності спеціальних гальмівних систем; можливість безступінчастого регулювання; легке перемикання передач.

Для управління дросельною заслінкою використовуються гідророзподільники та дроселі. Дросельне управління менш економічне,

оскільки частина робочої рідини надходить через розподільник у бак і її енергія перетворюється на теплову енергію. Однак завдяки простоті конструкції та управління, універсальності та економічності він широко застосовується в гідроприводах порівняно малої потужності та короткочасного управління [11].

У роботах [15, 16] пропонується знижувати динамічні навантаження за рахунок апаратних засобів (додаткових пристроїв керування) та за рахунок керування програмними режимами роботи.

Розвиток електроніки та мікропроцесорної техніки дозволило створити високоефективні системи управління. У системах управління гідрообладнанням зарубіжного виробництва набула поширення електронна система управління гідроприводом, що дозволяє отримувати необхідні закони руху виконавчих механізмів за допомогою керуючих сигналів, що формуються на пристроях управління. Робота таких систем полягає в використанні цифро-аналогових перетворювачів.

У світовій практиці широко використовуються пропорційні електрогідравлічні розподільники, що дозволяють керувати потоком пропорційно до вхідного параметра за допомогою електричних сигналів. Такі розподільники використовуються як регульовані дроселі (клапани). Котушки цих розподільників переміщуються в певне положення за допомогою електромагнітного поля магніту, що тягне, який може здійснювати це переміщення не тільки в крайні положення, але і в проміжні положення, які можуть регулюватися керованим електромагнітом. -гідравлічний підсилювач.

Наявність змійовика в проміжному положенні дозволяє змінювати величину потоку, що протікає його каналами. При підключенні такого розподільника до ЦАП можна запрограмувати робоче положення вихідного підключення.

У роботі [17] описана система управління електрогідравлічним приводом, що має високу продуктивність у широкому діапазоні частот і універсальним управлінням завдяки двом силовим модуляторам (сервоклапанам). Крім того, ця система дозволяє реалізувати сучасні алгоритми управління теорії управління, запропоновані спільнотою. Метою

багатопараметричного управління є одночасне керування більш ніж одним об'єктом. У цьому випадку першим з них, звичайно ж, є керування положенням або потужністю, інші можуть визначатися відповідно до вимог програми та продуктивності системи, наприклад, жорсткості системи, енергоефективності та пропускної здатності [20]. Наприклад, Ван[27][3].

Введення двох сервоклапанів в електрогидравлічну систему, тому сервоклапан був використаний для балансування обсягу стисненої олії для збільшення динамічної жорсткості системи.

При багатofакторному управлінні існує більше одного контуру регулювання, однак кожен із цих контурів регулювання не може бути індивідуально спроектований для кожного конкретного регулювання. При побудові багатofакторної стратегії управління необхідно враховувати взаємодію різних контурів управління, щоб забезпечити стабільність системи та досягнення бажаних цілей. В іншому випадку кожен цикл може діяти врозріз з інтересами іншого у спробі досягти своїх цілей. Чжоу, наприклад [30] розробила багатопараметричну систему управління ковзним режимом для лінійних та нелінійних систем з використанням підходу Ляпунова для забезпечення стійкості системи. Крім того, численні роботи присвячені дослідженню багатопараметричної стратегії управління, заснованої не тільки на лінійних регуляторах [28,6,12], а й нелінійній [13,8,23,14].

1.5 Огляд найважливіших досліджень щодо оптимізації видів руху

вантажопідйомних машин.

Для пошуку оптимальних механізмів керування використовуються різні методи, у тому числі й для керування рухом вантажопідйомного обладнання.

Використання того чи іншого методу залежить насамперед від характеру поставленого завдання.

Існує кілька методів розв'язання задач оптимального керування кранами: варіаційний розрахунок, принцип максимуму, динамічне програмування.

За швидкісним критерієм усунення коливань навантаження, можливо досягнуто за принципом максимуму, як і зроблено у роботі С.Мехова. А.Т. та Є.Серефєєва М.І. Одеська школа під керівництвом Р. П. Герасим'яка досягла низки результатів щодо усунення коливань у найкоротші терміни.

Застосування принципу максимуму характерне й у вчених харківської школи

на чолі з О. В. Григоровим. При цій роботі максимальний контроль обмежений за величиною, він кілька разів (хоча б один раз) змінює знак при нестійкому русі автокрана. Знайдені оптимальні закони реалізуються в гідродинамічних

приводах механізмів повороту крана баштового, руху візка і верхньої балки

мостового крана. В останньому механізмі з роздільним приводом, крім

оптимальних законів руху, реалізована система, що слідує, для центрування крана і усунення перекосів натяжної балки. Слід зазначити, що релейний характер змін керування кранами призводить до значних динамічних

навантажень, що негативно впливає на надійність. Тому запропоновані деякі

наближення до оптимальних режимів руху, що характеризуються плавним

збільшенням величини, що управляє, при збереженні швидкості процесу.

Якщо використовувати принцип максимуму для пошуку оптимального

управління за швидкістю, то вимальовується лише «якісна» картина. Однак

для визначення оптимального управління необхідно знати момент

перемикання управління. Це «кількісні» показники, які слід визначати іншими

методами.

У роботі пропонується використовувати принцип максимуму усунення

коливань навантаження. Ф.Л. Чернівська, Л.Д. Акуленко, Б.М. Соколова.

Однак деякі результати, отримані в цих роботах, не можуть бути фізично

реалізовані (наприклад, через необхідність негайної зміни знаку швидкості

візка).

Метод моментів дозволив дослідникам М.М. Перельмутер, Ю.Л.

Геронімус і Л.М. Полякову знайти оптимальні закони руху крана, що

унеможливають коливання навантаження.

Ю.І. Зайцев знайшов оптимальну швидкість керування для одночасної роботи механізмів переміщення візка та підйому вантажу.

Лос Анджелес Будиков досліджував динамічні навантаження у мостових кранах та запропонував оптимізацію режимів розгону та гальмування крана. Критерій оптимізації складний. Коливання навантаження в кінці руху візка зведено до мінімуму, але не повністю усунуто.

Важливим моментом при оптимізації керування рухом навантажувача є вибір критерію оптимізації. Наприкінці 1970-х років у Київському інженерно-будівельному інституті розпочалися фундаментальні дослідження щодо розробки критеріїв оцінки типів рухів механічних (кранових) систем. Б. Є.

Горський та В. С. Ловейкін. Аналізуючи фактори, що впливають на тип руху, та враховуючи функціональну залежність типів рухів вилкових навантажувачів від просторових та тимчасових аргументів, встановлено, що рух машин та їх механізмів можна повною мірою оцінити лише за інтегральними критеріями. Цей критерій став інтегральним критерієм конкретної дії, який, залежно від інтегральної функції, може оцінювати швидкість, кінематику, силу, динаміку та інші характеристики руху вантажопідійомних машин. Якщо задати межі цих параметрів як вихідні дані для усунення небажаних характеристик руху, то критерій дозволяє знайти оптимальні режими руху, що відповідають заданим умовам.

У роботах Бернуллі, Ейлера і Лагранжа [70], присвячених аналізу завдань оптимізації, було закладено основи варіаційного обчислення - математичного апарату теорії оптимізації, призначеного визначення функцій, які забезпечують мінімізацію інтеграла. (Функціональний).

Дж. Данциг присвятив свої роботи симплекс-методу розв'язання задач лінійного програмування, тобто пов'язаним з оптимізацією лінійної функції при обмеженнях, що виражаються системою лінійних нерівностей [71].

Р. Беллман розробив метод динамічного програмування, орієнтований рішення оптимізаційних завдань, що з дослідженням динамічних систем. Цей метод характеризується тим, що можна знайти оптимальне управління із зворотним зв'язком, на відміну від варіаційного обчислення та принципу

максимуму, де можливе лише оптимальне програмне управління як функція часу.

Подальший розвиток апарату варіаційного обчислення пов'язаний з роботами Л. С. Понтрягіна, які призвели до формулювання принципу максимуму математичної теорії оптимальних процесів. Принцип максимуму

дозволяє вирішувати задачі, які неможливо вирішити за допомогою варіаційного обчислення, наприклад, завдання про максимальну швидкість.

У цілому нині методи визначення оптимального управління тісно пов'язані, оскільки за певних перетвореннях математичні значення одного методу може бути виражені математичними значеннями іншого методу.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

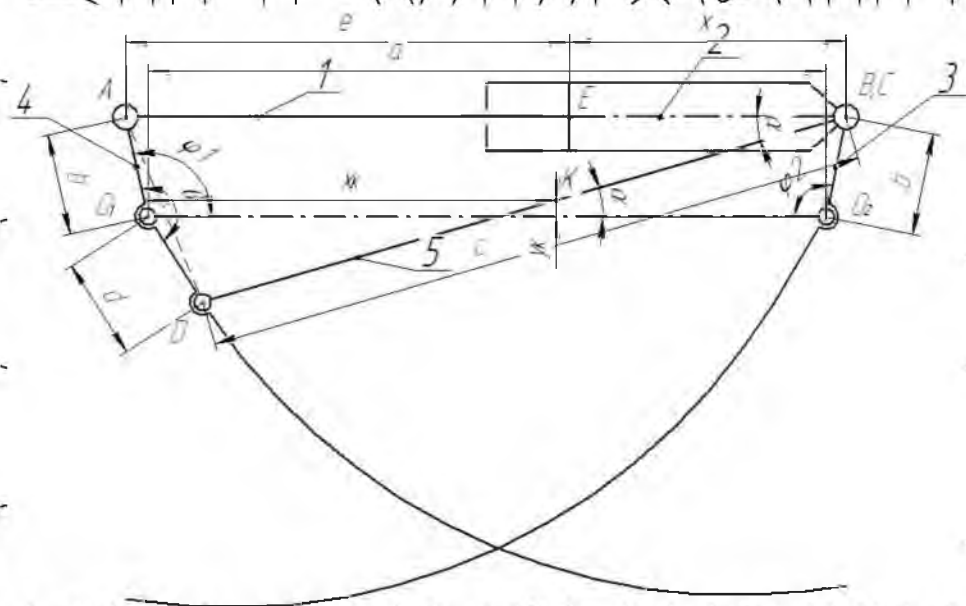
РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ
ПЕРЕГОВОРНИХ МЕХАНІЗМІВ

2.1 Динамічний аналіз гідравлічного грейфера для деревини

Для визначення кінематичних характеристик гідрогрейфера використовувалася створена математична модель руху щелеп. Діаграми кутових координат створювалися з використанням програмного продукту Mathematica.

Представимо захватний пристрій у вигляді плоского механізму (рис. 2.10). Він складається з п'яти рухомих ланок: 1 – шток гідроциліндра, 2 – циліндр; 3 – права щелепа; 4 – ліва щелепа; 5 – важіль, що забезпечує симетричний рух губок (синхронізацію тяги) 3 та 4 та міцне з'єднання конструкції рами захоплення.



Мал. 2.1 Схема захватного механізму

Цей механізм має 7 кінематичних пар п'ятого класу (O_1, O_2, A, B, C, D, E).

Визначаємо за формулою П.Л. Чебишева [89.] Ступінь рухливості цього механізму:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, (2,25)$$

де n – кількість рухомих елементів 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 формулу (2.25), отримаємо.

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

Цей механізм має певний рівень рухливості, тобто. привodne з'єднання.

Однією з таких ланок є шток гідроциліндра.

Встановимо залежність кутових переміщень, швидкостей та прискорень щелеп захоплення залежно від руху штока гідроциліндра, які

характеризуються координатою x , а переміщення щелеп визначається

координатами ϕ_1 та ϕ_2 .

Вихідними даними, що визначають геометричні параметри захоплення, є:

$$b=d=0,12\text{м}, e=0,6\text{м}, z=0,79\text{м}, \theta=160^\circ, a=0,8\text{м}.$$

Спроекуємо довжини ланок захоплення на вісь координат x , що призведе

до двох рівнянь:

$$\{b \cos \phi_1 + b \cos \phi_2 + e + x = a\} (2,26)$$

де a - відстань між осями обертання губок;

b та d - відстані від осей обертання губок до осей їхнього з'єднання з іншими ланками захоплення;

z - Довжина важеля (синхронного приводу) 5;

e - Довжина штока гідроциліндра;

θ - Кут повороту лівої щелепи між кінематичними парами A і D ;

A - Кут нахилу синхронної тяги 5 до горизонту (вісь X).

Знайдемо відстань між кінематичними парами A і D, використовуючи закон косінусів:

$$AD = K = \sqrt{b^2 + d^2 - 2bd \cos \theta} \quad (2,27)$$

Скористаємося законом косинуса для $\triangle ABD$, в результаті отримаємо:

$$k^2 = c^2 + (e+x)^2 - 2c(e+x)\cos\alpha \quad (2,28)$$

і з отриманого рівняння знаходимо кут нахилу важеля до горизонту

$$\cos\alpha = \frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd\cos\theta}{2c(e+x)} \quad (2,29)$$

Підставимо отриманий вираз у друге рівняння системи (2.26), в результаті отримаємо:

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

Знаходимо вираз із отриманого рівняння $b \cos \varphi_2$

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

і підставимо його до першого рівняння системи (2.26), після чого отримаємо

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

НУБІП УКРАЇНИ

Зробимо деякі перетворення останнього рівняння та запишемо його

$$b \cos \varphi_1 - d \cos \theta \cos \varphi_1 - d \sin \theta \sin \varphi_1 + e + x -$$

$$\frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = 0. \quad (2.30)$$

НУБІП УКРАЇНИ

Розв'яжемо рівняння (2.30) і знайдемо $\cos \varphi_1$. Ми висловлюємось за це

$\sin \varphi_1$ від $\cos \varphi_1$.

НУБІП УКРАЇНИ

$$(b - d \cos \theta) \cos \varphi_1 + e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = d \sin \theta \sin \varphi_1, \quad (2.31)$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$\sin \varphi_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \quad (2.32)$$

$$(b - d \cos \theta) \cos \varphi_1 + e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} = d \sin \theta \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_1}; \quad (2.33)$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$\begin{aligned} & (b - d \cos \theta)^2 \cos^2 \varphi_1 + 2(b - d \cos \theta) \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \cos \varphi_1 + \\ & + \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = d^2 \sin^2 \theta (1 - \cos^2 \varphi_1); \end{aligned} \quad (2.34)$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$\begin{aligned} & [(b - d \cos \theta)^2 + d^2 \sin^2 \theta] \cos^2 \varphi_1 + 2(b - d \cos \theta) \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \times \\ & \times \cos \varphi_1 - d^2 \sin^2 \theta + \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = 0; \end{aligned} \quad (2.35)$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$[b^2 - 2bd \cos \theta + d^2 (\cos^2 \theta + \sin^2 \theta)] \cos^2 \varphi_1 + 2(b - d \cos \theta) \times \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \times$$

$$+ \left[e + x - \frac{c^2 + (e+x)^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]^2 = 0. \quad (2.36)$$

НУБІП УКРАЇНИ

Прирівняємо відповідні вирази та знайдемо кути φ_1, φ_2 .

$$\begin{cases} A = b^2 - 2bd \cos \theta + d^2; \\ B = \frac{1}{2} (b - d \cos \theta) (e+x) - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x}; \\ C = \frac{1}{4} \left[(e+x) - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right] - d^2 \sin^2 \theta. \end{cases} \quad (2,37)$$

$$A \cos \varphi_1 + 2B \cos \varphi_1 + C = 0; \quad (2,38)$$

$$(\cos \varphi_1)_{1,2} = -B \pm \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}}; \quad (2,39)$$

$$\varphi_{1,1} = \arccos \left(-B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right); \quad (2,40)$$

$$\varphi_{1,2} = \arccos \left(-B - \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right); \quad (2,41)$$

$$(\cos \varphi_2)_1 = \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,1}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]; \quad (2,42)$$

$$(\cos \varphi_2)_2 = \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,2}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right]; \quad (2,43)$$

$$\varphi_{2,1} = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,1}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\}; \quad (2,44)$$

$$\varphi_{2,2} = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_{1,2}) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\}; \quad (2,45)$$

Оскільки рівняння мають два рішення, виберемо їх ті, які задовольняють умовам заданої конструкції захоплення, т. є. (2,40) і (2,44).

Кут α , що означає нахил синхронної тяги 5 до горизонту, визначається наступним виразом:

$$\alpha = \arccos \left(\frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2c(e+x)} \right). \quad (2,46)$$

Синхронна тяга 5 здійснює плоскопаралельний рух - поступальне переміщення центру мас (точки К) та обертання навколо цього центру з кутовою координатою α . Координати точки К до визначаються такими залежностями:

$$\left\{ x_K = d \cos(\theta - \phi_1) + \frac{1}{2} c \cos \alpha; \right. \quad (2,47)$$

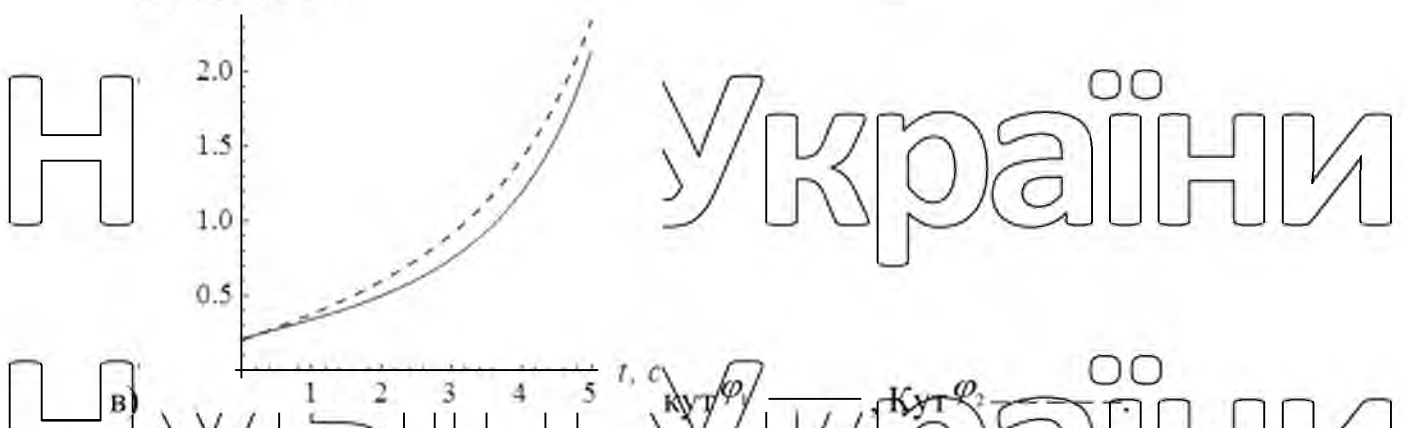
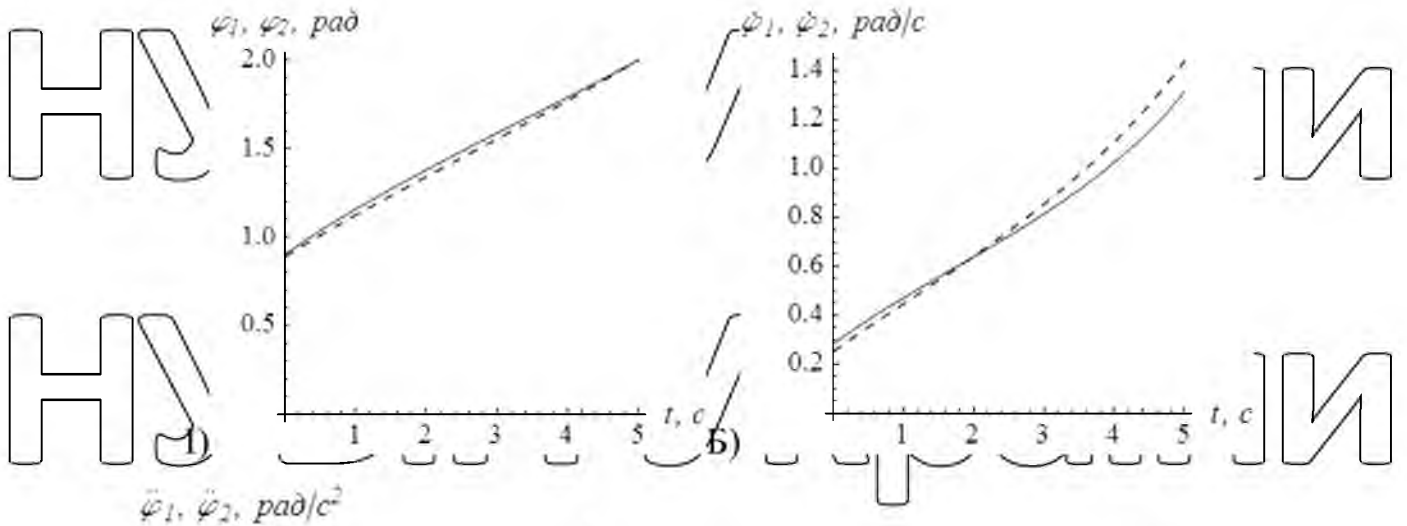
Знаходимо також узагальнені швидкості точки К:

$$\left\{ \dot{x}_K = \dot{\phi}_1 d \sin(\theta - \phi_1) - \frac{\dot{\alpha}}{2} c \sin \alpha; \right. \quad (2,48)$$

Губки 4 і 3 здійснюють обертальний рух щодо точок O1 та O2 та характеризуються кутовими координатами ϕ_1 та ϕ_2 . Шток 1 гідроциліндра здійснює поступальний рух та координати його центру мас визначаються координатами точки А.

Втулка гідроциліндра 2 здійснює поступальний рух і координати її центру мас визначаються координатою точки Б. Можливим обертанням штока і втулки гідроциліндра нехтуємо, так як вони практично відсутні.

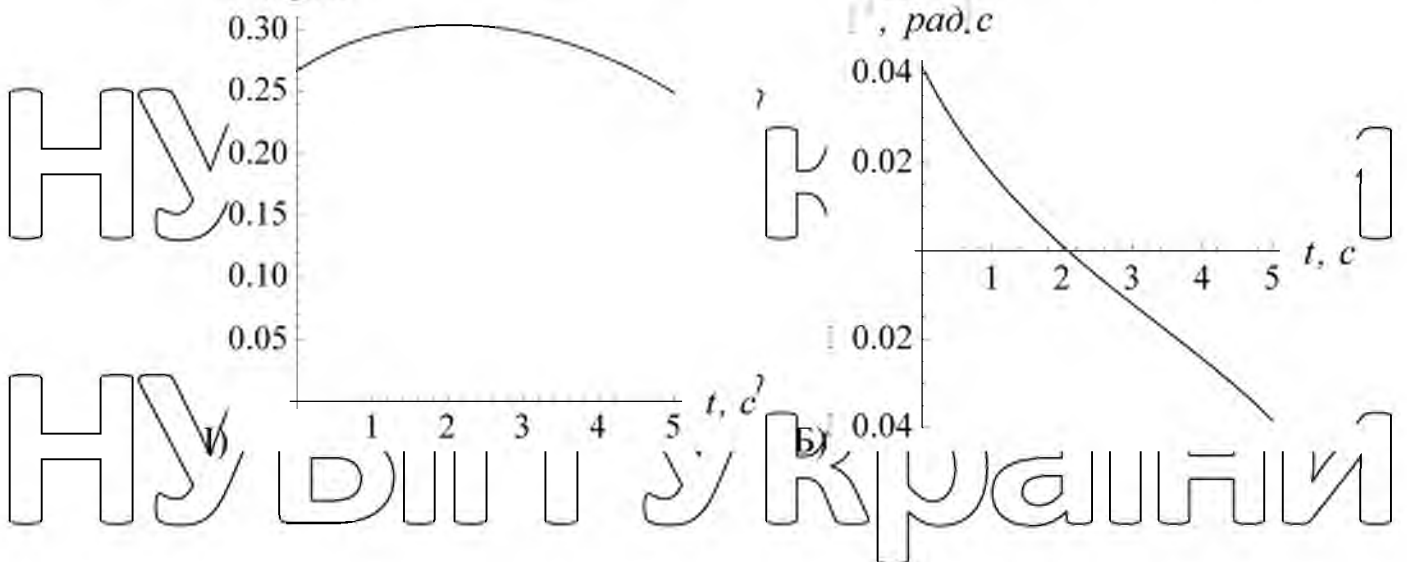
Побудуємо графіки зміни кутових координат ϕ_1 і ϕ_2 та їх похідні за часом за заданий час¹. Переміщення гідроциліндра 3 з вихідного положення x_0 на позиції x_1 із швидкістю $v=0,5$ м/с (рис. 2.11).



Мал. 2.11 Діаграми зміни кутових координат (а), швидкостей (б) та прискорень

(с) Захоплююча щелепа

Також на рис. 2.12 представлені кінематичні властивості синхронної тяги гідромуфти:



Мал. 2.12. Діаграми зміни кутової координати а) та кутової швидкості б) синхронної тяги

На схемах (рис. 2.11) показані кінематичні властивості щелеп та синхронна тяга (рис. 2.12) грейфера-гідрогрейфера з горизонтальним розташуванням відпроциндра для колод. При аналізі схем видно, що обидві щелепи захвату рухаються майже синхронно. Виходячи з цього, у подальших розрахунках можна врахувати лише рух однієї щелепи. Кут повороту щелепи знаходиться в межах від 0,9 до 1,9 рад.

2.2 Динамічний розрахунок гідравлічного захоплення для колод

Сила захоплення - це сила, яка діє на губки захоплення і змушує їх стулятися. Сила опору - це реакція сили, що перемагає. Щоб змоделювати силу захоплення спочатку необхідно визначити опір захоплення. При визначенні сил опору захопленню, що діють на губки в процесі захоплення, приймаються такі припущення:

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

2) При захопленні колод сила тертя між колодами діє із зовнішнього боку щелеп;

3) Виявлення тулуба передбачає, що сила опору, що діє щелепи, має фіксований характер розподілу. Залежність для моделювання сили під час захоплення колод зі штабеля має вигляд де $p(y)$ - зображення розподілу опору щелеп; y - відстань по вертикалі від кінчика до кінця щелепи; k - коефіцієнт, пов'язаний з конструкцією та вагою грейфера [китайська]. $p(y) = ky^2$

Коли захоплення починає захоплювати колоди, кінці щелеп спочатку занурюються в зазор між колодами, потім щелепи поступово стуляються. Оскільки захоплення є симетричною конструкцією, сили, що діють на захоплення, можна описати так, як показано на рис. 2.13 а. Опір, розподілений

на зовнішній стороні щелепи, вважається дискретним, зазвичай відповідає моделі і варіюється залежно від методу збору даних. Отже, у цій моделі результуюча сила використовується для подання опору.

Якщо припустити, що R є результуючою силою суми всіх сил опору ΣR ,

то момент усіх сил щодо точки для захоплення в стані рівноваги можна виразити як:

$$M_o(\varphi) = Pa(\varphi) = Rfd(\varphi) + mgl_1(\varphi), \quad (2,49)$$

де P – сила захоплення;

p – складова сили опору захопленню;

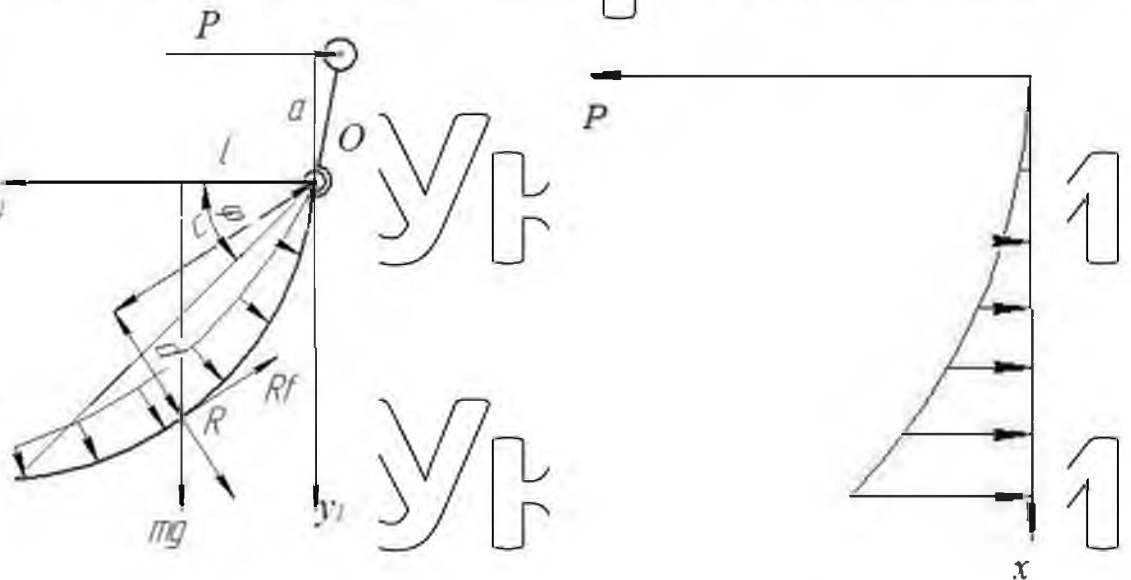
a, d, l – Розташування сил, пов'язаних із конструкцією захоплення;

f – коефіцієнт тертя між стовбурами дерев та захопленнями ($f=0,4$);

M – Маса стовбурів дерев;

g – прискорення сили тяжіння;

φ – Кутова координата обертання щелепи.



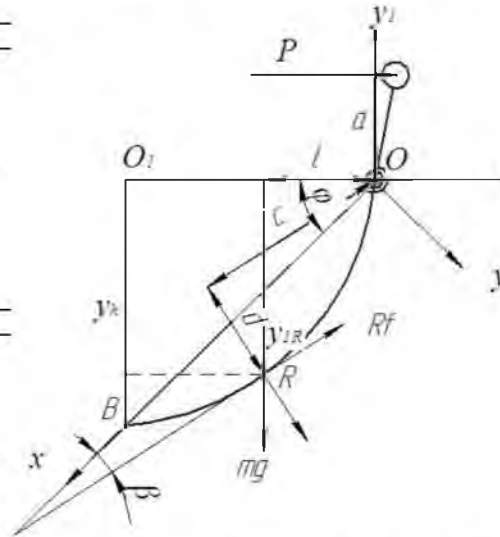
А)

Б)

Малюнок 2.13. Схема сил, що діють на губки захвату

Таким чином, сила захоплення P , що діє на щелепи, виражається таким співвідношенням:

$$P = \frac{1}{a(\phi)} \sum Rfd(\phi) - mgt(\phi). \quad (2,50)$$



Мал. 2.14 Схема дії сил опору чіплення

на малюнку 2.14 показані системи координат $x|O_1|y_1$ — нерухома та $x|O|y$ — рухома системи координат, що визначають положення щелеп. Точку застосування результуючої сили R на щелепу можна визначити за розподілом сил опору захоплення. Фіксована форма розподілу використовувалася для моделювання опору схоплювання цитабелю деревини (рис. 2.13 5), наприклад $p(x) = kx^2$ [90].

Для визначення рівняння кривої, що описує кривизну щелепи, розв'язуємо диференціальне рівняння третього порядку $y'''(x) = 0$ з такими граничними умовами

$$y(0) = 0; \quad y\left(\frac{4}{7}h\right) = 0,14; \quad y(h) = 0 \quad (2,51)$$

і ми отримаємо це

$$y = f(x) = 0,82x - 1,17x^2 \quad (2,52)$$

де $h = 0,7$ м — відстань від точки кріплення до кінця щелепи.

Для визначення кута повороту щелепи скористаємося нерухомою системою координат $x|oy|$ за формулами перетворення координат, коли початок координат не змінилося і осі рухомої системи координат повернуті на кут φ відносно нерухомої координати система [18]:

$$x_1 = x \cdot \cos(\pi - \varphi) + y \cdot \sin(\pi - \varphi); \tag{2,53}$$

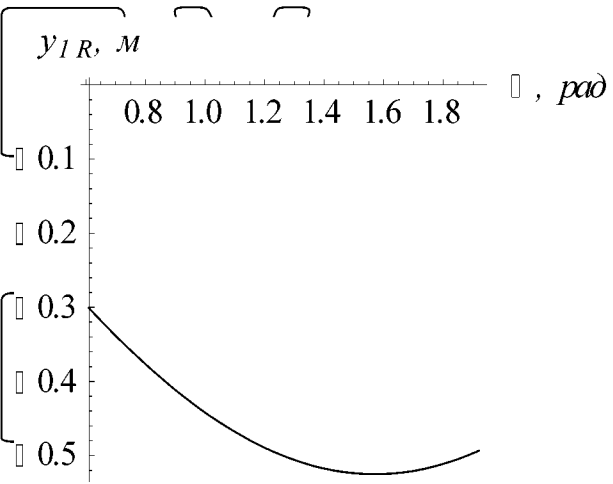
$$y_1 = -x \cdot \sin(\pi - \varphi) + y \cdot \cos(\pi - \varphi). \tag{2,54}$$

Якщо прийняти, що y_{1R} — відстань по вертикалі від точки застосування результуючої сили R до гідравлічної хватної рами, а y_{1h} — відстань по вертикалі між кінцем щелепи та рамкою (рис. 2.14), то можна знайти y_{1R} (для

каналючої стовпку-погів):

$$y_{1R} = \frac{\int_0^{y_h} kx^2 dx}{kx^2} = \frac{3}{4} y_{1h} = \frac{3h}{4} \sin(\varphi). \tag{2,55}$$

схема якого показано на рис. 2.15



Мал. 2.15 Схема залежності відстані y_{1R} від кута повороту щелепи φ

Знайдемо x_R в системі координат, що рухається. Для цього розв'язуємо рівняння (2.52) щодо x_1 та підставляємо $y = ax + bx^2$.

НУБІП УКРАЇНИ

$$[b \cos(\pi - \varphi)]x_R^2 + [a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi)]x_R - y_{TR} = 0. (2.56)$$

Зробимо деякі заміни для спрощення розрахунків:

НУБІП УКРАЇНИ

$$A = b \cos(\pi - \varphi), \quad B = a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi); \quad C = y_{TR}$$

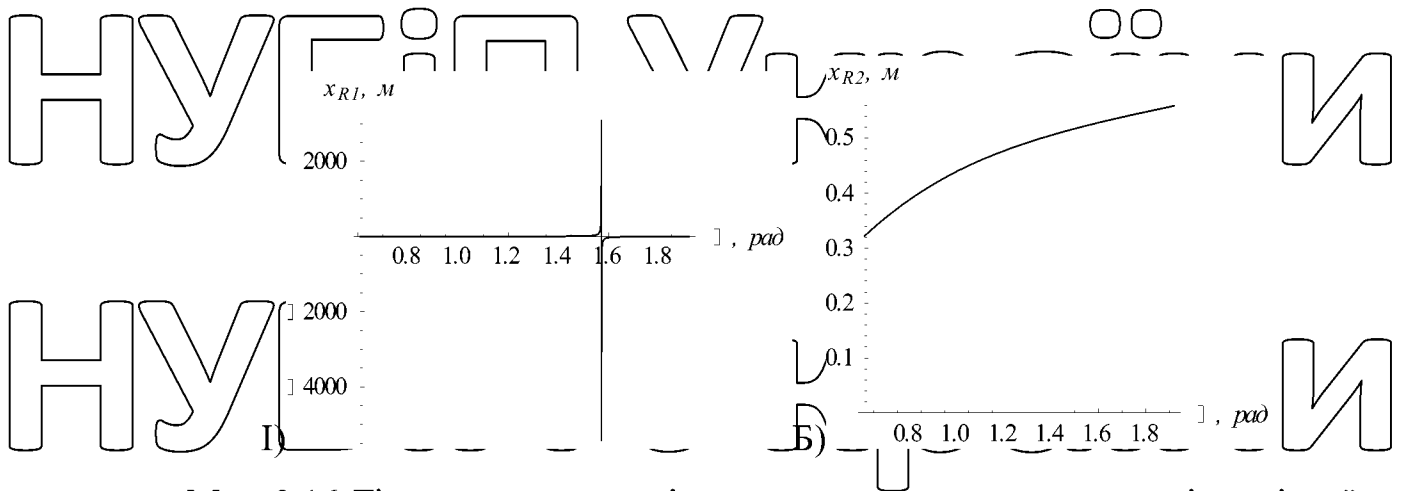
і ми отримаємо це $Ax_R^2 + Bx_R - C = 0$. Звідси знаходимо два рішення

рівняння та маємо їх діаграми (рис. 2.16):

НУБІП УКРАЇНИ

$$x_{R1} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

;



Мал. 2.16 Діаграми залежності положення точки докладання рівномірної сили R вздовж осі x від кута φ

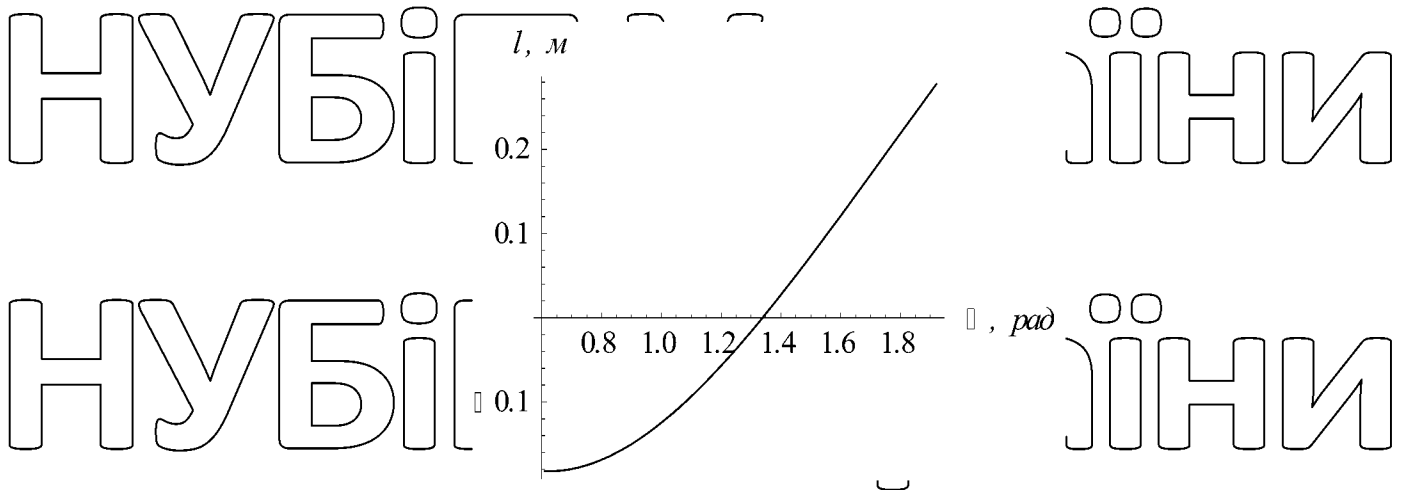
НУБІП УКРАЇНИ

З одержаних схем (рис. 2.16) видно, що можливим рішенням є

НУБІП УКРАЇНИ

$$x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (2.56)$$

Щоб знайти довжину плеча l вздовж осі x_1 , підставимо x_2 рівняння (2.53) замість x . На підставі проведених розрахунків збудуємо діаграму залежності довжини плеча прикладеної сили mg у точці R від кута повороту щелепи (рис. 2.17).



Мал. 2.17 Схема залежності довжини плеча l від кута повороту щелепи φ

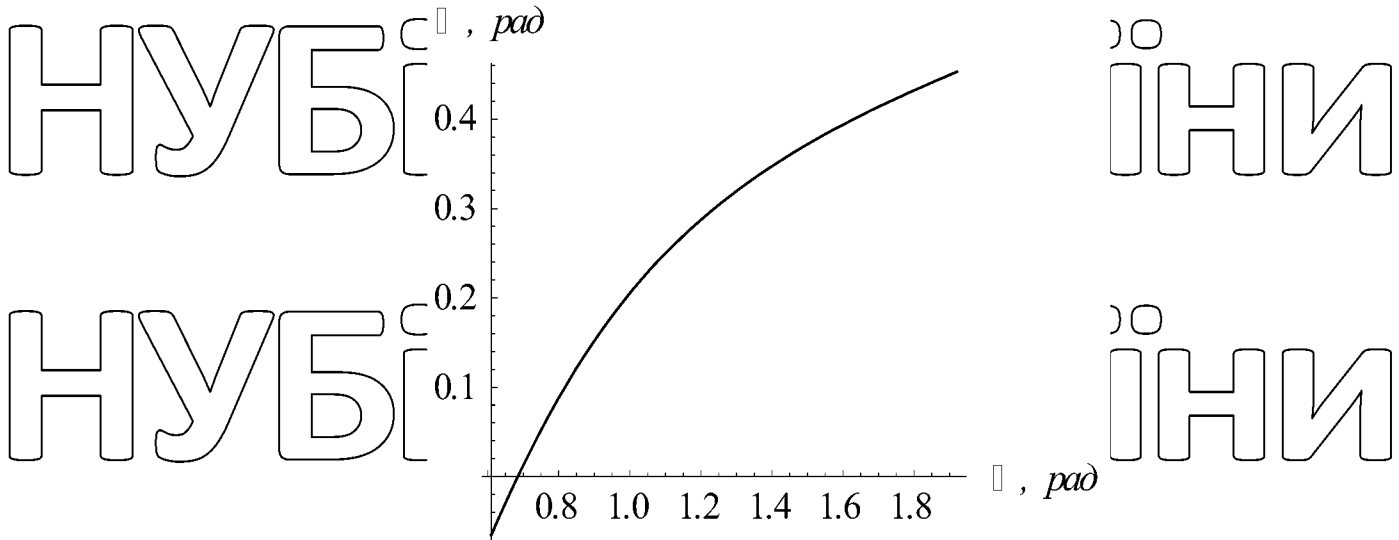
Кут β (рис. 2.18) являє собою кут між віссю x і дотичної точки докладання рівномірної сили R . Оскільки функція $y=f(x)$ відома, β -залежність можна отримати у вигляді:

$$\beta = \arctg(f'(x)). \quad (2.58)$$

На рис. На рис. 2.18 показано графік зміни залежності (2.58)

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ



Мал. 2.18 Залежність кутової координати від ϕ

Провівши деякі розрахунки, можна розрахувати довжину плечей докладання сили в точці докладання рівномірної сили опору R : b - плече сили R і d - плече докладання сили сили тертя зовні щелепа Росії:

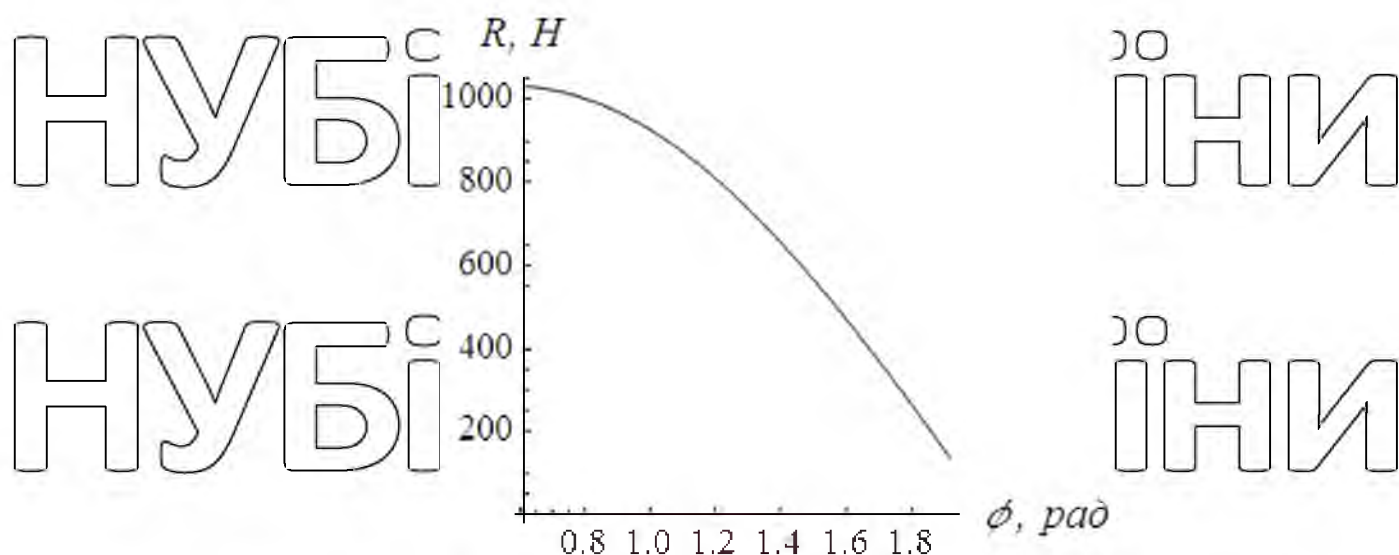
$$c = l \cos(\beta - \phi) - \sin(\beta - \phi) y_{\text{тр}}, \quad (2,59)$$

$$d = l \sin(\beta - \phi) - \cos(\beta - \phi) \sin \phi y_{\text{тр}}, \quad (2,60)$$

Силу опору захоплення R можна розрахувати так:

$$R = \frac{mg \cos(\phi - \beta)}{2}. \quad (2,61)$$

Для параметрів хвату $m=270\text{кг}$, $g=9,8\text{м/с}^2$ побудовано діаграму зміни сили R від кута повороту щелепи (рис. 2.19).



Мал. 2.9. Схема залежності сили R від кута повороту шелепи

Підставивши значення R і в рівняння (2.49), визначимо момент сили, що виникає навколо точки O :

$$M_{\sigma}(\phi) = \frac{mg \cos(\phi - \beta)}{2} \cdot l(\phi) \sin(\beta(\phi) - \phi) - \cos \beta((\phi) - \phi) \sin \phi y_{1R}(\phi) f + \frac{mgl(\phi)}{2} \quad (2.62)$$

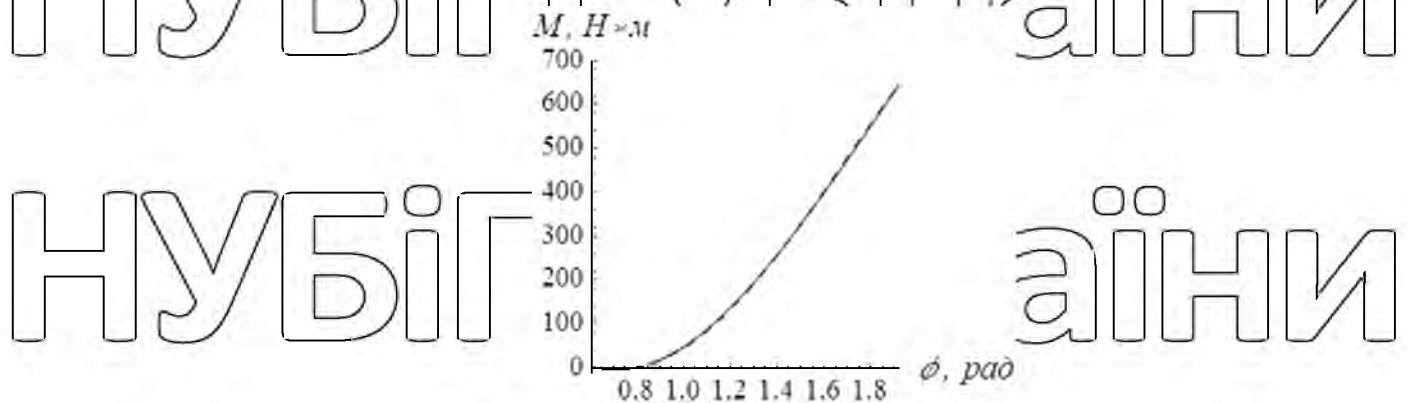
Отримане вираз нелінійно по ϕ , тому подальших розрахунків замінимо цей вираз іншим, тобто зробимо апроксимацію. Для виконання апроксимації нам потрібен апроксимаційний поліном, що задовольняє п'ять умов:

$$\{M_{\text{апр}}(0) = 0; \quad \{M_{\text{апр}}(0.71) \cong 0.78; \quad \{M_{\text{апр}}(1.92) = 640; \quad \{M_{\text{апр}}(0.71) \cong 0; \quad (2.63)$$

Ці умови забезпечують рівність функції апроксимації та функції (2.62) у чотирьох точках: початковій, кінцевій, мінімальному значенні та нульовому значенні моменту. В результаті отримемо наближений поліном:

$$M_{\text{апр}} = \phi(413.794 + \phi(-1307.13 + (1235.63 - 300.342\phi)\phi)) \quad (2.64)$$

та за залежностями (2.62) та (2.61) побудувати діаграми (рис. 2.20), з яких видно, що отримані залежності еквівалентні



Мал. 2.20 Графік залежності моменту сили щодо точки О: , Графік зражкового значення моменту

Як видно із рис. На рис. 2.20 діаграма приблизного значення моменту та

діаграма моменту сил, що діють на губку гідронатягувача, практично

збігаються. Беручи до уваги наведену вище відповідність, ми можемо користуватися знайденим поліном апроксимації для подальшої оптимізації

2.3 Основні результати та висновки по розділам

1. Проведено аналіз математичних моделей реальної системи «каретка – грейфер – вантаж» та рухомого подвійного математичного маятника, що дозволило підтвердити їхню взаємозамінність (адекватність).

Діаграми рушійних сил, швидкостей та прискорень по обох моделях практично збігаються, а відхилення координат центру ваги автомобіля та навантаження становить не більше 5%.

2. Проведено кінематичний аналіз руху щелеп захоплення залежно від положення штока гідропиліндра.

3. Побудовано динамічну модель гідравлічного захоплення колод та визначено закони руху її щелеп.

4. Визначається і апроксимований момент сили, що діє на щелепу щодо осі обертання і включає суму всіх сил, що діють в залежності від кута повороту.

НУБІП Українни

НУБІП Українни

НУБІП Українни

НУБІП Українни

НУБІП Українни

НУБІП Українни

НУБІП Українни

РОЗДІЛ 3

ОПТИМІЗАЦІЯ ВИДІВ РУХУ СИСТЕМИ «МАШИНА – ЗАХОПЛЕННЯ – ЗАВАНТАЖЕННЯ» І МЕХАНІЗМУ ДЕРЕВ'ЯНОГО ПІДКЛАДКИ

3.1 Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності

Термін «оптимальний» означає, що найкращим із можливих є такий варіант вирішення конкретної проблеми (завдання), який найбільше відповідає певним умовам та вимогам.

Звідси випливає, що основним завданням оптимізації є пошук таких факторів управління та визначення їх значень, при яких показники ефективності об'єкта, що досліджується, досягають екстремального (максимального або мінімального) значення. [41]

Синтез оптимальних параметрів динаміки, навантаження та режиму вантажопідйомних машин зводиться до визначення глобального екстремуму відповідної цільової функції як функції однієї, двох і більше змінних з урахуванням обмежень на функцію у вигляді рівності або нерівності. У найпростіших випадках, коли вдається без обмежень отримати аналітичний вираз цільового функціоналу як функції кількох змінних, його дослідження до екстремуму можливе з використанням методів математичного аналізу. За допомогою цих методів можна проводити дослідження з мінімізації цільових функціоналів в окремих випадках: "питомі наведені витрати", "активна потужність" [6, 150], коефіцієнти ефективності для різних розмірностей руху або впливу [45]. Для функціоналів мети, розрахунок яких здійснюється ітераційними методами, та функціоналів, що визначаються системами алгебраїчних та диференціальних рівнянь, успішно застосовуються графічні методи визначення екстремумів [5, 53, 54, 62, 80, 126, 129-131, 159].

Завдання оптимізації робочих процесів вантажопідйомних машин у просторі n параметрів є багатопараметричним нелінійним завданням

математичного програмування, оскільки цільові функції та функції обмежень, як правило, нелінійні по відношенню до параметрів, що варіюються. На функціонали та параметри накладаються обмеження у вигляді нерівностей. На відміну від задач лінійного програмування, для задач нелінійного програмування немає загального методу рішення, а існуючі підметоди містять елементи експериментування. Нелінійні методи пошуку оптимізації, засновані на розрахунку та порівнянні значень функції у кількох точках перед наступним кроком розрахунку, можуть ефективно використовуватися для вирішення задач оптимізації підйомних машин.

У цьому роботі ми будемо використовувати методи варіаційного обчислення на вирішення завдань оптимального управління. Основна їхня перевага полягає в тому, що за їх допомогою можна визначати режими руху механізмів із відносно плавною зміною кінематичних властивостей (швидкостей, прискорень, ударів тощо) при перехідних процесах руху. У цьому випадку невідомі функції, що забезпечують крайні значення функціоналу, виходять шляхом інтегрування системи диференціальних рівнянь, кількість яких дорівнює кількості невідомих функцій.

Ефективність процесів, систем та процедур визначається критеріями оптимальності, тобто певними показниками, що кількісно виражають результат обраного рішення.

Критерії оцінюють динаміку всього циклу руху механізму або машини та включають їх статичні та кінематичні властивості. Вони мають цілу форму і є функціонали, що виражаються конкретним числом і допускають уявлення в безрозмірній формі.

Для критерію руху кранових механізмів скористаємося структурою критерію як дії [88]:

$$I_n[q_k(t)] = \int_{t_0}^{t_1} P_n(t, q_k, \dot{q}_k, \dots, q_k^{(n)}) dt, k = 1, \dots, s.$$

(3.1)

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

3 – кількість узагальнених координат;

T_0, t_1 – початковий та кінцевий моменти початку та закінчення перехідного режиму руху відповідно;

M_0 – Підінтегральний вираз відповідного критерію n -го порядку.

Для оптимізації режимів руху за декількома критеріями одночасно використовується комплексний критерій, що включає окремі критерії у вигляді лінійного згортки [88]:

$$K = \sum_{i=1}^n \delta_i K_i = \sum_{i=1}^n \delta_i \frac{I_i}{I_i^*}, \quad i = 1, \dots, n, \quad (3.2)$$

де δ_i – i -й безрозмірний ваговий коефіцієнт, що враховує частку i -го критерію;

K_i – безрозмірний критерій;

I_i^* – мінімально можливе значення i -го критерію I_i , яке визначається шляхом вирішення варіаційної задачі для функціоналу за формулою (3.1) для різних значень n .

Сума коефіцієнтів у формулі (3.2) і кожен із них приймається в межах від нуля до одиниці та встановлюється залежно від вимог до руху автомобіля шляхом порівняння абсолютних максимальних значень кінематичних характеристик з їх допустимих значень або за допомогою експертних оцінок.

Крім того, підбором значень вагових коефіцієнтів можна покращити якість перехідних режимів [89]. $\sum_{i=1}^n \delta_i = 1$

3.2 Оптимізація енергетичного режиму грейферу гідрогрейферу для

деревини

При русі щелеп найбільш сприятливим є режим, у якому витрати енергії під час руху мінімальні. Основним видом витрат енергії при цьому русі є витрата кінетичної енергії.

Для оптимізації енергетичного режиму руху захоплення скористаємося інтегральним критерієм, який є середнім значенням кінетичної енергії за час руху.

$$I_T = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} T dt, \quad (3,23)$$

де t - час; $t_1 = 5$ с - тривалість переміщення штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше; T - кінетична енергія захоплення.

Визначимо кінетичну енергію захоплення

$$T = \frac{1}{2} m_1 V_A^2 + \frac{1}{2} m_2 V_B^2 + \frac{1}{2} J_{O_2} \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \dot{\alpha}^2, \quad (3,24)$$

де $m_1 = 15$ кг, $m_2 = 20$ кг, $m_5 = 10$ кг - маса штока, втулки гідроциліндра та важеля відповідно;

$J_{O_1} = J_{O_2} = 6,54$ кг·м² - моменти інерції щелеп щодо осей обертання;

$J_{K.К.} = 0,52$ кг·м² - момент інерції важеля щодо центру мас;

V_A, V_B - лінійні швидкості точок А та Б губок захоплення (рис. 2.10);

\dot{x}_K, \dot{y}_K - горизонтальна та вертикальна складові швидкості центру мас важеля;

$\dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2, \dot{\alpha}$ - кутові швидкості лівої та правої щелеп або синхронний поштовх.

Швидкості точок А і Б захватних губок визначаються залежностями:

$$\{V_A = \dot{\phi}_1 b; | \quad (3,25)$$

Де b - довжина силового плеча гідроциліндра.

Після підстановки залежностей (2.47) та (3.25) у вираз (3.24) отримуємо

$$T = \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O_2}) \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_5 c d \{ \dot{\phi}_1 \dot{\alpha} \cos(\theta + \alpha + \phi_1) \} \quad (3.26)$$

Якщо прийнято

$$\left\{ \dot{\phi}_1 = \dot{x} \frac{\partial \phi_1}{\partial x} \right\}; \quad \left\{ \dot{\phi}_2 = \dot{x} \frac{\partial \phi_2}{\partial x} \right\}; \quad (3.27)$$

тоді кінетична енергія набуде наступного вигляду:

$$T = \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \phi_1}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O_2}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \phi_2}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} m_5 c d \left\{ \dot{x}^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \phi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \phi_1) \right\}. \quad (3.28)$$

Для знаходження оптимального типу енергетичного руху захватного

механізму скористаємося класичним варіаційним обчисленням. Для цього

визначимо необхідну умову мінімуму критерію (3.23) – рівняння Ейлера-Лагранжа [7], враховуючи вираз (3.28). Умовою мінімуму критерію ПТ є рівняння:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = 0. \quad (3.29)$$

Підставивши вираз (3.28) до рівняння (3.29), отримаємо:

$$\begin{aligned} & \ddot{x} \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \left(\frac{\partial \phi_1}{\partial x} \right)^2 + (m_2 b^2 + J_{O_2}) \left(\frac{\partial \phi_2}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + m_5 c d \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \phi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \phi_1) \right) + \dot{x}^2 \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \frac{d \phi_1}{dx} \frac{d^2 \phi_1}{dx^2} + (m_2 b^2 + J_{O_2}) \frac{d \phi_2}{dx} \frac{d^2 \phi_2}{dx^2} + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \frac{d \alpha}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} + \frac{1}{2} m_5 c d \times \left(\left(\frac{d \alpha}{dx} \frac{d^2 \phi_1}{dx^2} + \frac{d \phi_1}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \right) \cos(\theta + \alpha + \phi_1) + \left(\frac{d \phi_1}{dx} \right)^2 \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \sin(\theta + \alpha + \phi_1) \right) \right) = 0. \quad (3.30) \end{aligned}$$

Отримане рівняння є нелінійне однорідне диференціальне рівняння другого порядку. Вирішення цього рівняння — досить складне завдання, яке неможливо вирішити аналітично. Тому скористаємося методом прямої варіації, запропонованим у [10]. Розв'яжемо диференціальне рівняння сьомого

порядку за необхідних граничних умов: $x^{(n)} = 0$

$$\{x(0) = x_0; \dot{x}(0) = 0; \ddot{x}(0) = 0; | \left\{ x\left(\frac{T_1}{2}\right) = k; \right. \quad (3,31)$$

За методом знаходимо опорну функцію, що є рішенням крайової задачі:

$$x(t) = \frac{1}{T_1^6} (t^3(-64k(t - T_1)^3 + s(2t - T_1)(16t^2 - 37tT_1 + 22T_1^2)) + (64t^6 - 192t^5T_1 + 192t^4T_1^2 - 64t^3T_1^3 + T_1^6)x_0, \quad (3,32)$$

де k - положення штока гідроциліндра у відповідний момент часу; $t = T_1/2$

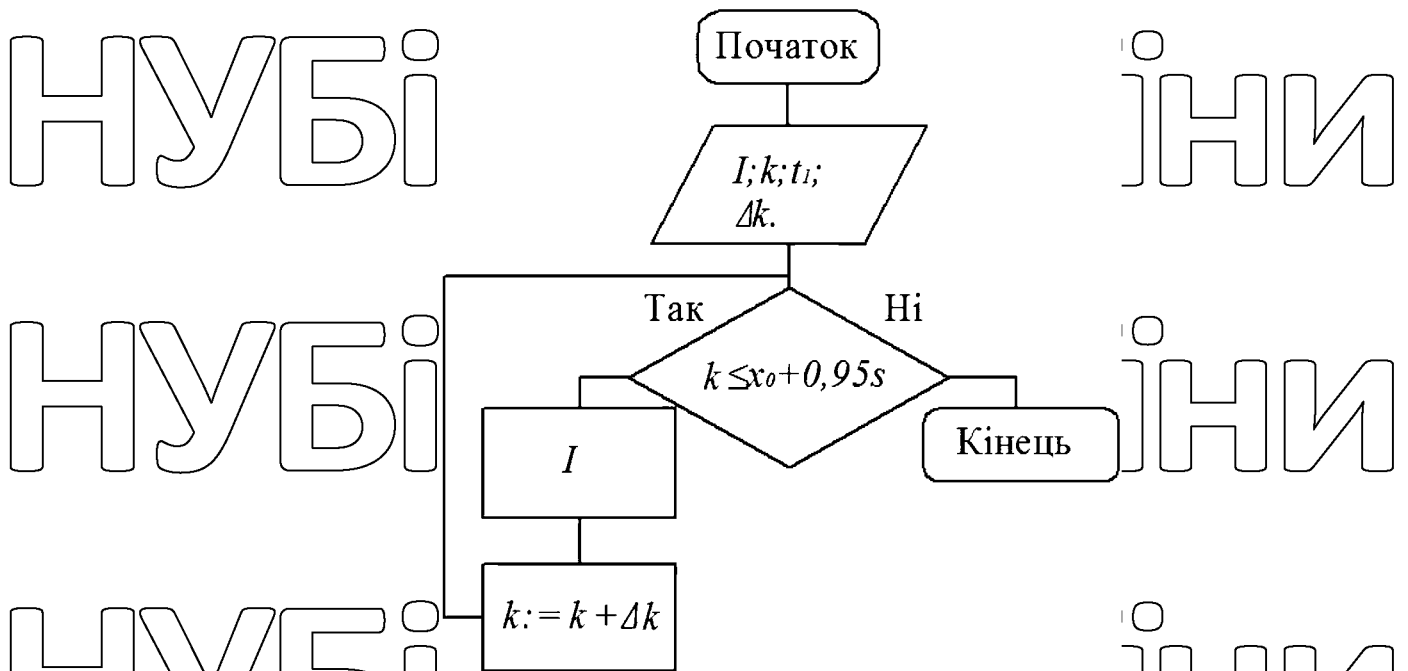
$s = 0,25\text{м}$ - хід штока гідроциліндра;

$x_0 = 0,05\text{м}$ - вихідне положення гідроциліндра.

Підставимо закон руху на інтегральне вираження (3.20) функції (3.19) і знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється на комплексну функцію параметра k . Щоб мінімізувати значення інтеграла, необхідно вирішити рівняння

$$\frac{\partial I}{\partial k} = 0. \quad (3,33)$$

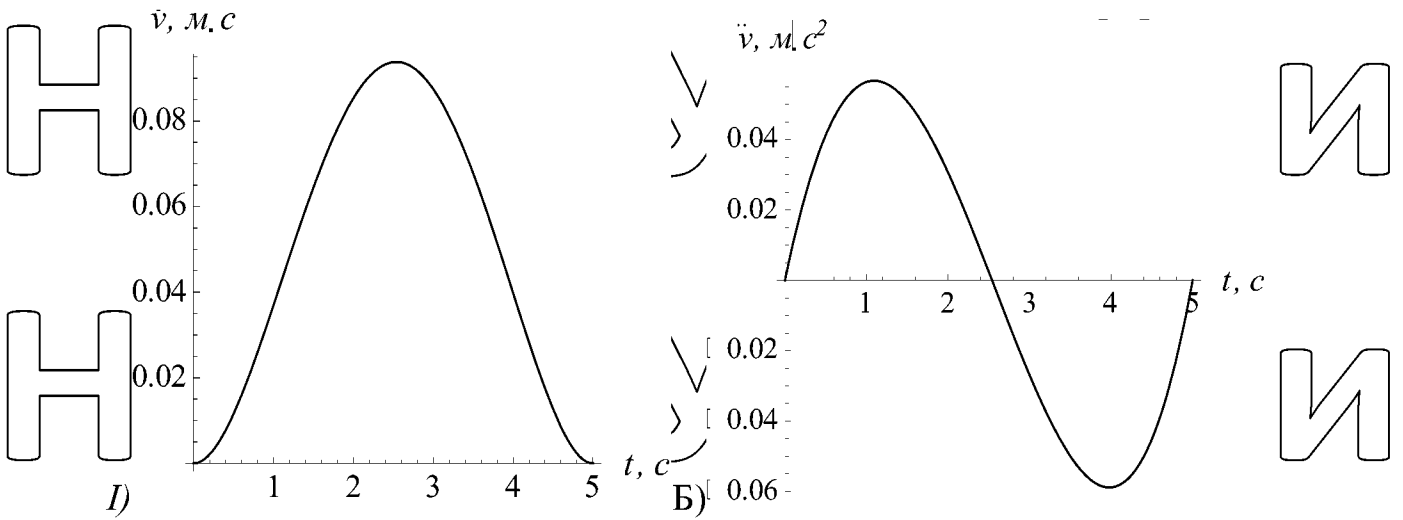
У розгорнутому вигляді це рівняння є нелінійним, рішення якого неможливо знайти в алгебраїчному вигляді, тому мінімум критерію будемо шукати безпосередньо, підставляючи значення k вираз функціоналу і порівнюючи значення критерію один одного. Для цього було розроблено наступний алгоритм (рис. 3.3).



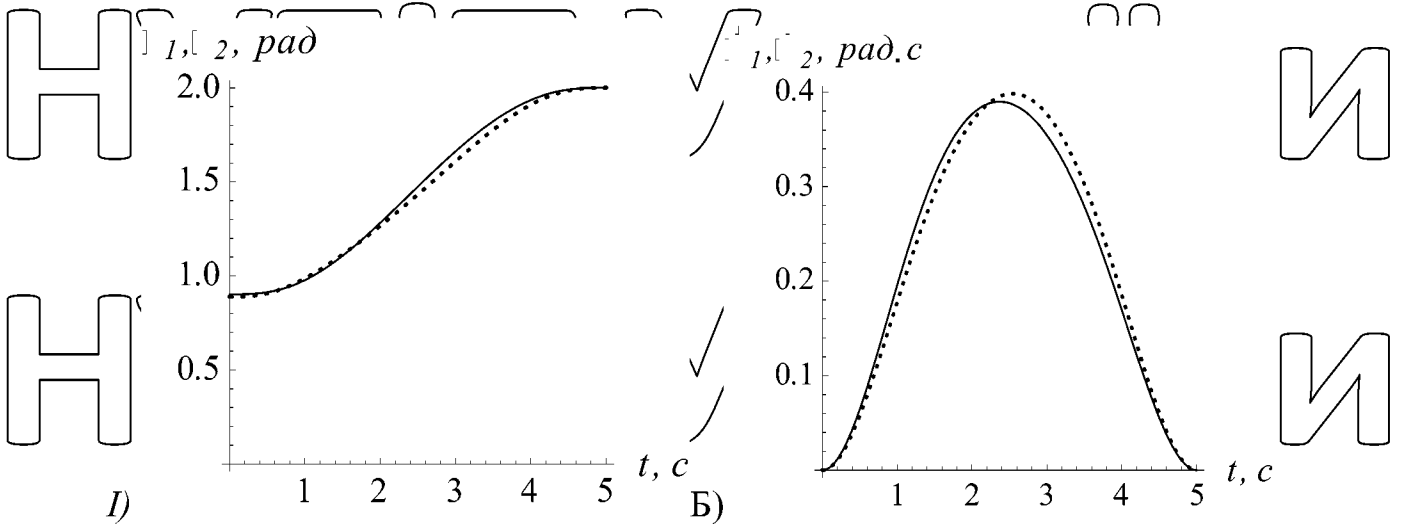
Мал. 3.3 Алгоритм знаходження параметра k , що відповідає мінімуму критерію (3.23).

Суть алгоритму у тому, що у кожному кроці циклу кожному значенням k додається крок $\Delta k = s \cdot 0,01$ і визначається значення критерію. Після завершення всіх циклів значення порівнюються між собою та визначається найменше значення критерію. З розрахунків було визначено, що найменше значення критерію досягається при $k = 0,1725$ і побудована діаграма (рис. 3.4). Для цієї величини наведено кінематичні функції руху шедени та синхронної тяги (рис. 3.6–3.8).

Швидкість штока гідроциліндра та його прискорення показані також графічно (рис. 3.5).

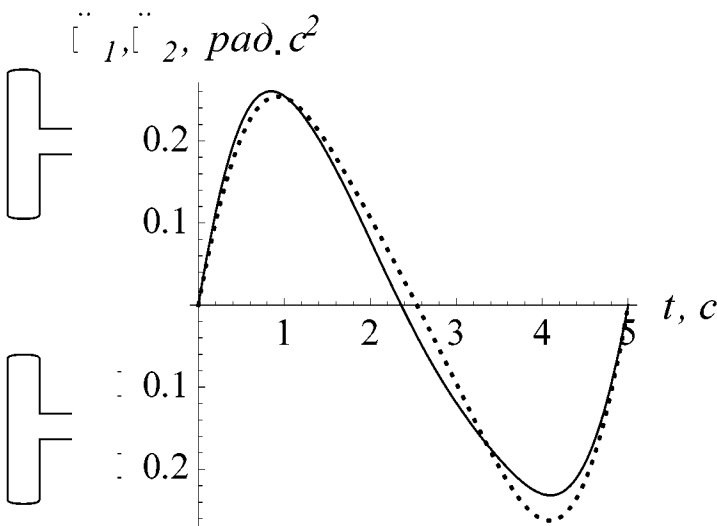


Мал. 3.5 Діаграми швидкостей та прискорень штока гідроциліндра



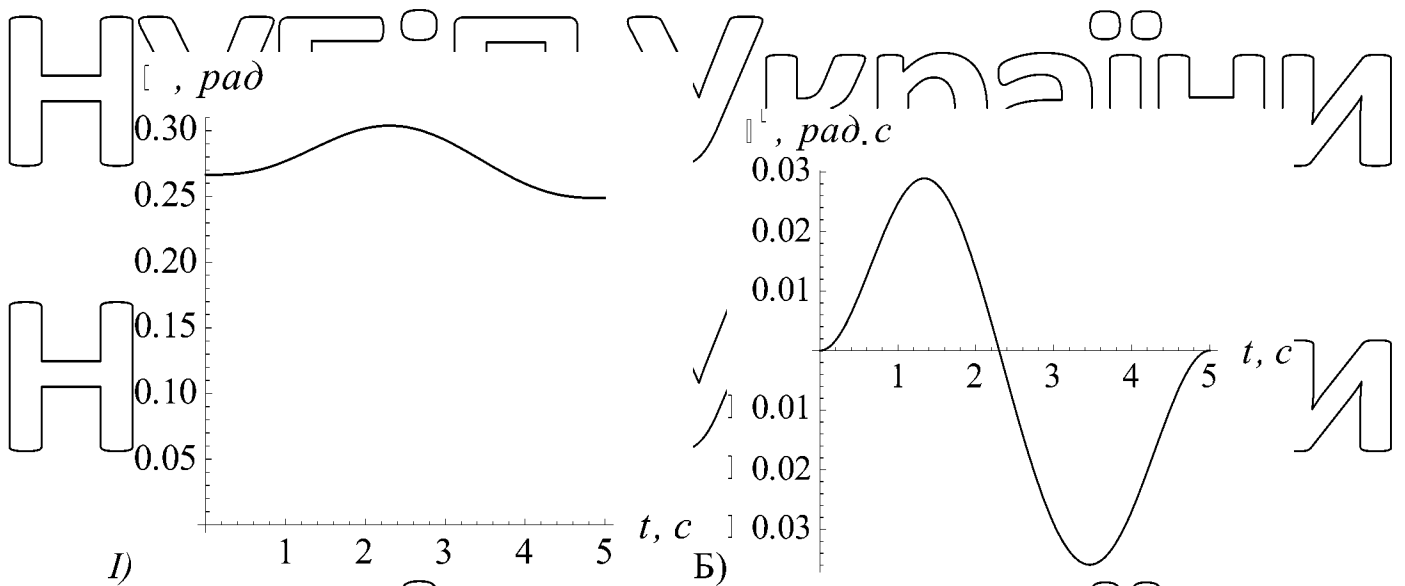
Мал. 3.6 Діаграми зміни куткових координат (а) та швидкостей (б) щелеп:

$\phi_1(t)$ – суцільна та $\phi_2(t)$ – пунктирні лінії



Мал. 3.7 Графік зміни кутового прискорення щелеп: $\phi_1(t)$ – суцільна та $\phi_2(t)$ – пунктирні лінії

україни



Мал. 3.8. Діаграми зміни кутової координати (а) та швидкості (б) синхронної тяги

З цих діаграм видно, що отриманий оптимальний режим руху гідроциліндра при змиканні щелеп захоплення забезпечує незначну зміну кутових координат і плавну зміну кутової швидкості щелеп. Нульові прискорення на початку та наприкінці руху забезпечують плавність ходу механізму в перехідних режимах.

3.3 Оптимізація динамічного типу руху грейфера гідравлічного грейфера для деревини

Для оптимізації режиму динамічного переміщення захоплення скористаємося інтегральним критерієм, який є середнім значенням динамічної складової сили приводного механізму за час переміщення [7].

$$I_V = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} V dt \quad (3,34)$$

де t - Час; $t_1 = 5\epsilon$ - тривалість переміщення штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше; V - "енергія" прискорень механічної системи [12].

Визначимо "енергію" прискорень механічної системи (потужність) захоплення.

$$V = \frac{1}{2} m_1 W_A^2 + \frac{1}{2} m_2 W_B^2 + \frac{1}{2} J_{O_2} \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \dot{\alpha}^2, \quad (3,35)$$

де W_A, W_B - Лінійні прискорення точок А і Б захоплюючих губок (рис. 2.10);

\ddot{x}_K, \ddot{y}_K - Горизонтальна і вертикальна складові прискорення центру мас синхронної тяги;

$\dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$ - Кутові прискорення лівої та правої щелеп або синхронний поштовх.

Прискорення точок А та Б губок захоплення визначаються

залежностями:

$$\{W_A = \dot{\phi}_1 b; | \quad (3,36)$$

Підставивши залежності (2.47) та (3.32) у вираз (3.31), отримаємо

$$V = \frac{1}{2} (m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} (m_2 b^2 + J_{O_2}) \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_5 c d \{ \dot{\phi}_1 \dot{\alpha} \cos(\theta + \alpha + \phi_1). \quad (3,37)$$

Якщо прийнято

$$\left\{ \dot{\phi}_1 = \dot{x} \frac{\partial \phi_1}{\partial x}; \quad \left\{ \dot{\phi}_2 = \dot{x} \frac{\partial \phi_2}{\partial x}; \quad (3,38)$$

тоді енергія прискорення механічної системи має такий вигляд

$$V = \frac{1}{2} (m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O_1}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \phi_1}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} (m_2 b^2 + J_{O_2}) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \phi_2}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \phi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \phi_1) \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} m_5 c d \{ \dot{x} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \phi_1). \quad (3,39)$$

Для знаходження оптимального динамічного типу руху захватного механізму скористаємося класичним варіаційним обчисленням. Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (3.34) — рівняння Ейлера-Пуассона [7]:

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{x}} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial V}{\partial x} = 0. (3.40)$$

Підставивши вираз (3.39) до рівняння (3.40), отримаємо:

$$\ddot{x} \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1}) \left(\frac{d\phi_1}{dx} \right)^2 + (m_2 b^2 + J_{O2}) \left(\frac{d\phi_2}{dx} \right)^2 + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \left(\frac{d\alpha}{dx} \right)^2 + m_5 \cos(\theta + \alpha + \phi_1) \left(\frac{d\phi_1}{dx} \frac{d^2 \phi_1}{dx^2} + (m_2 b^2 + J_{O2}) \frac{d\phi_2}{dx} \frac{d^2 \phi_2}{dx^2} + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K \right) \frac{d\alpha}{dx} \left(\frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2 \phi_1}{dx^2} + \frac{d\phi_1}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \right) \cos(\theta + \alpha + \phi_1) - \left(\left(\frac{d\phi_1}{dx} \right)^2 \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \sin(\theta + \alpha + \phi_1) \right) \right) = 0. (3.41)$$

Отримане рівняння є нелінійне однорідне диференціальне рівняння четвертого порядку. Вирішення цього рівняння — досить складне завдання, яке неможливо вирішити аналітично. Скористаємося прямим варіаційним методом [13]. Вирішимо диференціальне рівняння восьмого порядку за

необхідних граничних умов: $x^{VIII} = 0$

$$\left\{ x(0) = x_0; \dot{x}(0) = \dot{x}(0) = 0; \right\} \vee \left\{ x\left(\frac{t_1}{3}\right) = q_1; \right\} \vee \left\{ x\left(\frac{2t_1}{3}\right) = q_2; \right\} (3.42)$$

За методом знаходимо опорну функцію, що є рішенням крайової задачі:

$$x(t) = \frac{1}{8t_1^7} (729q_1 t^3 (3t - 2t_1)(t - t_1))^3 (3t - t_1) (-729q_2 t^3 (t - t_1)^3 + (3t - 2t_1) \times \times (s$$

(3,43)

де q_1, q_2 – положення штока гідроциліндра у певні моменти часу

відповідно; $t = t_1/3, t = 2t_1/3$

$3 = 0,25\text{м}$ – хід штока гідроциліндра;

$x_0 = 0,05\text{м}$ – вихідне положення гідроциліндра.

Підставимо закон руху на інтегральне вираження (3.39) функції (3.34) і

знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється на комплексну функцію

параметрів q_1, q_2 . Щоб мінімізувати значення інтеграла, необхідно вирішити

систему рівнянь

$$\left\{ \frac{\partial I}{\partial q_1} = 0; \right. \quad (3,44)$$

Ці рівняння мають нелінійний вид алгебри, тому мінімум критерію

шукаємо безпосередньо, підставляючи значення q_1 і q_2 у вирази функціоналу

і порівнюючи значення критерію між собою. Для цього було розроблено

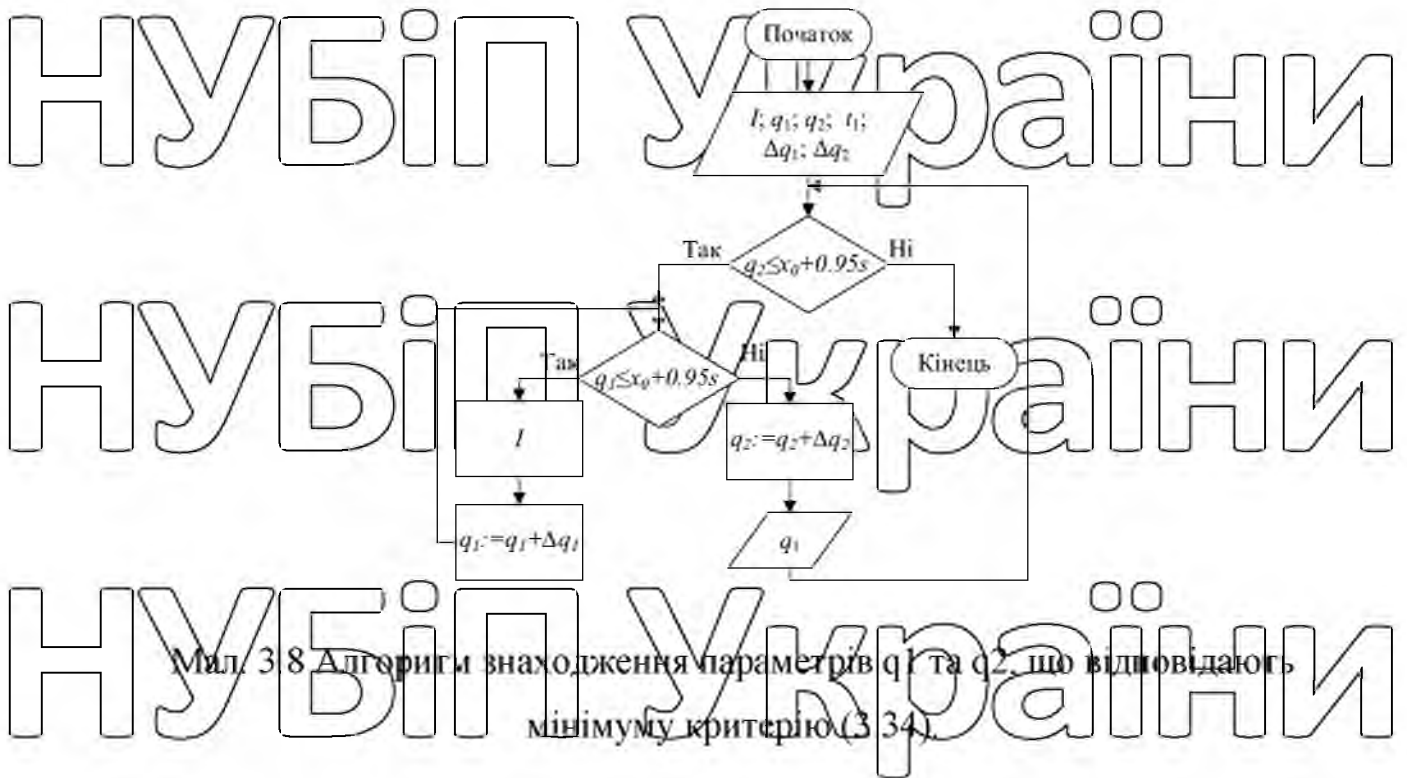
наступний алгоритм (рис. 3.8).

Суть алгоритму у тому, що у кожному кроці циклу кожному значенням

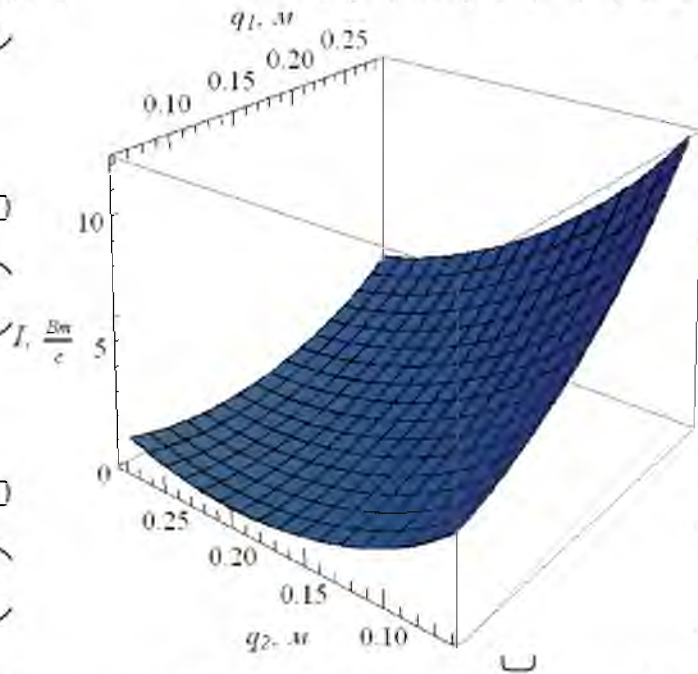
q_1 і q_2 додається крок $\Delta s = 0,02$ і визначається значення критерію. Після

завершення всіх циклів значення порівнюються між собою та визначається

найменше значення критерію (рис. 3.9).

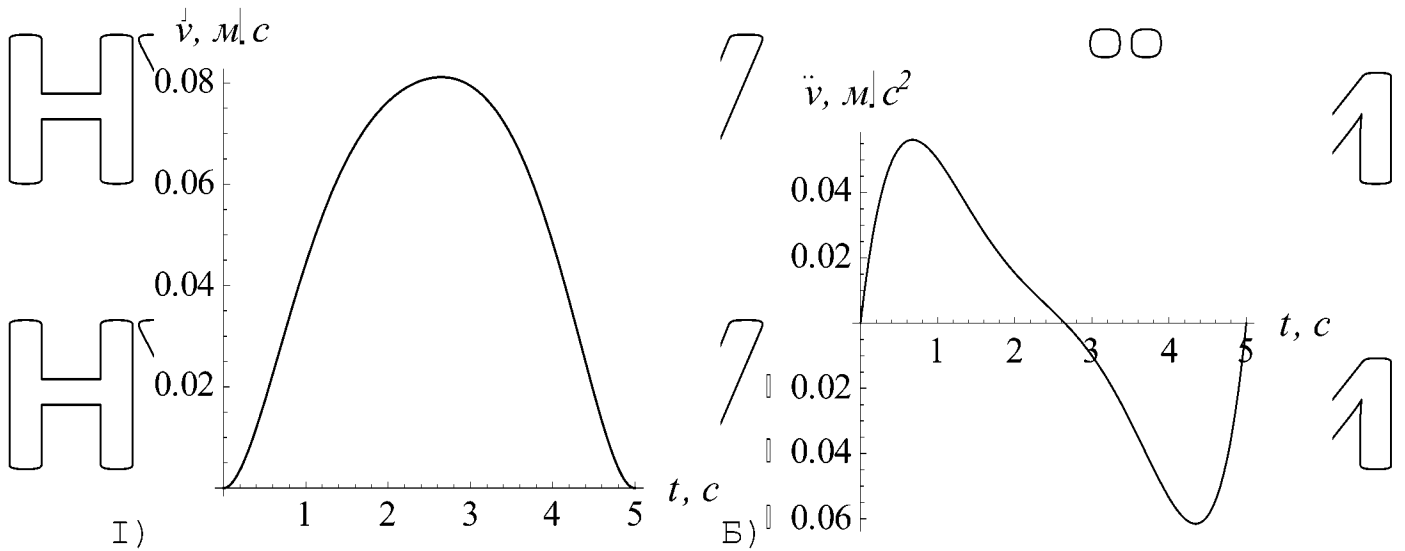


На рис. 3.9 представлена поверхня відгуку, що показує значення критерію (3.34) залежно від значень параметрів q_1 та q_2 .



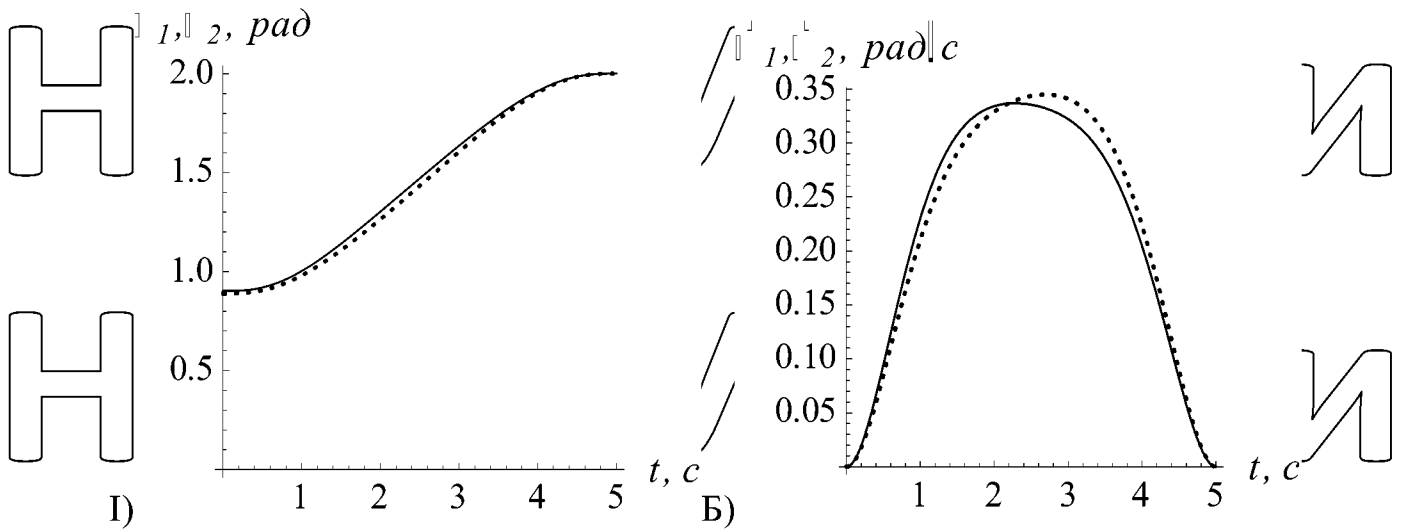
Мал. 3.9 Графік залежності значень критерію (3.34) від параметрів q_1 та q_2

Також показані діаграми швидкості та прискорення зміни положення штока гідроциліндра (рис. 3.10).

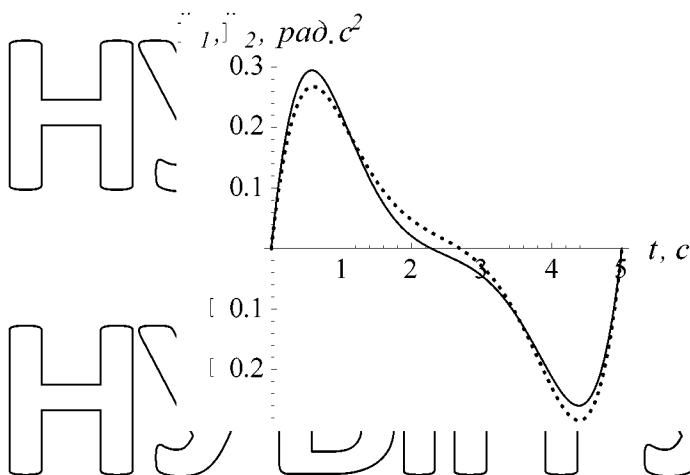


Мал. 3.10 Діаграми швидкостей (а) та прискорень (б) штока гідроциліндра

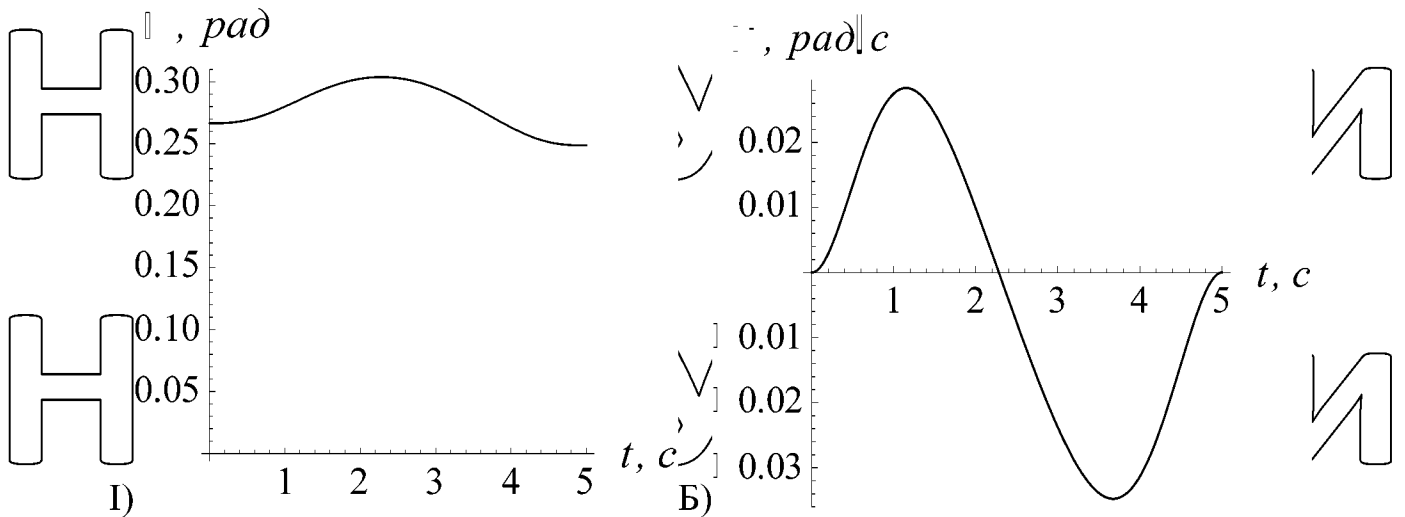
В результаті розрахунків встановлено, що найменше значення критерію досягається за $q_1=0,1075$, $q_2=0,2375$ (рис. 3.9). Для цих значень параметрів q_1 та q_2 наведено кінематичні функції руху щелепи та синхронної тяги (рис. 5-7).



Мал. 3.11 Діаграми зміни кутових координат (а), швидкостей (б) та прискорень (в) щелепи: $\phi_1(t)$ – суцільна та $\phi_2(t)$ – пунктирні лінії



України



Мал. 3.12 Діаграми зміни кутової координати (а) та швидкості (б) синхронної

тяги

Зі схем видно, що отриманий оптимальний режим руху гідроциліндра

при змиканні губок захоплення забезпечує рух механізму з мінімальними динамічними навантаженнями та плавність ходу в перехідних режимах роботи. Швидкість приводного гідроциліндра безперервно збільшується, досягає значення 0,08 м/с і безперервно знижується. Максимальна кутова швидкість щелеп становить 0,34 і 0,35 рад/с для правої та лівої щелеп відповідно. При порівнянні кривих правої та лівої щелеп вони мають невеликі відхилення і для спрощення розрахунків рекомендується розглядати тільки одну щелепу.

Наведені вище режими руху щелеп оптимізовані для режиму холостого ходу без урахування вимірювання навантаження.

3.4 Оптимізація режиму руху захоплення за середнім критерієм продуктивності

Мінімізуючи інтегральну функцію, можна досягти оптимального динамічного режиму руху губок захоплення з урахуванням навантаження,

центр тяжкості якого переміщається по внутрішній поверхні губок середньої сили за час руху витрачено на захоплення вантажу

$$I_V = \int_0^T V dt \rightarrow \min, (3,45)$$

де як інтегральну функцію використовується енергія прискорень наступного виду [12]

$$V = \frac{1}{2} J_0 \left(\ddot{\phi} + \frac{M}{J_0} \right)^2, (3,46)$$

де $J_0 = 8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції щелепи щодо осі обертання;

$\ddot{\phi}$ – Кутове прискорення щелепи;

M – Момент щелепних сил (2,64)

Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (3.45) – рівняння Ейлера-Лагранжа:

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{\phi}} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{\phi}} + \frac{\partial V}{\partial \phi} = 0, (3,47)$$

яке для аналізованого механізму має вигляд:

$$\frac{1}{J_0} (834251,4 \phi^4 - 34965 \phi^5 - 162943,7 \phi^6 + 35989 \phi^7 + \phi (606450,7 - 1472,4 \phi^2 - J_0 1515,6 \ddot{\phi})) + \phi^2 (-885191,8 + J_0 1138,2 \dot{\phi}^2 - J_0 1472,4 \ddot{\phi}) + \phi^3 (-477316 + J_0 758,8 \ddot{\phi}) + J_0 (-757,8 \dot{\phi}^2 + 1557,5 \ddot{\phi} + J_0 \phi^4) = 0. (3,48)$$

Отримане рівняння є нелінійне однорідне диференціальне рівняння. Рішення рівняння (3.48) є досить складним завданням, тому скористаємося прямим варіаційним методом. Надалі складемо диференціальне рівняння

$$\phi^{VII} = 0, (3,49)$$

яке необхідно вирішити за наступних граничних умов:

$$\left\{ \phi(0) = \phi_0; \quad \left\{ \dot{\phi} \mid \right\} (0) = \dot{\phi}(0) = 0; \quad \left\{ \phi \left(\frac{T}{2} \right) = q; \right\} \right. (3,50)$$

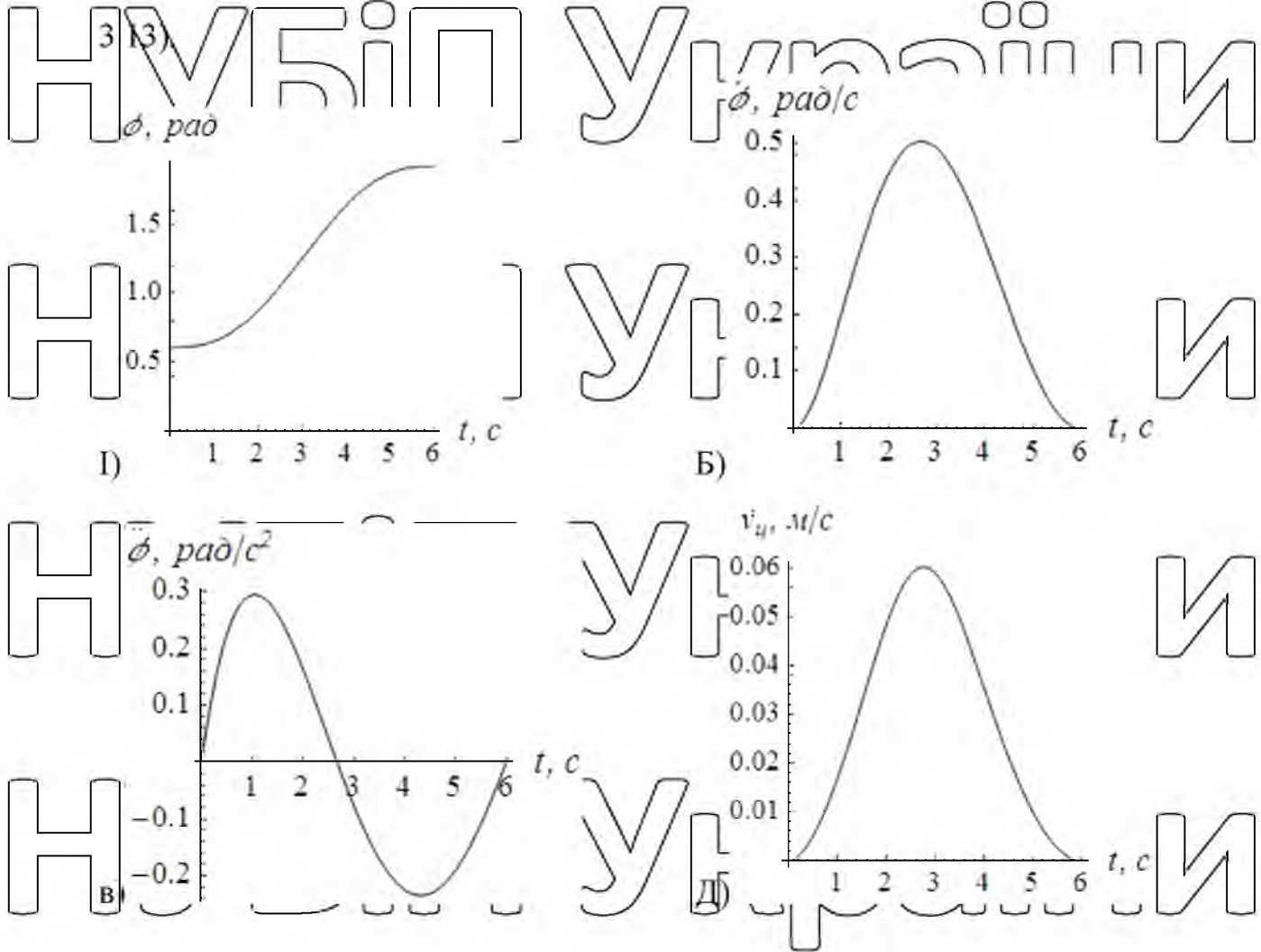
За методикою знаходимо опорну функцію, що є рішенням крайової задачі (3.49), (3.50):

$$\phi = \frac{-64qt^3(t-T)^3 - (2t-T)((t-T)^3(16t^2+5(t+T)^2)\phi_0 + t^3(16t^2-37tT+22T^2)\phi(T))}{T^6}. (3,51)$$

Підставимо отриманий закон руху щелепи в інтегральний вираз (3.46) функції (3.45) і знайдемо інтеграл. Обсяг виразу, що описує інтеграл, дуже значущий, тому ми не наводимо його тут, а виносимо додати (додаток А). Щоб мінімізувати значення інтеграла, необхідно вирішити рівняння з такими параметрами чисельно, для цього скористаємося умовою ($\phi_0 = 0,61; \phi_T = 1,92; T = 6c$)

$$\frac{\partial I}{\partial \alpha} = 0. \tag{3.52}$$

Розв'язавши це рівняння, отримаємо наближене рішення варіаційного завдання. Наведемо схеми знайдених кінематичних функцій щелепи (рис.



Мал. 3.13 Графіки функцій куткових координат обертання щелепи (а), її швидкості (б) та прискорення (в), швидкості руху гідроциліндра (г)

З отриманих графіків видно, що оптимальний динамічний режим руху щелепи забезпечує плавну зміну швидкості та прискорення на всьому інтервалі часу. Це свідчить про відсутність значних динамічних навантажень у механізмі приводу. Крім того, були визначені залежності між зміною кутового прискорення щелепи та швидкістю висування приводного гідроциліндра. При роботі гідроциліндра відбувається плавна зміна тиску робочого середовища напірної магістралі в момент пуску, що свідчить про відсутність гідроударів в гідросистемі в даному режимі роботи. Крім того, синтезований закон руху захоплюючої щелепи забезпечує мінімальні витрати енергії при захопленні вантажу в залежності від обраного критерію.

При порівнянні оптимального енергетичного (рис. 3.5 – 3.8), динамічного (рис. 3.10 – 3.12) та середнього режимів руху (рис. 3.13) слід сказати, що вони практично не відрізняються та їх граничні відхилення не перевищують 10. %. Характер зміни кривої кутової швидкості щелепи однаковий всім розглянутих режимів руху та його максимальні значення кутових швидкостей становлять 0,4, 0,35 і 0,5 рад/с для енергійного, динамічного і за критерієм середньої виконання режимів руху відповідно.

Звідси можна дійти невтішного висновку, що з вищеперелічених критеріїв можна використовуватиме оптимізації режиму руху гидрогрейфера.

3.5 Основні результати та висновки по розділам

1. Проаналізовано методи оптимізації та обрано критерії оптимізації, за допомогою яких проведено оптимізацію режиму розгону кранового візка з вантажем та процесу захоплення захопленням.

2. Синтезовано оптимальний закон руху системи «візок – захоплення – вантаж» за комплексним критерієм, що дозволяє мінімізувати рушійну силу, що діє на візок, та відхилення вантажу від вертикалі візка. Через війну оптимізації максимальна рушійна сила знизилася на 29% з 23952 Н до 17000 Н. Ефективне значення сили при розгоні становить 7961 Н, що у 39% менше, ніж при неоптимальному режимі руху, тобто. 13080. Н. Амплітуда коливань

швидкості візка зменшилася приблизно в 1,2 раза, ручки – у 1,9 раза, заряду – у 2 рази.

3. Синтезовано оптимальні закони руху захоплення, що мінімізують витрату кінетичної енергії та енергії прискорення системи на режимі холостого ходу без урахування захоплення вантажу. В результаті швидкість приводного гідроциліндра безперервно збільшується, досягає значення 0,08 м/с і безперервно знижується. Максимальна кутова швидкість щелеп становить 0,34 і 0,35 рад/с для правої та лівої щелеп відповідно.

4. Крім того, закон руху щелеп гідрогрейфера синтезується за критерієм, що забезпечує мінімальні енерговитрати процес захоплення деревини. Такий режим руху щелепи забезпечує плавну зміну швидкості та прискорення на всьому інтервалі часу. Крім того, були визначені залежності між зміною кутового прискорення щелепи та швидкістю висування приводного гідроциліндра. Максимальна швидкість висування штока гідроциліндра становить 0,06 м/с, кутова швидкість щелеп – 0,5 рад/с. При роботі гідроциліндра відбувається плавна зміна тиску робочого середовища напірної магістралі в момент пуску, що свідчить про відсутність гідроударів в гідросистемі в даному режимі роботи.

5. При порівнянні розглянутих вище раціональних законів руху видно, що вони мало різняться та його граничні відхилення вибирається у 10%. Характер зміни кривої кутової швидкості щелепи однаковий всім розглянутих режимів руху та його максимальні значення кутових швидкостей становлять 0,4, 0,35 і 0,5 рад/с для енергійного, динамічного і за критерієм середньої виконання режимів руху відповідно. Звідси можна дійти певного висновку, що з вищеперелічених критеріїв можна використовуватиме оптимізації режиму руху гидрогрейфера.

4. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.

3.6 Програма експериментальних досліджень

Для підтвердження теоретичних досліджень, описаних у другому та третьому розділах, необхідно провести експериментальні дослідження.

Експериментальні дослідження включають визначення законів руху візків, вантажів та грейферів, а також підтвердження адекватності теоретичних розрахунків на основі експериментальних даних.

У попередніх розділах закони руху механізмів руху кранового візка були визначені на основі природних механічних властивостей електродвигуна та зіставлені з отриманими оптимальними законами руху. Мета цього розділу – порівняти теоретичні закони руху з експериментально встановленими законами. Це дозволяє практично визначити ефективність використання оптимальних законів руху кранового візка з вантажем.

Оскільки експериментальному вивченні природних механізмів є деякі труднощі, дослідження проводилися на фізичній моделі. Теорія подоби використовувалася щодо експериментальних досліджень на фізичній моделі [97]. Дані експериментальні дослідження проводились у науково-дослідній лабораторії (ауд. 11, каб. 354) «Динаміка машин» кафедри проектування машин та пристроїв Національного університету біоресурсів та природокористування України. Як фізична модель використовувалася електрична таль з тросовим підвищенням захопленням з пакетом колод. Для обстеження грейфера використовувався гідравлічний грейфер із гідронасосною станцією.

Програма експериментальних досліджень включає наступні етапи:

– Вибір критеріїв подібності фізичних моделей та розрахунок їх параметрів;

– Розробка та виготовлення фізичної моделі кранового візка із захопленням та вантажем для проведення експериментальних досліджень у лабораторних умовах;

– Розробка та виготовлення фізичної моделі захоплення;

– Вибір та розробка вимірювальних та записувальних пристроїв для визначення основних параметрів руху фізичної моделі;

– Планування експериментів щодо визначення параметрів руху автомобіля з ручним управлінням та управлінням за оптимальними законами;

– Планування експериментів щодо визначення параметрів руху захоплення з ручним управлінням та управлінням за оптимальними законами;

– Вибір способу обробки набору експериментальних даних.

Як повноцінний об'єкт вибираємо грейфер ДТ-185 з вантажем, технічні дані якого наведені в [109] (табл. 4.1). Такий кран може виконувати весь комплекс розвантажувально-вантажних робіт на підскладі. Кран може поставлятися з радіальним і рамним грейфером.

Таблиця 4.1.
Основні технічні характеристики консольного козлового крана ККЛ-16

Ключова особливість	Одиниця виміру	Розмір
Вантажопідйомність	кг	16000
Швидкість автомобіля	РС	1
Маса автомобіля, що перекладається (маса автомобіля і маса частин, що обертаються: роторів електродвигунів, муфт, валів і т.п.)	кг	1600
Характеристики механізму приводу візка	кВт	11
Швидкість обертання валів двигуна	про/хв	950

Радіус колеса автомобіля	М	0,275
Загальна передатна кількість механізму переміщення каретки		29,5
Політ перевантажувача	М	32
Спосіб переміщення вантажівки	М	52
Вага грейфера електрогідравлічного ЛТ-185	кг	4000

Як модель була використана електрична таль, технічні характеристики якої наведені у таблиці. 4.2.

Таблиця 4.2

Основні технічні характеристики електротельфера

Ключова особливість	Одиниця виміру	Розмір
Вантажопідйомність	кг	500
Швидкість автомобіля	РС	0,33
Вага автомобіля	кг	70
Маса візка, що перекладається (маса візка і маса частин, що обертаються: ротора двигуна, шестерень, валів і т.п.)	кг	79,4
Характеристики механізму приводу візка	кВт	0,08
Швидкість валу двигуна	пр/хв	1400
Радіус колеса автомобіля	М	0,0425
Загальна передатна кількість механізму переміщення каретки	-	20.76
Довжина монорейки	М	5.4
Максимальна довжина гнучкої вантажної підвіски	М	2.2

Знайдемо масовий коефіцієнт подібності (4.12): $\nu_m = \frac{m_H}{m_M} = \frac{1600}{79,4} = 20,1$.

Таким чином, номінальна вантажопідйомність повноцінного навантажувача вилки відповідає масі грейфера і навантаженню фізичної моделі, кг. $m_{1M} + m_{2M} = \frac{16000}{20.1} \approx 796$

Визначимо коефіцієнт подібності для сили, що діє автомобіль з боку механізму приводу. Для цього розкладемо вирази, які дають нам рушійні сили вантажного вагона та електротельфера:

$$v_{Fp} = \frac{\frac{M_{\text{кол.Н}}}{r_{\text{кол.Н}}}}{\frac{M_{\text{кол.М}}}{r_{\text{кол.М}}}} = \frac{\frac{M_{\text{дв.Н}} \cdot u_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Н}}}{r_{\text{кол.Н}}}}{\frac{M_{\text{дв.М}} \cdot u_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{М}}}{r_{\text{кол.М}}}} = \frac{9550 \cdot \frac{P_{\text{дв.Н}}}{n_{\text{дв.Н}}} \cdot u_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Н}}}{9550 \cdot \frac{P_{\text{дв.М}}}{n_{\text{дв.М}}} \cdot u_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{М}}} = \frac{r_{\text{кол.Н}}}{r_{\text{кол.М}}} \cdot \frac{P_{\text{дв.Н}} \cdot u_{\text{Н}} \cdot \eta_{\text{Н}} \cdot n_{\text{дв.М}}}{P_{\text{дв.М}} \cdot u_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot n_{\text{дв.Н}}} \quad (4.18)$$

де $M_{\text{кол.Н}}$, $M_{\text{кол.М}}$ - моменти, що діють на провідні колеса вагона-навантажувача (типів) та електротельферів (моделей) відповідно;

$r_{\text{кол.Н}}$, $r_{\text{кол.М}}$ - радіус коліс візків даного типу або моделі;

$M_{\text{дв.Н}}$, $M_{\text{дв.М}}$ - номінальні крутні моменти двигунів типу та моделі;

$u_{\text{Н}}$, $u_{\text{М}}$ - загальні передавальні відношення між природою та моделлю;

$\eta_{\text{Н}}$, $\eta_{\text{М}}$ - коефіцієнти корисної дії механізмів переміщення вагонів даного типу та моделі;

$P_{\text{дв.Н}}$, $P_{\text{дв.М}}$ - номінальна потужність двигунів візків даного типу та моделі;

$n_{\text{дв.Н}}$, $n_{\text{дв.М}}$ - номінальні частоти обертання валів приводних

електродвигунів вагонів даного типу та моделі. На підставі (4.18) маємо: $v_{Fp} =$

$$\frac{11 \cdot 29,5 \cdot 0,8 \cdot 1400 \cdot 0,0425}{950 \cdot 0,275 \cdot 0,08 \cdot 20,76 \cdot 0,8} = 44,49.$$

Розрахуємо коефіцієнт подібності лінійної швидкості візка: $v_x = \frac{x_{\text{Н}}}{x_{\text{М}}} =$

$$\frac{1}{0,33} = 3,03$$

Тепер потрібно визначити коефіцієнти подібності. Безпосередньо з (4.13) невідомі та їх важко знайти. Тому з урахуванням подаємо вираз (4.13) у такому вигляді:

$$v_{Fp} = v_m \frac{v_x}{v_t^2} = v_m \frac{v_{\dot{x}}}{v_t}. \quad (4.19)$$

З виразу (4.19) неважко знайти значення коефіцієнта подібності у часі за відомими значеннями:

$$v_t = \frac{v_m v_{\dot{x}}}{v_{Fp}}. \quad (4.20)$$

З формули (4.20) отримуємо:

$$v_t = \frac{v_m v_{\dot{x}}}{v_{Fp}} = \frac{20,1}{44,49} \cdot \frac{1}{0,33} \approx 1,37.$$

Знайдемо незвідане: $v_x v_x = v_{\dot{x}} v_t = \frac{1}{0,33} 1,37 \approx 4,15$

3.7 Побудова фізичної моделі

Фізична модель крана-навантажувача є опорним краном (двобалковий № 20), встановленим на опорах (рис. 4.1). По полицях підкранової балки переміщається візок (електротельфер). Машина наводиться в рух асинхронним короткозамкнутим двигуном ФТТ-0,08/4. Привід здійснюється за допомогою кабелів підвішених на тросі.



Мал. 4.1. Зовнішній вигляд фізичної моделі крана з поручнем (а) та ручкою з вантажем (б)

Грейфер для навантаження деревини ПЛК-50 підвішується на тросі на вагоні та приводиться в дію гідронасосною станцією (рис. 4.2).



Мал. 4.2. Гідралічна насосна станція для приводу грейфера

Для керування електродвигуном приводу моделі автокрана та приводу гідронасосної станції було обрано перетворювач частоти FR-S540-E-2.2K-EC

(Mitsubishi Electric), основні технічні характеристики якого наведені у таблиці.

4.3 [106].

Таблиця 4.3

Технічні характеристики перетворювача частоти

FR-S540-E-2.2K-EC

параметр	Значення параметра
1	
Продуктивність перетворювача	2,2 кВт
номінальна потужність	3,7 кВА
Потужність джерела живлення	5,5 кВА
Номінальний вихідний струм	4,8 А
Перевантаження	150% у 60-ті роки; 200% за 0,5 с
Напруга живлення	380 В
Допустимий діапазон напруги	323-528 рр. до н.е.
Діапазон вихідних частот	0,5...120 Гц
Допустиме відхилення частоти	±5%
Час прискорення/гальмування	0; 0,1;...999 с
Тип характеристики прискорення/уповільнення	лінійний, S-подібний
Максимальний пусковий момент	0,15 Мном
Методи гальмування	Гальмівний момент
	0,2Мном
управління	Час гальмування 0...10 с
	Гальмівна напруга 0,15U
Сила захисту	1) зовнішній
	2) Дистанційне керування
	3) комп'ютер
	IP20

охолодження

Примусова вентиляція

Цей перетворювач частоти може здійснювати закони. Нами встановлений наступний закон управління зміною напруги живлення двигуна

при зміні частоти. Вибір цього закону заснований на тому, що штучні механічні властивості двигуна мають досить великі критичні моменти на низьких частотах напруги живлення. Отже, встановлення цієї характеристики дозволяє двигуну автомобіля краще працювати на заданій швидкості.

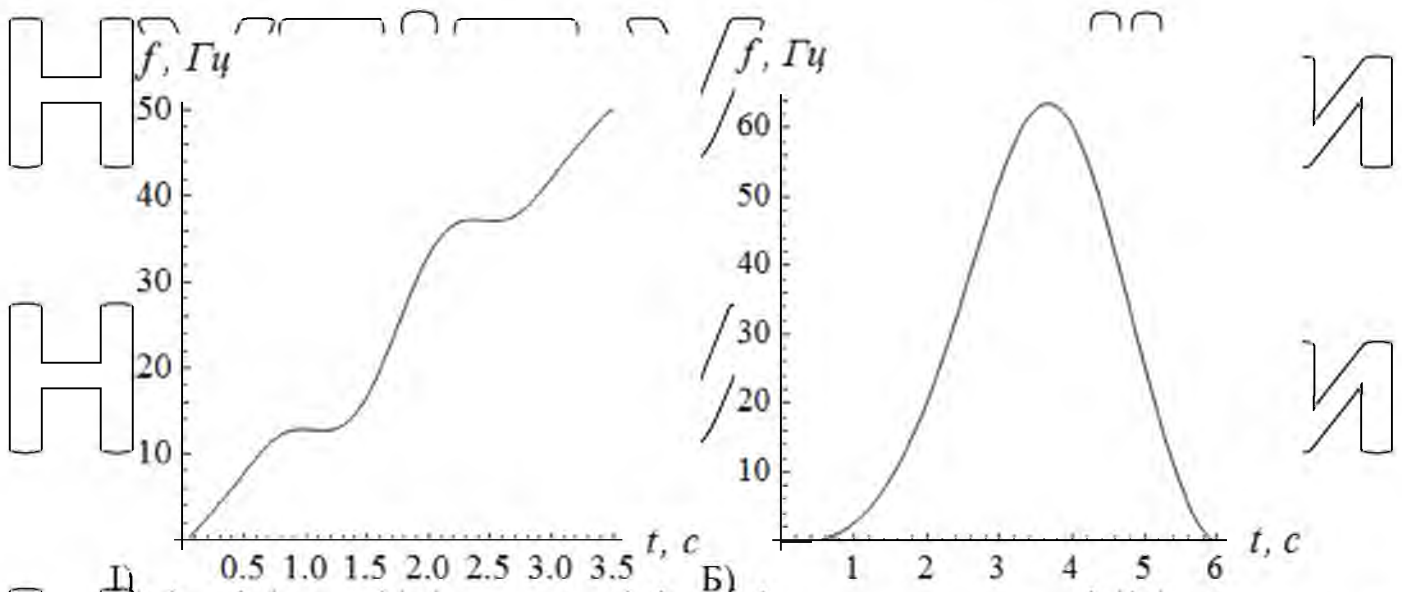
$$\frac{f}{f_{\text{ном}}} \frac{U}{U_{\text{ном}}} = \left(\frac{f}{f_{\text{ном}}}\right)^2 \frac{U}{U_{\text{ном}}} = \frac{f}{f_{\text{ном}}}$$

Фізична модель дозволяє керувати рухом візка як вручну, так і за допомогою комп'ютера.

Режими керування перемикаються за допомогою кнопок на панелі керування. При цьому контакти пускачів замикаються і перетворювач частоти

FR-540E-2.2K-ES підключається до клем електродвигуна. Тоді можна подати на двигун струм, частота якого змінюється за певним законом.

Схеми зміни частотного закону струму, що подається в перетворювач частоти, для реалізації деяких оптимальних законів руху показано на рис. 4.4.

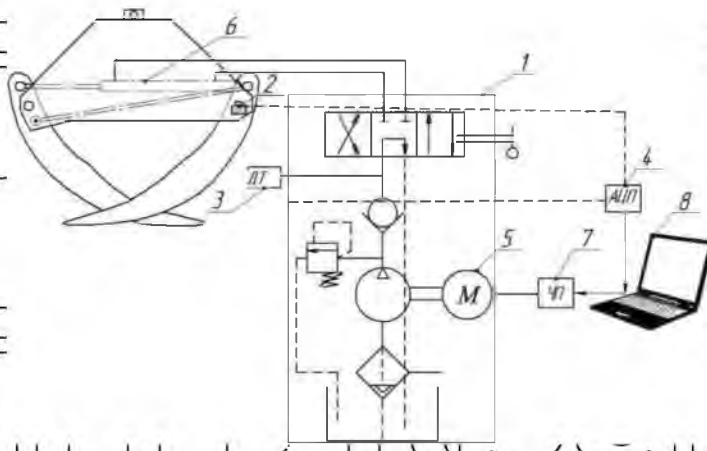


Мал. 4.4. Схеми зміни частоти струму асинхронного електродвигуна за оптимальними законами руху: а) візка; б) підромуфти.

Усі стаціонарні електричні пристрої (перетворювачі частоти, пускачі та кнопки) монтується у шиті (рис. 4.3).

Таким чином, конструкція даної фізичної моделі дозволяє проводити експериментальні дослідження щодо визначення основних характеристик перехідних процесів руку кранового візка та грейфера.

Гідравлічний привод захоплення управляється програмним гідроприводом, тобто. за заданим законом руху. Схема функціонального управління представлена на рис. 4.5.



Мал. 4.5. Схема керування гідроприводом програмного забезпечення Grab:

1 – гідронасосна станція; 2 – датчик кута; 3 – датчик тиску; 4 – аналого-цифровий перетворювач; 5 – електродвигун; 6 – гідроциліндр; 7 – перетворювач частоти; 8 – Комп'ютери

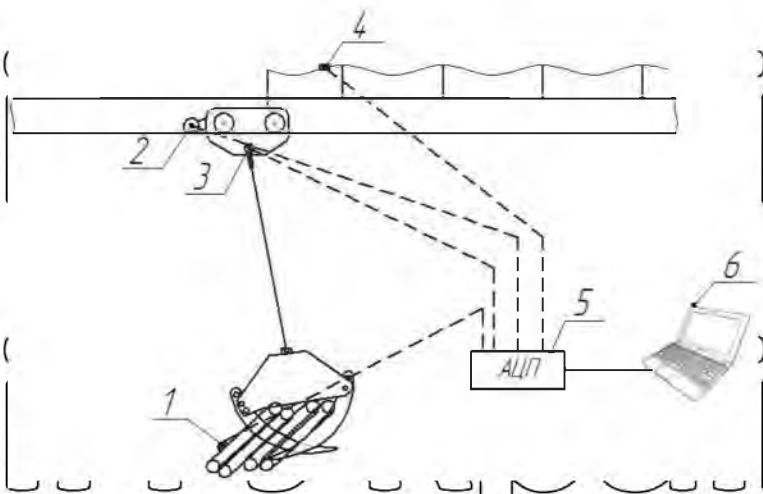
На комп'ютер встановлена програма управління електродвигуном приводу захоплення, з якого сигнал подається на перетворювач частоти. Перетворювач частоти подає на електродвигун необхідну частоту, що відповідає оптимальному закону руху механізму.

3.8 Вимірювально-ресруючий пристрій для визначення

властивостей руху фізичної моделі

Поданий проект фізичної моделі (рис. 4.1.) дозволяє провести експериментальні дослідження щодо визначення основних характеристик перехідних процесів руху кранового візка та грейфера. Оскільки при роботі крана у приводі візка виникають динамічні навантаження, необхідно визначити його швидкість та прискорення. Для визначення коливань рукоятки та вантажу необхідно встановити датчики відхилення каната від вертикалі. Також вимірюється електроенергія, яку електродвигун споживає під навантаженням.

Усі датчики, встановлені на фізичній моделі, підключаються до пристрою збирання даних (рис. 4.6). Кожному датчику призначено свій канал. У ході експерименту інформація з датчиків надходить на пристрій збору даних, який за допомогою розробленої програми на ПК перетворює дані на файл тестового формату.



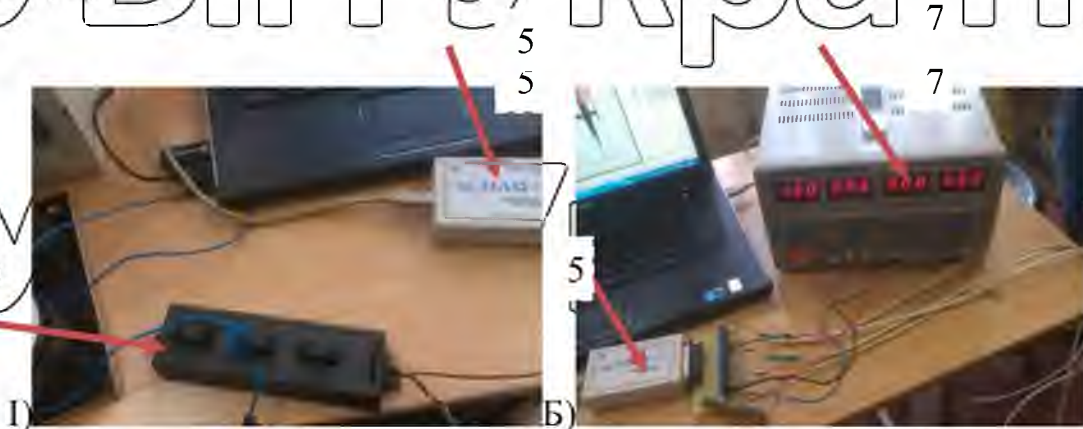
Мал. 4.6 Схема розташування датчиків:

1 - Акселерометр (акселерометр); 2 – Датчик руху каретки (енкодер); 3 – датчик відхилення вантажу (енкодер); 4 – датчик струму; 5 – аналого-цифровий перетворювач; 6 – Персональний комп'ютер

На рис. 4.7 показано розташування вимірювальних датчиків: 2 – датчик руху візка (лінійний енкодер), 3 – датчик відхилення навантаження (кутовий енкодер) та 4 – датчик прискорення (акселерометр).

Для датчика вимірювання руху каретки (рис. 4.7 а) призначений кронштейн з металевого куточка, який одним кінцем кріпиться до каретки, а іншим - до датчика ENC Autonic. Колесо датчика котиться по рейці і механічне обертання валу, на якому розташовані колеса, перетворюється на серію електронних імпульсів. На відстані 1 мм енкодер видає 1 імпульс. Цієї точності достатньо для вимірювання руху візка. Датчик координат візка кріпиться до візка таким чином, щоб його колесо торкалося двотаврової полиці, якою рухається візок (рис. 4.6). Для вимірювання кута відхилення каната з вантажем від вертикалі (рис. 4.6 а) в поздовжньому напрямку застосовують інкрементний датчик кутових переміщень МОЛ-40 «Мегатрон», який кріпиться до візка і приєднується до каната спеціальною тягою. При відхиленні каната з вантажем від вертикалі тяга, прикріплена до каната, повертає вал датчика на кут відхилення, фіксує імпульси і передає їх на АЦП.

Коливання вантажу у вертикальній площині вимірюються датчиком прискорення (акселерометром) MMA7260Q, жорстко прикріпленим до колел (рис. 4.7, б).



Мал. 4.8 Зображення вимірювальної та реструкуючої апаратури: 4 – датчик шуму, 5 – аналого-цифровий перетворювач, 7 – Джерело живлення

Струм, що споживається асинхронним електродвигуном приводної машини, вимірюється лінійним датчиком струму (рис. 4.8, а) CSLA1CD 0612 MEX.

Цифрові сигнали з датчиків надходять на вхід модуля mDAQ14 (рис. 4.8 б), який забезпечує безперервний (синхронізований внутрішнім таймером) збір даних при частотах дискретизації АЦП від 1 до 350 кГц, технічні характеристики вони наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Технічні характеристики пристрою збору даних

Характеристика 1	Опис 2
Інтерфейс зв'язку з ПК	USB 2.0
Кількість аналогових каналів	4 диференціальних або 8 однопровідних
Вхідний діапазон сигналів	± 10
Обмежити вхідну напругу щодо AGND (землі),	± 15 (при активованому інтерфейсі USB) ± 10 (при відключеному інтерфейсі USB)
Бітова швидкість АЦП, біт	14
Максимальна диференційна нелінійність перетворення, МЗР	$-1...+1,5$
Максимальна інтегральна нелінійність перетворення, МЗР	$\pm 1,5$
Максимальна частота дискретизації, кГц	100
Живлення пристрою	від USB-шини
Максимальний струм споживання, ма:	250 (в активному режимі)
Габаритні розміри, мм	60x100x28
Вага, кг	0,10

Тип роз'єму для підключення аналогових сигналів	ДБ-25Ф
Відносна вологість, %	5-90 (без конденсації вологи)
Діапазон температур, оС	5...+40
Матеріал корпусу	пластик

Модуль m-DAQ14 дозволяє підключити до 8 каналів. Цей АЦП у час приймає імпульси, отримані від датчиків, детектує їх і формує пакети даних передачі на персональний комп'ютер (рис. 4.9). Програма керування модулем m-DAQ14 дозволяє зберігати поля даних у форматі TXT. Подальша обробка даних здійснюється у програмі Mathematica.

У таблиці 4.5 наведено технічні характеристики датчиків, які використовуються вимірювань.

Таблиця 4.5

Властивості датчика					
Вимірюваний параметр	Марка делікатного предмета	Компанія-виробник чутливого елемента	Абсолютна похибка виміру	Межі виміру	Чутливість
1	2	3	4	5	6
Поточний	CSLA1CD 0612 MEK	Ханівелл	0,03 А	0,1-37А	0,05 В/А
Висока напруга	-	-	-	Обмежено максимальною напругою	0,043 В/В 0,020 В/В 0,09 В/В
1	2	3	4	5	6
Лінійний Рухатися	ЕНК	Автоніка	1 мм	-	1 імпульс/мм

Кутове зміщення	МОЛ-40	Мегагрон	0,10 градусів	-	3600
прискорення	ММА7260 Q	Фріскейл напівпрові дник	0,03 м/с ²	0...60 м/с ²	0,078 В·с ² / м

Розроблена система дозволяє підключити енкодери, акселерометри та датчики струму для збору необхідних експериментальних даних та передачі їх на персональний комп'ютер у вигляді, придатному для подальшої обробки.

Для вивчення роботи захоплення вимірювалися навантаження у гідросистемі приводу захватного механізму та кутові координати його щелеп. Для цього використовувалися датчик тиску рідини в гідросистемі АДЗ-СМЛ-10 (рис. 4.10) і датчик кутового переміщення (повороту губки захвату) МОЛ-40 (рис. 4.11).



Мал. 4.10. Датчик тиску АДЗ-СМЛ-10



4.11. Датчик кута повороту щелепи (енкодер)

Датчик АДЗ-СМЛІ-10 має верхню межу вимірювання 250 МПа, вихідний сигнал постійного струму 4...20 мА, живлення датчика здійснюється від джерела постійного струму з напругою в діапазоні від 10 до 32 В. Опір:

для датчиків із вихідним сигналом постійного струму – $(V_s - 10 \text{ В}) / 20 \text{ мА}$;

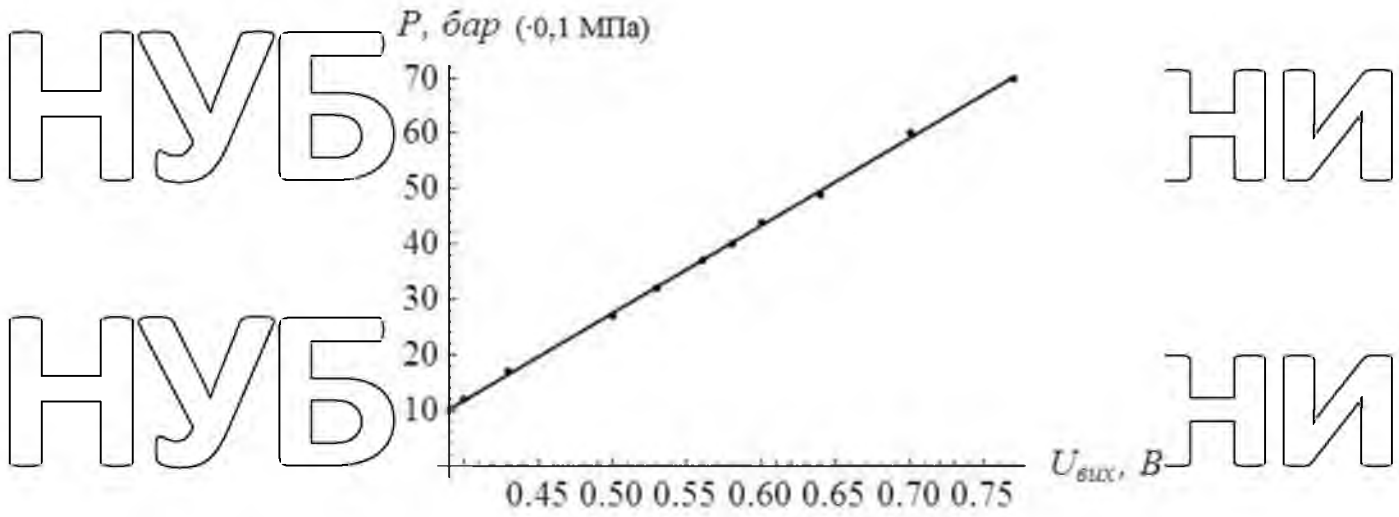
де V_s – напруга живлення датчиків, Ст.

Датчик тиску калібрувався шляхом порівняння тиску за механічним манометром (рис. 4.12).



Мал. 4.12. Підключення механічних та електричних датчиків тиску

та відповідні значення вихідного сигналу датчика у вольтгах. На основі отриманих даних було створено функцію регресії (рис. 4.13).



Мал. 4.13. Таблиця калібрування датчика тиску

Абсолютна похибка вимірювання тиску становить 0,012 МПа.

Таким чином, розроблена система дозволяє збирати та передавати експериментальні дані на персональний комп'ютер, а розроблена програма дозволяє записувати дані у форматах, придатних для подальшої статистичної обробки.

РОЗДІЛ 4

ОТРИМАНІ РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Дослідження типів руху механізмів пересування каретки та гідроручкоятки на основі природних механічних властивостей приводу.

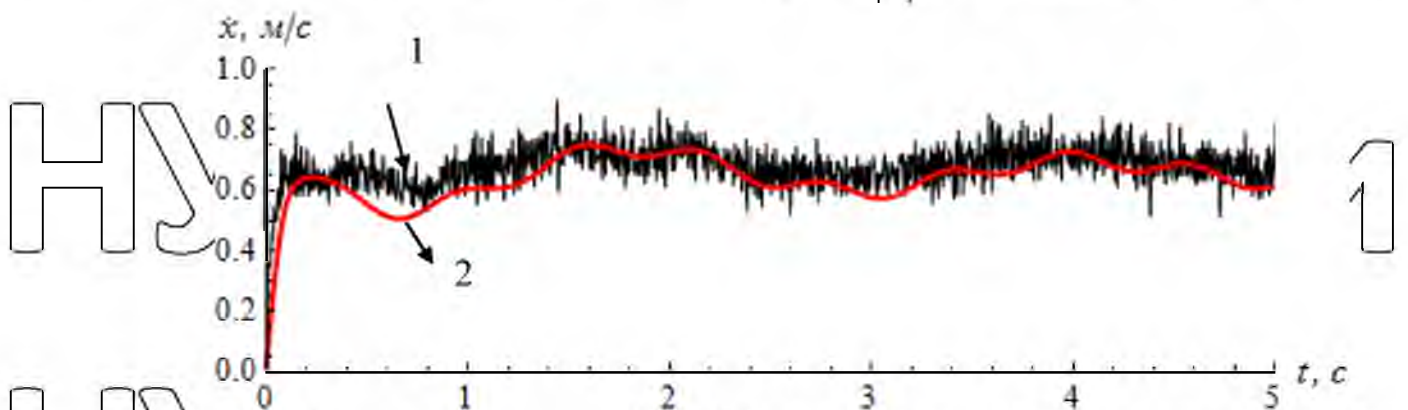
4.1.1. Експериментальні дослідження з руху тримасової системи «Віза-Габ-Вантаж»

У другому розділі проведено аналіз руху механізмів приводу візків за умови, що вони рухаються двигунами, що працюють на природних механічних властивостях. Проведено порівняльний аналіз експериментальних даних з метою з'ясування адекватності теоретичних даних, одержаних у другому розділі. Для цього було створено діаграми кінематичних функцій системи «каретка-ручка-вантаж», отримані за допомогою теоретичних розрахунків та відповідних експериментальних даних (рис. 5.1 – 5.4). Під час цих експериментів асинхронний електродвигун працював як привід на природних механічних властивостях.

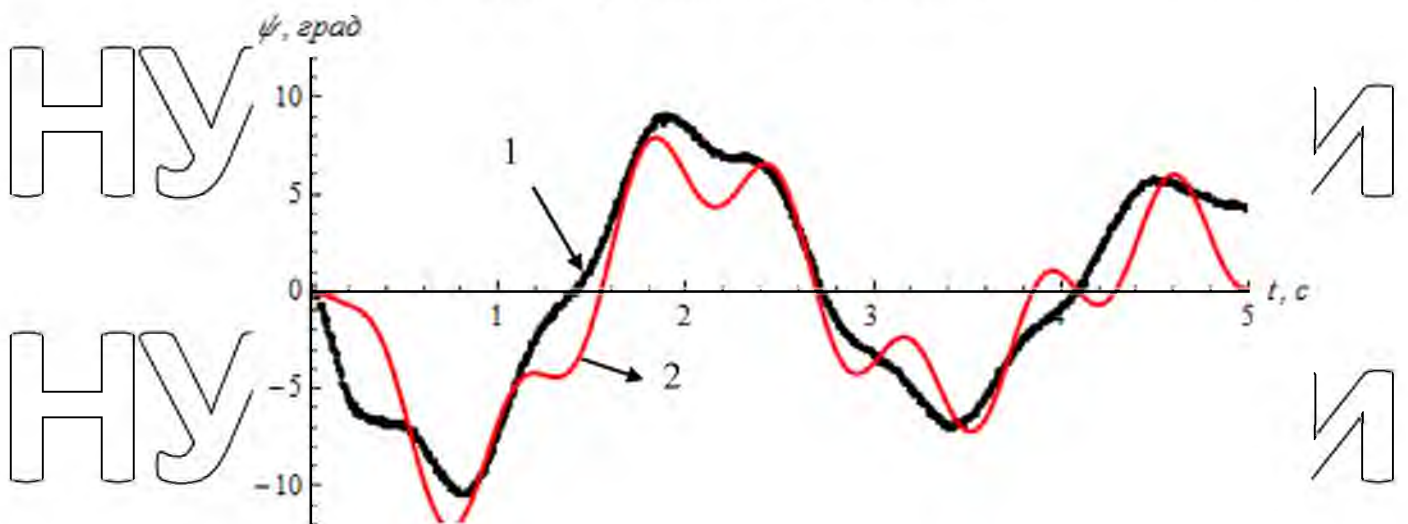
Аналіз руху каретки при перехідних режимах руху проводився за допомогою графічних залежностей, створених за отриманими експериментальними даними.

Всі зазначені графічні залежності являють собою сукупність точок відповідних вимірюваних параметрів (положення каретки, кутова координата відхилення каната з вантажем від вертикалі, прискорення центру мас вантажу у вертикалі, струм, що поглинається). на вагоні). електродвигун) у часі.

На рисунках 5.1 – 5.3 показано криві експериментальних досліджень під номером 1 та теоретичних досліджень під номером 2.



Мал. 5.1. Графіки зміни кінематичних властивостей руху візка крана: а) рух візка; б) Швидкість автомобіля



Мал. 5.2. Порівняльні схеми теоретичних та експериментальних досліджень відхилення куткової координати каната від вертикалі

З рис. 5.1 видно, що за час руху візок 5с проходить відстань 2,8 м за теоретичними даними та 3,2 м за експериментальними даними, різниця у відхиленні даних становить 12,5%. Максимальна різниця у швидкості автомобіля становить 0,15 м/с, або 23%. На діаграмах відхилення кутової координати каната (рис. 5.2) період коливань збігається і максимальне відхилення теоретичних та експериментальних даних знаходиться в межах 4 градусів.

Також наведемо графіки оброблених даних акселерометра навантаження у вертикальній площині (рис. 5.3). Оскільки в експериментальних дослідженнях вимірюється вертикальне прискорення центру мас заряду теоретично його визначають аналітично:

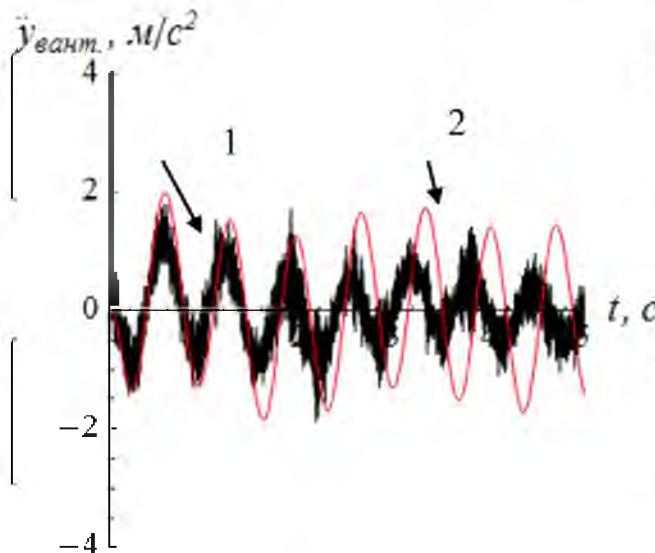
$$y = s \cdot \arctan(\phi), \quad (5.1)$$

Продиференціювавши двічі, отримаємо прискорення центру мас заряду

$$\ddot{y} = \frac{1}{2} \left(\frac{\ddot{\phi}}{1+\phi^2} - \frac{2\dot{\phi}^2\phi}{(1+\phi^2)^2} \right), \quad (5.2)$$

де s - Відстань від точки закріплення до центру мас вантажу;

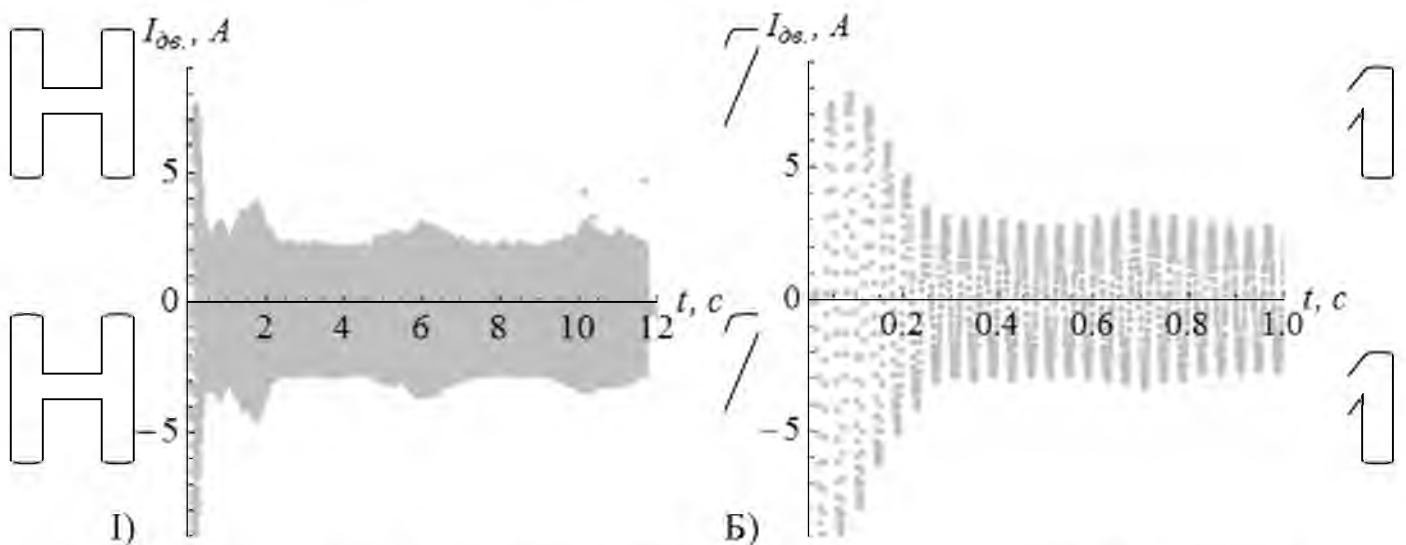
ϕ - Кут відхилення вантажу від вертикального положення.



Мал. 5.3. Схема прискорення заряду у вертикальній площині

З наведеного графіка видно, що на початку руху коливання прискорення експериментальних та теоретичних даних збігаються та становлять до 2 м/с^2 . Крім того, експериментальні значення коливань прискорення дещо згасають, тоді як теоретичні значення зберігають амплітуду коливань. Це можна пояснити тим, що в теоретичних розрахунках не враховувалося тертя у точці підвісу та кріплення завантаженого пристрою.

Для оцінки енергетичних втрат приводного електродвигуна вимірювалося споживання струму (рис. 5.4).



Мал. 5.4. Графіки зміни струму електродвигуна: а) за 12; б) через 1 с

Аналіз діаграм на рис. 5.4. Видно, що при запуску двигуна струм різко зростає та досягає 9А. При рівномірному рух величина струму залишається в межах 3-4 А і збільшується або зменшується пропорційно навантаженню на приводний електродвигун.

Схеми інших експериментів аналогічні схемам на рис. 5.1 - 5.4, тому ми не будемо їх тут наводити, а помістимо у додатках. За отриманими даними, були розраховані статистичні показники, які представлені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1.

Статистичні показники відхилення теоретичних та експериментальних даних руху системи «каретка – захоплення – вантаж».

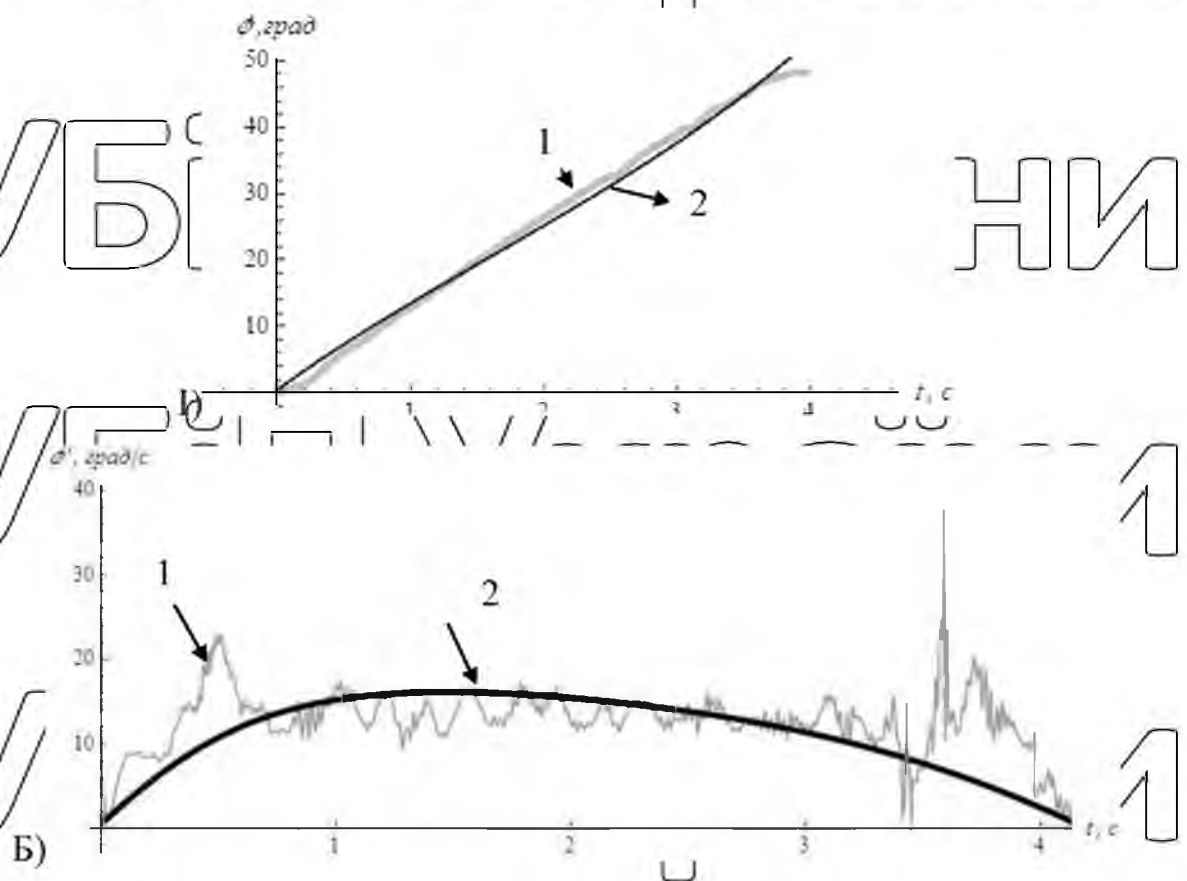
Індикатори руху візка							
Номер експерименту	Положення кошика			Швидкість автомобіля			
	Статистичні оцінки						
	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середньоквадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	Коефіцієнт варіації, %	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середньоквадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	Коефіцієнт 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, що характеризують коливання навантаження							
Номер експерименту	Кут відхилення каната з вантажем від вертикалі			Прискорення центру мас заряду у вертикальній площині			
	Статистичні оцінки						
	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середньоквадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	Коефіцієнт варіації, %	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середньоквадратичне 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 значень статистичних показників для різних кінематичних характеристик руху каретки можна дійти невтішного висновку про адекватність прийнятої математичної моделі «каретка-ручка-нагрузка». Деякі відхилення від теоретичних і експериментальних даних, що

виражаються, наприклад, значному значенні коефіцієнта варіації кута в дхидення каната під навантаженням від вертикалі, пояснюються причинами, які не були враховані при побудові динамічної моделі. Модель. Однак більшість розрахованих коефіцієнтів варіації не перевищують 20% відмітки, що дозволяє припустити досить точне повторення теоретичних кривих.

4.1.2. Експериментальні дослідження гідрогравірного руху

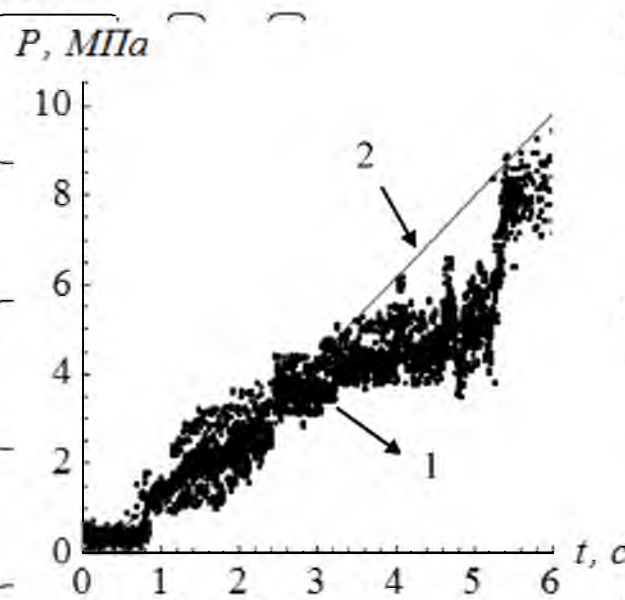
В результаті експериментальних досліджень механізму змикання щелеп гідрографера, що взаємодіють з колодами, наведено схеми, що характеризують їхнє переміщення (рис. 5.5).



Мал. 5.5. Діаграми зміни кінематичних властивостей руху щелеп гідрографера (1 – експериментальна, 2 – теоретична): а) кутова координата обертання щелепи, б) Кутова швидкість обертання щелепи

Для визначення коливань тиску напірної магістралі гідросистеми наведемо результати експериментальних досліджень (рис. 5.6).

Колівання тиску рідини призводять до коливань швидкості поршня 1, отже, губок, що закривають, які демпнуються за рахунок тертя рухомих частин циліндра і ущільнень.



Мал. 5.6. Діаграми зміни тиску в напірній магістралі гідросистеми

На рис. 5.6 спостерігається певна розбіжність між теоретичними та експериментальними даними. Це пояснюється тим, що при захопленні щелепи діаметрально зштовхуються з колодами, тиск у гідросистемі швидко зростає і при досягненні тиску, достатнього для руйнування «балки» колод, вони зіскакують із щелеп і тиск швидко падає. Визначити умови появи «балки» колод та тиск для її руйнування досить складно. У теоретичному розрахунку не враховувалося становище стволів за умови «балочної освіти», а лише зосереджена маса, що діє на щелепу.

1. Розрахунок статистичних показників експериментальних даних при ручному управлінні рухом механізму переміщення візків та аналіз графічних залежностей їх кінематичних функцій дозволяє встановити адекватність математичних моделей цих механізмів. Відхилення експериментальних даних від теоретичних пов'язане з підвищеним навантаженням на механізми через збільшення маси вантажу, що перевозиться.

2. Експериментальні дослідження руху щелеп гідрогрейфера показали, що відхилення від теоретичних результатів пов'язані переважно з переміщенням колід у грейфері під час роботи. Максимальне відхилення теоретичних та експериментальних даних становить 2 МПа.

3. Аналіз експериментальних даних, проведений з допомогою статистичних показників, показує досить точну розробку оптимальних законів руху.

4. Виявлено причини, що впливають на відхилення експериментальних даних від теоретичних. До них належать: неврахування всіх факторів, що впливають на динаміку руху механізмів (наприклад, тертя у приводі та інших частинах механізмів); дискретне регулювання частоти мережі приводних двигунів; Динамічні характеристики створювача частоти приводу недостатньо точні.

5. Запропоновано заходи щодо зменшення розбіжності між теоретичними та експериментальними даними, які полягають у використанні зворотного зв'язку, заснованого на швидкостях горизонтального переміщення візка.

РОЗДІЛ 5

Вдосконалення конструкції вишкових машин у площині деревини та розрахунки ефективності їх використання

5.1 Мехатронна система керування рухом вагона з вантажем

Важливим моментом підвищення ефективності роботи козлового крана є передача деяких функцій управління від оператора (машиніста крана) мехатронної системі. Для цього необхідно формалізувати алгоритми, якими кранівник виконує певні керуючі дії.

Опишемо, як працює мехатронна система крана. На початку роботи система формує заявку, за якою кранівник хоче працювати – з ручним чи автоматичним керуванням. При виборі ручного управління кранівнику залишаються лише функції контролю та проектування впливів, що управляють, в аварійних ситуаціях.

Щоб перемістити вантаж, контролер спочатку обитуює датчики про довжину гнучкої підвіски та положення візка. Ці дані відповідним чином обробляються і визначається положення захоплення у системі координат, прив'язаної до крана (глобальна система координат). Надалі перевірятиметься умова, чи задані координати місця, куди необхідно перемістити захоплення. На початку циклу руху такі координати ще не визначені, тому їх запроваджує кранівник або, якщо можливо, сама система. Після введення координат здійснюється безпосереднє керування приводами рухів автокрана. Перехідні ефекти зазначених механізмів відбуваються за законами, синтезованими у третьому розділі та експериментально дослідженим у п'ятому розділі. Вибір тієї чи іншої закону руху необхідно проводити з урахуванням специфіки роботи крана.

Після переміщення захоплення до місця розташування вантажу вводяться його координати та визначаються похибки визначення заданого

положення захоплення. Якщо ця похибка неприпустима за умов подальших технологічних процесів, становище захоплення «коригується». При цьому координати захвату постійно контролюються і система тимчасово працює синхронно. Якщо помилка положення захоплення відповідає технологічним умовам, перевіряється умова: щойно було переміщено вантаж. Це робиться шляхом опитування датчика ваги вантажу. Якщо у захопленні немає вантажу, він переходить у режим очікування, щоб можна було захопити колоди. Потім опитується датчик ваги вантажу та вводяться відповідні дані. Потім кранівник вводить координати, яких слід перемістити грейфер і вантаж, і переміщає їх.

Потім система повертається до циклу перевірки помилки становища захоплення з одночасною корекцією помилок. Надалі, якщо помилка положення грейфера буде прийнятною, колоди будуть вивантажені, що означає закінчення циклу переміщення.

5.2 Удосконалення конструкції електрогідравлічного лісозахоплення

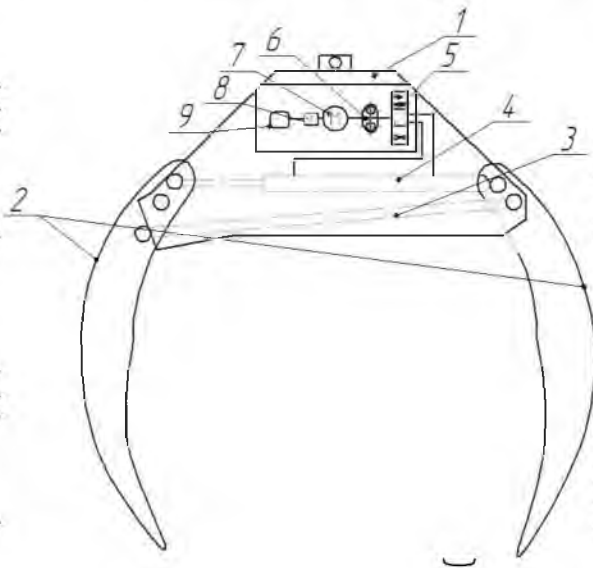
Для підвищення ефективності роботи грейферів необхідно провести роботи з модернізації механізмів їхнього приводу. Раціональна зміна конструкції та приводу хватних пристроїв призводить до зниження динамічних та статичних навантажень у механізмах, що у свою чергу збільшує термін їхньої служби.

У звичайних електрогідравлічних захватах гідравлічний насос встановлений безпосередньо в корпусі захвату та приводиться в дію електроприводом. Електродвигун, що працює на природних механічних властивостях і надає на механізм великі динамічні навантаження за перехідних видів руху.

Удосконалення конструкції грейфера дозволить знизити динамічні навантаження під час роботи грейфера за рахунок зміни конструкції та керування електродвигуном за заданим оптимальним динамічним режимом руху.

Удосконалена конструкція електрогідравлічного грейфера (рис. 6.1) складається з: траверси 1, мікроконтролера 9, перетворювача частоти 8, електродвигуна 7, гідронасоса 6, розподільника 5, гідроциліндра 4, синхронізуючої штанги 3 і двох щелеп 2.

Електрогідравлічний грейфер для завантаження колод працює наступним чином: за оптимальним законом динамічного руху, розробленим на ПК (описано нижче) і встановленим на мікроконтролер, перетворювач частоти змінює частоту напруги електродвигуна і кут



Мал. 6.1. Електрогідравлічне захоплення для стовбурів дерев

Швидкість валу змінюється за запрограмованим законом. Вал електродвигуна з'єднаний з гідронасосом, через який робоче середовище надходить у розподільник, що включається при закритому положенні щік. Потім шток гідроциліндра висувається і щелепи закриваються. Розвантаження механізму відбувається так: розподільник переводять у відкрите положення, шток гідроциліндра втягується і щелепи розтискаються. Переміщення штока гідроциліндра характеризується координатою x , а рух щелеп визначається координатами φ_1 і φ_2 (рис. 6.2), які визначаються залежностями:

$$\varphi_1 = \arccos \left(\frac{-B + \sqrt{B^2 - AC}}{A} \right), \quad (6.1)$$

$$\varphi_2 = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{e+x}{2} \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\}, \quad (6.2)$$

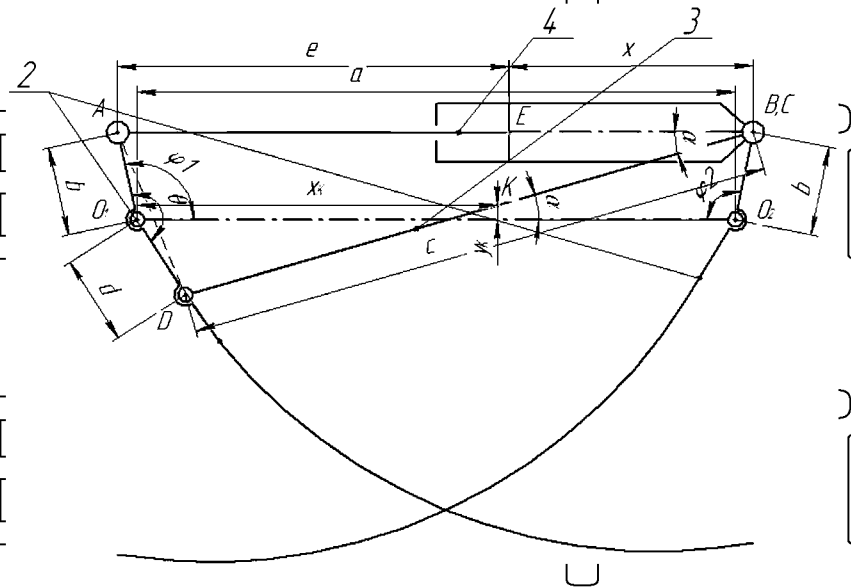
Для спрощення висловлювання скористаємося такими рівняннями:

$$A = b^2 - 2bd \cos \theta + d^2;$$

$$B = \frac{1}{2} (b - d \cos \theta) \left(e - x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right);$$

$$C = \frac{1}{4} \left(e + x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e+x} \right)^2 - d^2 \sin^2 \theta,$$

де a - відстань між осями обертання захвату; b , $г$ - відстані від осей обертання губок до осей їхнього з'єднання з іншими ланками захоплення; $в$ - довжина зсуву; e - довжина штока гідроциліндра; θ - кут повороту щелепи між кінематичними парами A та D .



Мал. 6.2. Кінематична схема електрогідравлічного захоплення

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

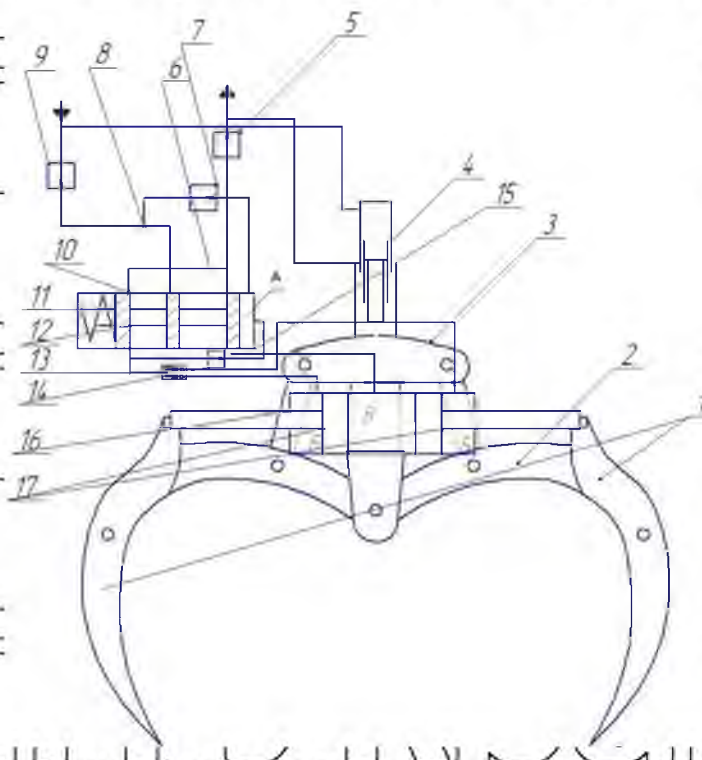
$$\alpha = \arccos \left(\frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bdc \cos \theta}{2e(e+x)} \right) \quad (6.3)$$

Оптимальний тип динамічного руху губок захоплення описано у розділі

3.4 Дис. описано.

За рахунок реалізації оптимального динамічного режиму руху удосконаленого електрогідравлічного грейфера стає можливим знизити енергоємність технологічного процесу, продовжити термін служби та запобігти передчасному руйнуванню механізму за рахунок зниження динамічних навантажень на систему.

Модернізуючи систему гідроприводу, можна знизити динамічні навантаження гідрозахоплення. Гідравлічний грейфер з удосконаленою системою приводу, що має гідростежить, показаний на рис. 6.3.



Мал. 6.3. Схема гідравлічного грейфера для деревини

Грейфер для деревини складається з двох щелеп, кожна з яких складається з двох частин - передньої частини 1 і натискної частини 2. Переміщення натискної частини щелепи 2 здійснюється за допомогою тяг і 3

поперечини від гідроприводу. циліндр 4. А Пристрій управління з'єднаний з гідроциліндром 4, який включає наступні елементи: гідророзподільники 5, 7, 9, 14; Канали 6, 8, 10, 15; дільник потоку рідини 13; Котушка 12 з пружиною 11 та синусом (камерою) А; Допоміжний гідроциліндр 16, що включає поршень 17 і три пазухи (камери) Б та Б. Штоки допоміжного циліндра 17 з'єднані з передніми частинами губок захоплення 1.

Грейфер для деревини працює наступним чином: при змиканні щелеп 2 грейфера масло подається в безштоковий синус головного гідроциліндра 4.

При захопленні стовбурів дерев таке положення кінчика передньої частини

можливо, що щелепа впирається в стовбур дерева діаметрально, в результаті чого різко зростає опір руху тиску. Олія у всій напірній магістралі піднімається, що викликає спрацювання запобіжного клапана 9. У цей час

масло через канал 8 і розподільник 13 (при золотнику 12 у нейтральному положенні) потрапляє в синус Б двигуна. допоміжний гідроциліндр 16,

наконечник щелеп відведений убік. У разі неможливості такого руху з сильною бічною підтримки сил опору тиск збільшується в пазухах і допоміжного гідроциліндра, каналі 8 і по всій лінії впорскування. Це призводить до

відкриття клапана 14, який налаштований на більш високий тиск, ніж клапан

9. Олія надходить у синус А керуючого поршня і переміщує керуючий поршень 12 вліво, в результаті чого масло через канал 8 перекачується в канал 15 і в синус Допоміжного циліндра 16. Рух наконечника захоплення 1 в цьому

випадку відбувається в напрямку зменшення траєкторії в середині захоплення.

Олія з кишені Б відводиться через розподільник 13 і канал 10 через зворотний клапан 5 слив 6, який в цей час перекривається золотником 12. У той час, коли перепускний клапан 9 відкритий і тиск в каналі 8, зворотний клапан 7

закритий, що перешкоджає виходу олії з пазухи А і повороту керуючого поршня в нейтральне положення. У міру руху кінчика щелепи вбік з

«мертвого» положення і руху в бік меншого опору тиск масла у вихідній магістралі падає, клапан 9 закривається і змикання губок триває за рахунок приливу масла в безштокову порожнину основного гідроциліндра 4.

Керуючий поршень 12 повертається у вихідне положення 11. При цьому масло може вийти з синуса А через зворотний клапан 7, через відсутність маслорідтримки в каналі 8. При вивантаженні колод масло перекачується в штокову порожнину майстра. Циліндр 4. Зворотний клапан 5 запобігає попаданню олії в регулюючий пристрій. Олія з однієї порожнини перетікає в іншу через дросельний отвір поршні 17 допоміжного гідроциліндра.

Застосування пропозованих конструктивних удосконалень рукояток захватів для деревних матеріалів порівняно з існуючими конструкціями дозволяє знизити енерговитрати, підвищити надійність та термін служби механізмів, а також підвищити їхню продуктивність.

5.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження оптимального керування підйомними машинами

Економічний ефект від оптимального управління краном визначається скороченням тривалості циклу переміщення вантажу. Для розрахунків скористаємося методикою, наведеною в [123]. Економічний ефект визначається за такою формулою:

$$\Delta E = (K_1 - K_2)\varepsilon + (E_1 - E_2),$$

(6,9)

Де K_1 та K_2 – Вартість доставки, монтажу та налагодження пропонованої та базової системи управління краном; K_2

ε – галузеві коефіцієнти корисної дії (прийняті для систем керування підйомно-транспортним обладнанням); $\varepsilon = 0,15$

E_1 та E_2 – Експлуатаційні витрати у базовій або новій версії системи управління. E_2

Економічний ефект розрахований шляхом порівняння двох систем ККЛ-

16. Обидві системи керування усувають вібрації вантажу, закріпленого на гнучкій підвісці. У відомій системі використовується спосіб усунення коливань навантаження, згідно з яким тривалість розгону та гальмування

дорівнює тривалості періоду вільних коливань навантаження. Припустимо, що пристрої та апаратура обох систем однакові (набір датчиків, перетворювачів частоти і т.п.), відрізняються тільки їх алгоритми в залежності від того, які методи усунення коливань навантаження потім будуть реалізовані. $K_1 - K_2 = 0$

Використання системи, у якій реалізовано оптимальне керування механізмами крана, призводить до скорочення робочого циклу крана, що, безумовно, збільшує річну продуктивність крана-робота. Річна продуктивність крана визначається за такою формулою:

$$Q_{\text{річ}} = \frac{60T}{t_{\text{ц}}} Q K_{\text{доб}} K_{\text{річ}} K_{\text{ван}}$$

(6.10)

де T – дійсний фонд робочого дня машини протягом року; $T \approx 2500$ год

Q – вантажопідйомність машини (для консольного козлового крана ККЛ-16 приймаємо, що вона відповідає максимальній вантажопідйомності з урахуванням захватного пристрою); $Q = 12$ т

$K_{\text{доб}}$ – співвідношення 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 по вантажопідйомності (для середнього режиму роботи); $K_{\text{ван}} = 0,5$

$t_{\text{ц}}$ – тривалість робочого циклу крана, обладнаного системою усунення коливань навантаження.

Для переміщення заряду на певну відстань системи «Базова» потрібен час, що визначається за такою формулою:

$$t_{\text{ц}} = \frac{s}{v_{\text{нзм}}} + 4\pi \sqrt{\frac{m_1 l}{(m_1 + m_2)g}} + t_{\text{п}}$$

(6.11)

де - Відстань переміщення вантажу; s

$v_{ном}$ - номінальна швидкість вагона (0,9 м/с);

$t_{п}$ - тривалість перерви у роботі крана між двома циклами переміщення вантажу (у середньому хвилини). $t_{п} = 10$

Припустимо, що це відповідає довжині прольоту з кронштейнами (32 м).

Довжина гнучкої підвіски приймається рівною 10 м, а вага вантажу - половиною максимальної вантажопідйомності крана (6000 кг). Якщо

підставити всі значення формулу (6.11), отримаємо. Аналогічне значення часу

циклу для запропонованої системи керування краном. $st_{ц} = 667,9$ $st_{ц} = 663,1$ с

Отже, річна продуктивність для «базової» системи та запропонованої дорівнює - Давайте з'ясуємо різницю у продуктивності. Годинна

продуктивність баштового крана з "базовою" системою. $Q_{річ 1} =$

$15563,7$ т/рік $Q_{річ 2} = 15676,4$ т/рік $\Delta Q = Q_{річ 1} - Q_{річ 2} = 112,7$ т/рік $Q_{год} =$

$6,2$ т/год

За рахунок використання запропонованої системи управління краном економиться 18,2 години робочого часу (понад дві зміни). Середня вартість

оренди крана ККЛ-16 - 5000 грн/зміна. Отже, ми можемо написати такий

вислів:

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \Delta O_{д.ф.} \hat{E}_{д.а.} \quad (6.12)$$

де - економія тривалості роботи крана протягом року за збереження річної продуктивності; $\Delta T_{р.в.}$

$K_{в.а.}$ - Вартість оренди козлового крана.

Якщо підставити всі відомі значення у формулу (6.12), то отримаємо, що

річна економічна ефективність використання запропонованої системи керування баштовим краном дорівнює 50568 гривня

5.4 Висновки по розділам

1. Наведено принцип роботи мехатронної системи управління козловим краном, що застосовується на лісових складах, яка дозволяє здійснювати робочий цикл перевантаження деревини з інтегрованими оптимальними режимами руху візка.

2. Надано рекомендації щодо вдосконалення конструкції лісогрейферів, які дозволяють знизити енергоємність технологічного процесу, продовжити термін служби та запобігти передчасному руйнуванню приводних механізмів та конструкцій в цілому за рахунок зниження динамічних навантажень на систему.

3. Представлено вдосконалена конструкція електрогидравлічного грейфера, що є мехатронною системою з мікроконтролером, на якому встановлено розроблений оптимальний закон динамічного руху. Мікроконтролер у парі з перетворювачем частоти забезпечує необхідний режим руху захоплення, що дозволяє уникнути динамічних навантажень у приводі за рахунок плавних перепадів тиску гідросистеми.

4. Розрахований економічний ефект від запровадження управління козловим краном із грейфером для стовбурів дерев. Розрахунок ґрунтується на збільшенні продуктивності крана за рахунок скорочення міжремонтного періоду та економії електроенергії. Економічний ефект від впровадження крана з мехатронною системою керування становить 50568 грн/рік

ВИСНОВКИ

НУБІП України

1. Створено наближену модель для визначення моменту, що діє на щелепі при захопленні колоди, на основі якої визначено необхідний закон зміни сили в приводному гідроциліндрі захоплення, що плавно змінюється в часі.

НУБІП України

2. Встановлено кінцеві умови перехідних процесів (пуск, гальмування), що дозволяють виключити коливання довгомірних вантажів зі зміщеним центром мас щодо рукоятки на фіксованій ділянці руху. На цій основі створена

НУБІП України

структура комплексного критерію оптимізації, що є інтегральним функціоналом з інтегрованими виразами у вигляді небажаних кінематичних відхилень центру мас вантажу від вертикалі та впливу рушійної сили автомобіля.

НУБІП України

3. На основі вирішення варіаційних завдань знайдено закони руху елементів механізмів переміщення каретки та схвату, що характеризуються плавністю зміни в часі, що дозволяє знизити динамічні навантаження, що діють у механізмах. Усі отримані оптимальні закони руху механізмів

НУБІП України

переміщення візка та захоплення вантажу були вивчені та проаналізовані, де встановлено, що максимальна сила, що діє на візок, зменшилася на 30% порівняно з рухом за рахунок природної механічної властивості, середньоквадратична сила кореневої матриці – 21%, кутове відхилення каната

НУБІП України

- 2, 3 рази, вертикальне прискорення вантажу - 1,7 раза, максимальне значення струму, що поглинається електродвигуном - 2 рази.

НУБІП України

4. Розроблено рекомендації щодо вдосконалення захватних механізмів захоплення колод, підтверджено патентами України на корисні моделі, впровадження удосконалень дозволяє заощадити до 50 568 грн/рік за кран вантажопідйомністю 10 тонн. Економії досягнуто за рахунок підвищення довговічності металоконструкції крана та економії електроенергії.

НУБІП України

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Абдель-Рахман Е.М. Динаміка та управління кранами / Е.М. Абдель-Рахман, А.Х. Найфі, З.М. Масуд // Огляд журналу «Вібрація та управління» – 2023. – Т. 9, вип. 7. - С. 863-908.

2. Автоматика проти розгойдування для кожного крана. SmartCrane [Електронний ресурс]. – Тип доступу: URL: www.smartcrane.com/ – Назва з екрана.

3. Бай Ю. Принцип і метод підвищення динамічної жорсткості електрогидравлічної системи, що стежить / Ю. Бай, Л. Цюань. // У матеріалах 8-го Міжнародного симпозиуму JFPS з гідроенергетики, Окінава, жовтень 2021

4. Балачандран Б. Концепція механічного фільтра для контролю нелінійних вібрацій кранових вантажів / Б. Балачандран, Ю. Лі, К. Фанг // Журнал звуку та вібрації. – 2023. – 228(3). стор. 651–682.

5. Бістон Дж.В. Оптимальне за часом керування плаваючим навантаженням у замкненому контурі регулювання / Дж.В. Бістон // У матеріалах 4-го Всесвітнього конгресу МФБ, Варшава, Польща. – 2022. С. 39–50.

6. Корнієлес Е. Моделювання та симуляція багатопараметричного управління процесами / Е. Корнієлес, М. Саад, Г. Готьє, Х. Салія-Хассан // У IEEE Міжнародний симпозиум з промислової електроніки, – 2016. – т. 1, с. 4. - С. 2700-2705.

7. Глобальні рішення з управління та автоматизації кранів. [Електронний ресурс]. – Тип доступу: URL: http://www.tmeic-ge.com/upload/library_docs/english/TMG-1424_Crane_Control_Industry-LowRes_1249656112.pdf – Назва з екрана.

8. Хабібі С.Р. Аналіз гідроприводів для багатопараметричного управління промисловими роботами / С.Р. Хабібі, Р.Дж. Річардс, А.А. Гольденберг // In American Control Conference, – 2014. – вип. 1. - С. 1003-1007.

9. Каріхало Б.Л. Оптимальне управління динамічною системою, що є козловою кран / Б.Л. Каріхало, Р.Д. Парбері // Журнал теорії оптимізації та додатків -2022. – 36(3). - С. 409-417.

10. Карнопц Б.Х. Стратегія переміщення маси з однієї точки до іншої / Б.Х. Карнопц, Ф.С. Фішер, Б.О. Юн // Журнал Інституту Франкліна. - 2022. - 329 (5). стор. 881-892.

11. Кейт А. Хекман. Система управління із зворотним зв'язком для придушення вібрації крана з використанням двопозиційних двигунів / Кейт А. Хекман, Вільям Е. Сінхоуз // Міжнародний журнал управління, автоматизації та систем. – 2017. – № 3 – С. 223-233.

12. Лієна Г. Серія стабілізуючих ПД-регуляторів для систем з кількома входами та багатьма виходами / Г. Лієна, К.Б. Дутта, Г. Рей // У Міжнародній конференції з електротехніки та обчислювальної техніки, – 2018. – С. 861-866.

13. Лі Д. Про ковзне управління для нелінійних систем з кількома входами та багатьма виходами. / Д. Лі, Дж.-Дж.Е. Слотін // На американській конференції з контролю, – 2017. – С. 874-879.

14. Лю С. Про метод зворотного проєктування нелінійних систем з кількома входами / 22, вип. 8. - С. 918-932.

15. Менсон Г.А. Оптимальне за швидкістю управління моделлю мостового крана / Г.А. Менсон // Додатки та методи оптимального управління. – 2022. – 3. – С. 115-120.

16. Масуд З.М. Зменшення розгойдування вантажу в суднових кранах за рахунок подачі повітря у стріпу та приведення в дію кута повороту / З.М. Масуд, А.Х. Найфі, Р.Дж. Генрі, Д.Т. Борошно // У матеріалах 41-ї конференції з конструкцій, структурної динаміки та матеріалів, Атланта, Джорджія, АІАА-2020-1543, 2000.

17. Міхельсен Ф.К. Про модернізацію SSCV Негмод для збільшення його вантажопідйомності та динаміки роботи з важкими вантажами / Ф.К. Міхельсен, А. Коппенс // У матеріалах 20-ї щорічної конференції з морських технологій. – Х'юстон, 2018, Техас, ОТС 5820.

18. Ониси, Еге. Автоматичне управління мостовим краном / Еге. Ониси, І. Пубої, Т. Егуса, М. Весуги // У 8-му Всесвітньому конгресі МФБ, що проводиться раз на три роки, Кіото, Японія, стор 1885-1890.

19. Патель М.Х. Аналіз працездатності однокорпусного кранового судна/М.Х. Патель, Д.Т. Браун, Дж.А. Вітц // Праці Королівського інституту військово-морських архітекторів, 2017 – стор. 103-113.

20. Ray WH Багатопараметричне управління процесами - огляд / WH Ray // Комп'ютери та хімічна інженерія. – 2023. – Т. 7, вип. 4. - С. 367-394.

21. Сакава Ю., Сіндо Ю. та Хасімото Ю. Оптимальне управління поворотним краном / Ю. Сакава, Ю. Сіндо, Ю. Хасімото // Журнал теорії оптимізації та додатків. 2021. – 35(4). - С. 535-557

22. Вхідна форма Singhose WE рівня козлового крана з підйомним пристроєм / WE Singhose, LJ Porter, W. Seering // Праці Американської конференції з контролю, Альбукерке. – 2017. – С. 97–100.

23. Смауї М. Дослідження щодо відстеження позиційного управління електропневматичними системами з використанням конструкції зворотного кроку / М. Смауї, К. Брун, Д. Томассет // Практика контролю та техніки, – 2016. – Т. 14, № 8. – С. 923– 933.

24. Тео К.Л. Послідовності імпульсного введення зниження залишкової вібрації / К.Л. Тео, С.Дж. Онг, М. Сюй // Журнал звуку та вібрації. – 2018. – 211(2). - С. 157-177.

25. Тайссен Х. Моделювання гідравлічних систем з довгими трубами // Нафтова гідравліка та пневматика. - 2016. - № 3. - С. 209-216.

26. Ваха П. Роботизація морського крана / П. Ваха, А. Піска, Е. Гімонен // Роботи: досягнення зрілості, Матеріали 19-го Міжнародного симпозиуму ISIR, 2018. - С. 637-648.

27. Ван Л. Компенсація сили для резервних активних/активних систем керування положенням із приводами різних технологій / Л. Ван, Ж.-К. Маре, Юфу, Х.Ці. // У матеріалах 8-го Міжнародного симпозиуму JFPS з гідроенергетики, Окінава, жовтень 2021

28. Ван Ст.-Ю. Еволюційний дизайн ПІД-регулятора для дворотornoї системи з кількома входами та кількома виходами // В. Ю. Ван, Т.-Т. Лі, К.-К. Хуан // У матеріалах 4-го Всесвітнього конгресу з інтелектуального управління та автоматизації, - 2022. - Т. 2. 2. - С. 913-917.

29. Віллемштейн А.П. Моделювання морських операцій з підйому важких вантажів/О.П. Віллемштейн, Х.Дж. Ван ден Бум, А.В. Ван Дейк // Матеріали конференції CADMO. -Вашингтон, 2016

30. Чжоу Ф. МІМО-управління ковзним режимом: підхід Ляпунова/Ф. Чжоу, Д.Г. Фішер // На американській конференції з управління, - 2021. - С. 1796-

1799.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України