

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.

**ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМУ
ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ МОСТОВИХ КРАНІВ**

Монографія

Київ - 2015

УДК 621.01: 621.87

ББК 22.21Я73

Ло 68

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол №4 від 30 жовтня 2015 р.).

Рецензенти:

Яковенко Валерій Борисович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри машин і обладнання технологічних процесів Київського національного університету будівництва і архітектури.

Чаусов Микола Георгійович, доктор технічних наук, професор, лауреат премії НАН України ім. С.П. Тимошенка, професор кафедри механіки Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Кузьмінець Микола Петрович, доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри комп'ютерної, інженерної графіки та дизайну Національного транспортного університету.

Ловейкін В.С.

Ло 68 Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу мостових кранів. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2015. – 197 с.

Монографія написана на основі теоретичних та експериментальних досліджень режимів роботи механізму підйому вантажу мостових кранів. Побудовано багатоетапні математичні моделі динаміки підйому/опускання вантажу для режимів „з підхватом” та „з вісу”. На основі математичних моделей проведено динамічний та енергетичний аналізи режимів роботи механізму підйому вантажу за реостатного та частотного керування його приводом. Виконано синтез оптимальних режимів роботи механізму підйому вантажу та проведено моделювання роботи механізму в цих режимах.

Наведено програму та методика експериментальних досліджень режимів роботи механізму підйому вантажу. Керування рухом під час проведення експериментів виконано за допомогою розробленого програмного забезпечення. Для обробки масивів експериментальних даних використані розроблені авторами методи та методи статистичного аналізу.

Встановлено загальні положення, які дозволяють підвищити ефективність роботи механізму підйому вантажу за рахунок реалізації режимів його роботи.

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

© Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., 2015

© НУБіП України, 2015

ВСТУП

Значна кількість вантажопідійомної техніки на сьогоднішній день морально та технічно застаріла, ресурс більшості вантажопідійомних кранів вичерпаний. Інтенсивна експлуатація підійомно-транспортних машин в такому технічному стані призводить до виходу їх з ладу, що викликає припинення вантажних потоків, які ними обслуговуються. З іншої сторони забезпечення високої продуктивності переміщення вантажів у морських та річкових портах, складах, виробничих цехах, будівельних майданчиках пов'язано зі значними динамічними навантаженнями у елементах вантажопідійомних кранів, які є основною причиною їх переходу у граничний стан, після якого подальша експлуатація машини неможлива.

Однією з важливих проблем, які необхідно враховувати при проектуванні та експлуатації механізму підйому вантажу, є енергоефективність його роботи. Донедавна ця проблема було поза межами ґрунтовних наукових досліджень оскільки доступні засоби економії енергії в крановому приводі з'явилися порівняно недавно. Крім того, вартість енергоресурсів постійно зростає, що інтенсифікує дослідження зі зниження енергоспоживання при підйомі/опусканні вантажу. Необґрунтований вибір режимів роботи механізму підйому вантажу навіть при сучасному апаратному забезпеченні може призвести до перевитрат енергії при виконанні навантажувально-розвантажувальних операцій.

Вирішення вказаних протиріч можливе із використанням мехатронного підходу при якому вантажопідійомна машина розглядається як синергетичне поєднання механічних, електричних (рідше гідравлічних) та електронних компонентів. Значна увага при проектуванні кранової мехатронної системи приділяється розробці програмного забезпечення, яке реалізує керування окремими пристроями та механізмами. При цьому досягається максимальне використання ресурсу механізму підйому вантажу за допомогою оптимізації режимів його роботи. Саме програмна частина мехатронної кранової системи

є базисом для реалізації оптимальних режимів руху механізму підйому вантажу.

Динамічні та енергетичні процеси у механізмі підйому вантажу є недостатньо вивченими. Відсутні дослідження, що присвячені впливу налаштувань сучасних перетворювальних пристроїв на характер перехідних процесів у механізмі, не повною мірою розроблені можливості забезпечення оптимальних режимів руху механізму, не обґрунтовані раціональні шляхи з підвищення якості реалізації оптимального керування тощо.

Дослідження динамічних явищ у механізмах вантажопідйомних машин може бути проведено двома шляхами: теоретичним та експериментальним. Кожен із цих шляхів має свої переваги та недоліки. За допомогою теоретичних розрахунків можна визначати основні динамічні, кінематичні та енергетичні показники роботи кранових механізмів (наприклад, зусилля у крановому мості, канаті тощо), проводити аналіз факторів, які впливають на них, та узагальнювати отримані результати. Експериментальні дослідження доцільно використовувати для перевірки адекватності теоретичних розрахунків (наприклад, математичних моделей) та для оцінки ефективності вирішення задач з покращення експлуатаційних показників механізму підйому вантажу. Така оцінка, як правило, проводиться на останньому етапі досліджень.

Таким чином, проведення досліджень режимів роботи кранового механізму підйому вантажу дає змогу підвищити технічний рівень вантажопідйомних кранів, який проявляється у підвищенні продуктивності їх роботи, покращенні енергоефективності та збільшенні надійності.

Перший розділ написаний Ю.О. Ромасевичем. Другий розділ написаний В.С. Ловеїкіним. Вступ, третій, четвертий і п'ятий розділи, а також висновки до монографії написані обома авторами.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

Оцінка рівня динамічних зусиль у елементах вантажопідійомних машин є актуальною науково-прикладною задачею. Результати динамічного аналізу роботи механізмів дозволяють визначити найбільш навантажені елементи у механізмах та встановити їх зв'язок з параметрами динамічної системи та зовнішніми силовими впливами. Отримана при динамічному аналізі інформація використовується для уточнення методик розрахунку механізмів вантажопідійомних машин. У свою чергу, досконалість методик розрахунку елементів механізмів вантажопідійомних машин впливає на їх довговічність та надійність [1]. Крім того, встановлення кореляційного зв'язку між динамічними навантаженнями та зовнішніми впливами дає основу для раціоналізації та оптимізації режимів руху механізмів.

На даний час розроблено достатньо ефективні методики динамічних розрахунків машин [2-4], проведений значний об'єм досліджень у сфері вантажопідійомної техніки. Однак, розвиток вантажопідійомної техніки вимагає постановки нових задач динамічного аналізу роботи механізмів вантажопідійомних машин, зокрема механізму підйому вантажу. Для розв'язування цих задач необхідно провести аналіз результатів найбільш значимих робіт в області динамічних розрахунків режимів підйому вантажу мостовим краном.

Значний вклад у розвиток динамічних розрахунків механізму підйому вантажу внесли М.С. Комаров [5], С.О. Казак [6], М.М. Гохберг [7], М.О. Лобов [8], В.Ф. Гайдамака [9], Р.П. Герасимьяк, В.О. Лещев [10], Л.Я. Будіков [11], В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко, А.П. Нестеров [12, 13], М. Шеффлер, Х. Дресінг, Ф. Курт [14], О.М. Орлов [15], Аіт Адді Мааті [16], К.П. Здросис [17], Ю.Б. Гладьо [18], В.Ф. Семенюк, Чан Ван Тьен [19, 20], В.Б. Фрейдлін [21], К.К. Колесник [22], Д.Ю. Орлов

[23], М.Ю. Дорохов [24], О.С. Подоляк [25], А.М. Кабанов [26], І.Г. Однокопилов [27], К.С. Логвиненко [28]. Різні аспекти динаміки підйому і опускання вантажу досліджені у роботах [29-39]. Ці дослідження дали основу для розуміння складних динамічних процесів, які виникають у механізмі підйому вантажу при різних режимах його експлуатації. Проведемо аналіз результатів цих робіт.

У роботі [5] М.С. Комарова побудована тримасова динамічна модель підйому вантажу та виведені рівняння руху окремих мас (приводу, моста та вантажу). Дисипативні властивості механізму підйому вантажу, а також поперечна деформація металоконструкції не враховуються. У дослідженні прийнято, що зовнішнє приводне зусилля є постійною величиною. М.С. Комаров дослідив декілька випадків роботи механізму підйому вантажу: 1) гнучкий підвіс навантажений силою ваги вантажу, що справедливо для режимів підйому вантажу „з вісу” та гальмування механізму під час опускання вантажу; 2) підйом вантажу при одночасному відриві його від піддатливої опори (підйом „з підхватом”); 3) опускання (посадка) вантажу на піддатливу основу. Для останніх двох випадків вважається, що кутова швидкість канатного барабану є постійною величиною. Дослідником отримано вирази для максимальних значень зусиль, які виникають у пружних елементах (канат, піддатлива основа). Наведені у праці [5] результати можна використовувати для першого наближення динамічних розрахунків механізму підйому вантажу.

С.А. Казаком у роботі [6] проведені детальні розрахунки механізму підйому вантажу: показано вплив змінного зусилля приводу на величину динамічних навантажень, а також залежність натягу канату від його довжини. Детально досліджено випадок впливу стрибкоподібної зміни жорсткості механічної характеристики електроприводу на величину динамічних навантажень. Крім того, окремо розглядаються випадки виникнення ударів у зачепленнях, прискореного підхвату та підскоку вантажу. На основі використання дво- та тримасових динамічних моделей механізму підйому

вантаж у автор знайшов аналітичні залежності для зусиль у пружних елементах динамічної кранової системи. Дослідник порівняв власні результати із вже відомими.

М.М. Гохберг у роботі [7] дослідив випадки найбільшого навантаження механізму підйому вантажу при підйомі вантажу з основи та при гальмуванні механізму під час опускання вантажу. Для обох випадків швидкість канатного барабану прийнята постійною. Дослідження проведені для двомасової динамічної моделі. Порівняння теоретичних та експериментальних даних зусиль, що діють у механізмі підйому крана вантажопідйомністю 5 тон, показали достатній, для практичних розрахунків, збіг. Крім того, дослідник провів порівняння декількох розрахункових методик визначення динамічного коефіцієнту деформації гнучкого підвісу вантажу.

М.А. Лобов у роботі [8] розробив методику розрахунку максимальних навантажень елементів крана в режимі підйому вантажу з основи. У цій роботі автор аналізує причини розбігу теоретичних та експериментальних результатів досліджень механізму підйому вантажу. До таких причин належать: 1) зміна модуля пружності гнучкого підвісу у процесі його навантаження; 2) неточність задання коефіцієнтів дисипації системи; 3) спосіб закріплення вантажу на гнучкому підвісі; 4) жорсткість основи на яку опускається або з якої підіймається вантаж; 5) виду самого вантажу (монолітний або кусковий); 6) характеру зміни приводного зусилля, яке визначається механічною характеристикою приводного двигуна. Крім того, автор наводить рекомендації для зниження рівня динамічних навантажень у механізмі підйому вантажу.

В.Ф. Гайдамака дослідив динамічні зусилля, які виникають у механізмі підйому вантажу при умові, що швидкість набігання канату на барабан в довідливній стадії руху вантажу є постійною, а в післявідливній постійним є приводне зусилля [9]. Механізм підйому вантажу представлений у вигляді двомасової динамічної моделі. Для моделювання режиму посадки вантажу

автор використовує кусочно-постійну функцію зміни гальмівного зусилля. У реальних умовах отримати такий характер зміни гальмівного зусилля практично неможливо, оскільки приводний двигун має електричну або гідравлічну інерційність.

Серед закордонних робіт по динаміці вантажопідйомних машин необхідно виділити книгу М. Шеффлера, Х. Дресінга та Ф. Курта [14]. У дослідженні автори використали одно- та двомасову динамічні моделі механізму підйому вантажу. Динамічні процеси при підйомі та опусканні вантажу дослідники умовно поділили на декілька етапів. В дослідженні не враховуються демпфуючі властивості елементів механізму підйом вантажу та електроприводу механізму. Авторами отримано аналітичні вирази для коефіцієнтів динамічності зусиль у канаті та мості вантажопідйомного крана.

Всі наведені вище дослідження справедливі для систем із зосередженими параметрами. Крім того, зміна зусилля у часі моделюється спрощено: зусилля приймається постійною величиною, або його зміна відбувається згідно з лінійною механічною характеристикою приводного двигуна. Ще однією характерною рисою проаналізованих вище наукових робіт є те, що на окремих етапах руху зовнішнє збурення приймається кінематичним, тобто задається швидкість набігання канату на барабан. Обґрунтування цього положення впливає з того, що до початку навантаження двигун механізму підйому, як правило, вже має усталену швидкість обертання. При поступовому навантаженні двигуна моментом опору від ваги вантажу його швидкість зменшується порівняно повільно.

У роботі [12] В.С. Ловейкіним, Ю.В. Човнюком, М.Д. Діктеруком та С.І. Пастушенко були поставлені та розв'язані задачі динамічного аналізу та синтезу режимів руху механізму підйому вантажу. У цій роботі використані системи із зосередженими та розподіленими параметрами (крановий міст, канат). Результати досліджень проілюстровані графічними залежностями. Крім того, важливою характеристикою роботи [12] є те, що автори врахували різноманітні нелінійні ефекти у динаміці руху механізму підйому вантажу

(відхилення деформації каната від закону Гука, змінна довжина канату тощо). Представлені результати отримані шляхом аналітичного розв'язування рівнянь руху елементів механізму підйому вантажу.

Ю.Б. Гладьо [18] дослідив підйом/опускання довгомірного вантажу, який закріплений на багатонитковому підвісі і який представляється тілом із розподіленими параметрами. Ці дослідження дали змогу визначити оптимальні місця закріплення вантажу при яких зусилля у небезпечних перерізах вантажу є найменшими.

У роботі [13] В.С.Ловейкіна та А.П. Нестерова проведено аналіз існуючих динамічних моделей піднімальних машин, проведені дослідження впливу пружно-демпфуючих муфт на формування силових перехідних процесів у елементах піднімальної машини, а також силові перехідні процеси в головній ланці підпружиненого редуктора. Крім того, проведено результати експериментальних досліджень демпфування коливань валопровода з підпружиненим редуктором та гумо-металевими муфтами.

Дослідження, які присвячені динамічному аналізу впливу різноманітних керованих або некерованих гасників (демпферів) коливань на зниження динамічних навантажень механізму підйому вантажу, наведені у [8, 15, 19, 20, 24-27, 37]. В цих роботах пропонується встановлення гасників коливань у металоконструкцію крана [8, 19, 20], гнучкий підвіс вантажу [8, 24-27, 37] або у механізм його підйому [24]. В роботах досліджені питання розробки конструкції демпферів коливань [8, 19, 24-27, 37], визначення оптимального місця їх встановлення у конструкції крана [16, 17] та динамічного аналізу їх роботи [15, 19, 20, 24-27, 37]. Розвинені у цих дослідженнях підходи дозволяють ефективно усувати коливання елементів кранової системи при підйомі або опусканні вантажу. Однак, для цього необхідно вносити конструкційні зміни у кран, що інколи виявляється проблематичним. Крім того, для демпфування коливань необхідний певний час, що не дозволяє кардинально знизити максимум динамічного

навантаження, який виникає у першій хвилі коливань вантажу або кранового моста.

Л.Я. Будіков [11] провів дослідження динаміки руху механізму підйому вантажу мостового крана. У роботі [11] побудована динамічна тримасова модель механізму підйому вантажу та відповідна їй математична модель. Крім того, вчений провів дослідження, в яких металоконструкцію моста представив у вигляді системи з розподіленими параметрами. Чисельне інтегрування систем диференціальних рівнянь, які відповідають обом динамічним моделям механізму підйому вантажу, показують збіг і тому у подальшому автор використовує лише модель із зосередженими параметрами. Серед інших результатів роботи [11] варто відмітити метод знаходження аналітичних виразів максимальних зусиль у канаті та крановому мості. Обґрунтування методу пов'язане з багаторазовим аналітичним інтегруванням диференціальних рівнянь руху механізму підйому вантажу. У результаті наведених досліджень Л.Я. Будіков встановив залежності коефіцієнтів динамічності металоконструкції крана та вантажних канатів від параметрів досліджуваної системи.

Динаміка руху механізму підйому вантажу досліджена одеською науковою школою на чолі з професором Р.П. Герасимяком. Результати проведених досліджень [10, 16, 17, 28, 39] свідчать про те, що найбільший вплив на характер пружних коливань тримасової електромеханічної системи, якою представлено механізм підйому вантажу при його підйомі „з підхватом”, мають жорсткість механічної характеристики електроприводу, жорсткість гнучкого канату й кут нахилу стріли крана. Для зниження коливних явищ у канаті рекомендується збільшити демпфуючу здатність електропривода механізму підйому вантажу. Для цього запропоновано застосувати від'ємний зворотний зв'язок за різницею швидкостей трьох мас (двигуна, вантажу і стріли або моста) з певним коефіцієнтом корекції. Проведені дослідження спостерігаючих пристроїв, необхідних для реалізації корегуючого зворотного зв'язку. Сформульовано вимоги до системи

керування електропривода механізму підйому вантажу та запропоновано функціональну схему й алгоритми мікропроцесорного керування, що реалізують необхідні функції керування для зниження коливальності, тривалості перехідного процесу і динамічних навантажень в режимі підйому вантажу. Крім того, проведено аналіз найбільш небезпечних режимів експлуатації механізму підйому вантажу. Для цих режимів розраховані коефіцієнти динамічності для типових параметрів кранових механізмів підйому вантажу. Розраховані динамічні навантаження для стрибкоподібного та лінійного наростання гальмівного зусилля, що відповідає застосуванню електромагнітного та електрогідравлічного приводу гальм механізму підйому вантажу. Автори досліджень прийшли до висновку, що для першого випадку можливі значні перевантаження механізму підйому вантажу, а у другому – затягування перехідного процесу. Тому для зниження швидкості опускання вантажу пропонується використовувати електричне гальмування, що пов'язане з використанням регульованого електроприводу.

Способи підвищення „безпеки” та „живучості” електричного приводу механізму підйому вантажу мостових кранів дослідив І.Г. Однокопилов [27]. Ним розроблена математична модель асинхронного електроприводу механізму підйому вантажу, яка враховує пружний характер механічної частини крана, вплив електромагнітного гальма, насичення двигуна, наявність перетворювального пристрою. Крім того, дослідник запропонував спосіб побудови мікроконтролерного обмежувача вантажопідйомності на основі непрямих методів виміру маси вантажу.

В роботі [35] В.М. Зав'ялова та О.В. Гусева визначено залежність, що дозволяє розрахувати максимально припустиму швидкість вала двигуна електропривода підйому до моменту закінчення вибору зазору з урахуванням обмежень на зусилля в канаті. Запропоновано алгоритм керування електроприводом механізму підйому вантажу, що забезпечує автоматичне обмеження динамічних навантажень при максимально можливій швидкодії в

рамках невизначеності стосовно маси вантажу з виключенням коливальної складової перехідного процесу.

У роботах [33, 34] О. Сладковського, Т. Ханішевського та Т. Матії розглядається проблематика складних динамічних явищ, що відбуваються під час роботи мостових кранів. Значна увага приділена механізму підйому вантажу. Методика проведених досліджень включає моделювання об'єктів з розподіленими та із зосередженими параметрами, тобто виконуються гібридні розрахунки. У роботі [33] виконано моделювання металоконструкції мостового крана з метою визначення власних частот коливань, а у роботі [34] досліджено процес підйому вантажу з урахуванням пружності конструкції крана, пружності основи, каната й механізму підйому при постійному рушійному моменті на канатному барабані.

В статті [29] М.А. Дербенев за допомогою динамічної моделі механізму підйому вантажу та відповідної системи диференціальних рівнянь дослідив динамічні процеси, які в ньому виникають. Ним встановлено вплив індуктивності двигуна та жорсткості пружних елементів на структуру розв'язку рівняння руху механізму підйому вантажу. Аналітичний розв'язок рівняння руху отримано при умові, що металоконструкція моста є абсолютно жорсткою. У статті [30] цей же дослідник на базі методу кінцевих елементів синтезував математичну модель механізму підйому вантажу. Аналіз розв'язку отриманих рівнянь дозволив дати інформацію про напружено-деформований стан металоконструкції крана і визначити вплив електродвигуна на динамічні навантаження в системі.

В роботі В.Б. Фрейдліна [21] досліджена робота механізму підйому вантажу портового крана із застосуванням динамічної механічної характеристики приводного двигуна. Для зниження динамічних зусиль у механізмі дослідником запропоновано використати пристрій пуску механізма у функції його прискорення. Крім того, досліджено вплив підвищення надійності крана на зниження тривалості його внепланових ремонтів та підвищення пропускної здатності вантажного причального фронту.

Дослідження динамічних зусиль у елементах механізму підйому вантажу з гідроприводом проведені К.К. Колесником [22]. Ним показано, що динамічні навантаження у елементах механізму підйому вантажу залежать від маси вантажу, жорсткості каната та несучої металоконструкції, параметрів гідроприводу та способу його керування. У роботі [23] Д.Ю. Орлов виконав моделювання роботи механізму підйому вантажу із врахуванням жорсткості моста, кінематичних зв'язків та зміни електромагнітного приводного моменту. На основі цих досліджень запропоновано обмежувач вантажопідйомності на основі непрямих методів визначення маси вантажу. В роботі [37] Ю.С. Усіна, В.І. Заляпина, М.С. Бутакова досліджено вплив прогину прольотних балок моста в залежності від конструкції крана, режиму його роботи, часу знаходження в експлуатації, довжини прольотних балок, циклів навантаження тощо. Встановлено, що найбільш значимими факторами, які впливають на величину прогину моста є прольот мостового крана та кількість циклів навантаження крана за строк його експлуатації. А.М. Борисов, Г.І. Драчев, Н.Е. Лях, О.Н. Нестеров та О.Н. Шишков [32] провели дослідження з використання дросельного регульованого асинхронного електропривода для кранових піднімальних механізмів при опусканні легких вантажів. Ними розроблена система автоматичного вибору й реалізації силового режиму опускання вантажів з урахуванням зміни моменту тертя при зрушенні механізму та при зміні його швидкості. В роботі [31] І.А. Лагерєва розроблена динамічна модель підйому вантажу мостовим краном з врахуванням динамічних властивостей підкранової конструкції. Розрахунковим шляхом отримані значення динамічних параметрів типових підкранових конструкцій. О.Б. Неженцев, С.М. Аветисян, Л.Г. Косоногова, С.О. Орлов [38] дослідили процес опускання вантажу при електродинамічному гальмуванні двигуна. У цій роботі отримано графічні залежності, які дозволяють встановити залежність коефіцієнтів динамічності кранового моста і канатів від висоти опускання вантажу та від штучної механічної характеристики двигуна.

Висновки до першого розділу

1. Більшість дослідників у розрахунках механізму підйому вантажу вантажопідйомних машин використовують динамічні моделі із зосередженими параметрами, що дозволяє у подальшому синтезувати математичні моделі руху механізму у вигляді систем звичайних диференціальних рівнянь. Використання математичних моделей руху механізмів у такому вигляді є виправданим, оскільки розбіжність теоретичних та практичних результатів є несуттєвою.
2. У значній кількості динамічних розрахунків не враховані дисипативні властивості елементів механізму підйому вантажу кранів, що пояснюється прагненням знайти максимальні зусилля у пружних елементах механізму. У багатьох дослідженнях використано припущення, які спрощують динамічні картини процесів. Наприклад, приводне зусилля двигуна моделюється спрощено що призводить до некоректної оцінки динамічних процесів роботи у механізмі.
3. Для досліджень механізму підйому вантажу загальною рисою є те, що вони не достатньо детально враховують властивості основи на яку здійснюється посадка вантажу або з якої піднімається вантаж. Крім того, дослідниками прийнято припущення щодо незмінності швидкості набігання канату на барабан на етапі натягу канату (підйом вантажу „з підхватом”). Це дозволило знайти вирази для максимуму динамічного зусилля у канаті, однак вказані результати є лише першим наближенням у динамічних розрахунках механізму підйому вантажу, оскільки вони не достатньо точно відображають еволюцію перехідних процесів.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПІДЙОМУ ТА ОПУСКАННЯ ВАНТАЖУ

2.1. Побудова динамічної моделі системи

При проектуванні механізмів та окремих елементів мостового крана необхідно мати інформацію про зусилля, які в них діють. Звичайно, вказати точно величину зусиль неможливо, однак, можна дати їм певну оцінку. Для цього необхідно провести математичне моделювання режимів роботи механізмів крана. Складання математичної моделі руху кранових механізмів може бути виконано за допомогою відомих методів: принципу д'Аламбера, методу віртуальних переміщень або із використанням рівнянь Лагранжа другого роду [40]. Загалом рівняння руху будь-якого кранового механізму – нелінійні. Нелінійність диференціальних рівнянь руху механізмів вантажопідйомних машин викликані різного роду нелінійними залежностями, які в них входять: одними можна знехтувати (наприклад, використати припущення, що на рух вантажу не впливає повітря), інші замінити на лінійні залежності (наприклад, прийняти, що деформація елементів механізму описується законом Гука). Інші нелінійні залежності у диференціальних рівняннях руху механізмів мостового крана не вдається „усунути”. Наприклад, якщо замінити приводне зусилля асинхронного двигуна, яке описується нелінійною функцією, постійною величиною, то це може призвести до значного відхилення теоретичних та експериментальних характеристик. Таким чином, знаходження діючих у механізмах крана зусиль приводить нас до необхідності інтегрування систем нелінійних диференціальних рівнянь.

Перший етап у дослідженні динаміки підйому (опускання) вантажу – це побудова динамічної моделі досліджуваної системи. При побудові динамічної моделі малоістотними факторами нехтують (процес

абстрагування), а інші – навпаки ідеалізують (процес ідеалізації). На рис. 2.1 показана динамічна модель досліджуваної системи.

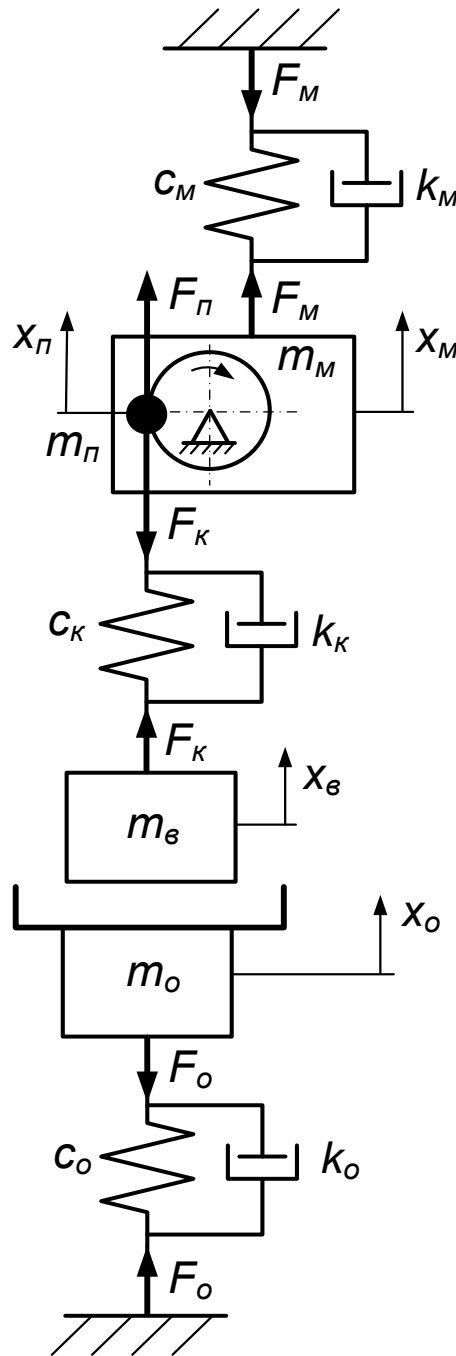


Рис. 2.1. Динамічна модель системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа”: c_o, c_K, c_M – зведені коефіцієнти жорсткості основи, вантажних канатів та моста крана відповідно; k_o, k_K, k_M – зведені коефіцієнти дисипації основи, вантажних канатів та моста крана відповідно; $m_o, m_в, m_n, m_M$ – зведені маси основи, вантажу, приводу механізму підйому вантажу та кранового моста відповідно; $x_o, x_в, x_n, x_M$ – узагальнені координати відповідних мас; F_n, F_K –

зведені до барабана зусилля приводу механізму підйому вантажу та зусилля у канаті відповідно; F_m, F_o – зведені зусилля у крановому мості та основі, на яку опускається (з якої піднімається) вантаж

Запишемо припущення, які були прийняті при побудові динамічної моделі (рис. 2.1): 1) рух всіх елементів досліджуваної системи відбувається у вертикальній площині, тобто досліджується плоска задача; 2) зведені маси вантажу, кранового моста, основи і приводу механізму підйому вантажу постійні і зосереджені; 3) коефіцієнти жорсткості каната, кранового моста та основи є постійними; всі інші елементи системи мають нескінченну жорсткість; 4) дія зовнішніх природних факторів (пориви вітру, нагрів металоконструкції від сонячних променів тощо) не враховується; 5) сили опору в механізмі підйому вантажу вважаються постійними. Наведені припущення не призводять до значних відхилень теоретичних розрахунків від експериментальних.

Динамічна модель (рис. 2.1) справедлива для режиму підйому вантажу „з підхватом”. Однак, в деяких випадках підйом вантажу починається за умови, що на початку руху вантаж не взаємодіє з основою, тобто вся вага вантажу компенсується силою натягу канатів. Такий режим підйому вантажу називається підйомом „з вісу”. Очевидно, що у цьому випадку необхідно використовувати іншу динамічну модель системи. Крім того, необхідно враховувати положення візка на крановій балці: якщо він знаходиться біля однієї з опор крана, то можна не враховувати динаміку коливань кранової балки, оскільки її зведений коефіцієнт пружності c_m є набагато більшим, аніж величина зведеного коефіцієнта пружності вантажних канатів c_k . При цьому використовується припущення, що візок знаходиться на абсолютно жорсткій основі, що зумовлює спрощення динамічної моделі.

Якщо вантажний візок знаходиться посередині кранового моста, то динаміка руху досліджуваної системи при підйомі вантажу „з вісу” може бути описана за допомогою динамічної моделі, яка показана на рис. 2.2, а.

Якщо вантажний візок знаходиться біля однієї з опор моста, то рух такої системи може бути описаний за допомогою динамічної моделі яка зображена на рис. 2.2, б. Динамічні параметри, які наведені на рис. 2.1-2.2 (коефіцієнти жорсткості, коефіцієнти демпфування, зведене приводне зусилля тощо) розраховані з використанням правил зведення [41]. Елементом, до якого приводяться динамічні параметри, є вантажний канат.

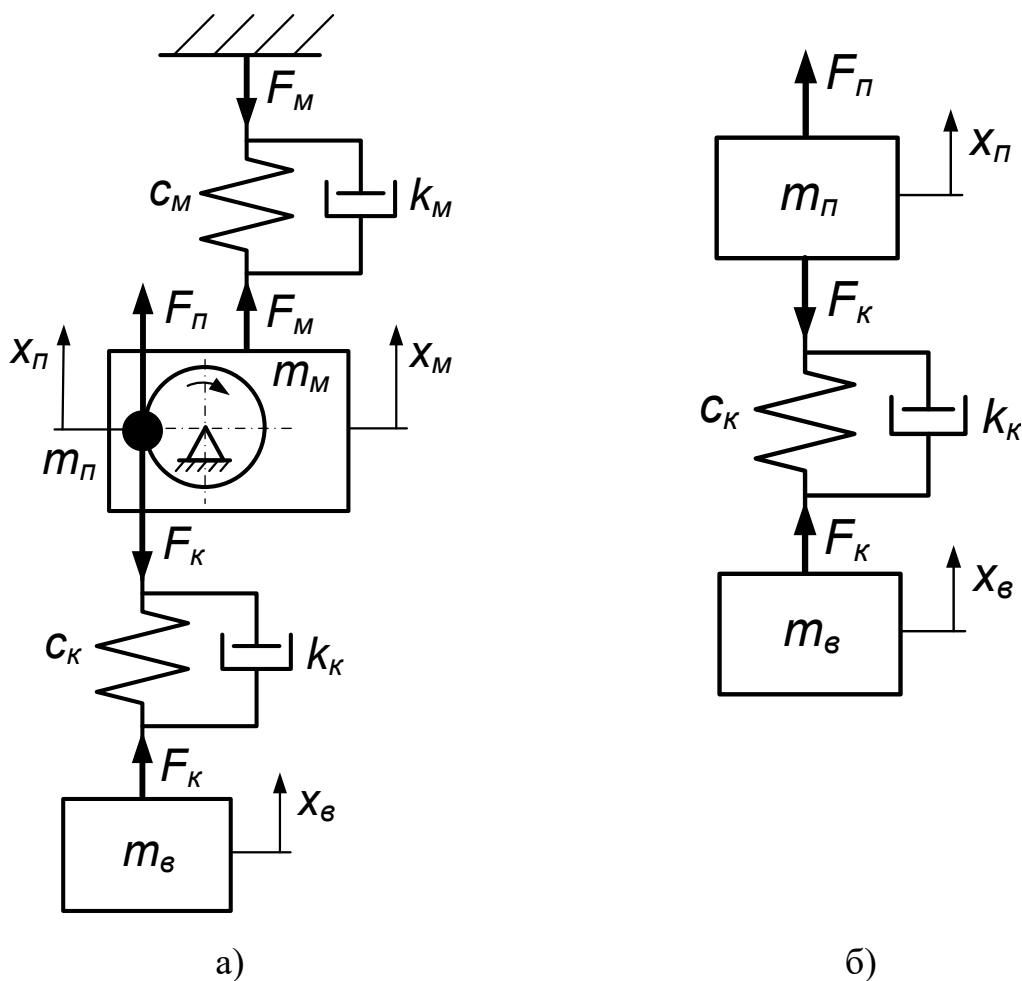


Рис. 2.2. Динамічні моделі руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж” у режимі підйому „з вісу”: а) вантажний візок знаходиться посередині моста; б) вантажний візок знаходиться біля однієї з опор крана

У роботі [11] досить детально проаналізовано розрахункові формули, які дають змогу визначити динамічні параметри системи. Зазначимо, що динамічні моделі, які зображені на рис. 1.2 вже відомі у літературі [5-9, 12, 14]. У наведеній роботі такі моделі використані для динамічного та

енергетичного аналізу роботи механізму підйому вантажу і оптимізації режимів його роботи.

2.2. Математичне моделювання роботи системи

Для того, щоб провести математичне моделювання роботи системи доцільно цикл „підйом-опускання” вантажу розділити на декілька етапів [42]. При переході від одного етапу до іншого структура математичної моделі змінюється, оскільки різні зведені маси починають рух у різні моменти часу. Крім того, для спрощення аналізу умовно розділимо математичну модель на механічну та електричну частини.

2.2.1. Механічна частина системи

Спочатку проведемо синтез математичної моделі руху системи, динамічна модель якої зображена на рис. 2.1. Прийmemo у дослідженнях, що робота механізму підйому вантажу починається з режиму підйому. Тоді на першому етапі циклу підйому-опускання вантажу відбувається вибір слабину канату, яка створена для можливості закріплення вантажу на гнучкому підвісі. На цьому етапі рухається лише зведена маса приводу. Її рух описується диференціальним рівнянням другого порядку:

$$m_n \ddot{x}_n = F_n. \quad (2.1)$$

Крапка над символом означає диференціювання за часом. Початкові умови руху зведеної маси приводу є нульовими:

$$x_n(0) = \dot{x}_n(0) = 0. \quad (2.2)$$

Значна кількість дослідників динаміки підйому вантажу мостовим краном [5-9, 12] приймають припущення, що протягом першого етапу руху двигун встигає досягнути швидкості, яка близька до швидкості ідеального холостого ходу. Це припущення використовується для того, щоб провести розрахунки найважчого режиму для механізму підйому вантажу. Кінцевим моментом першого етапу є момент коли слабина каната рівна нулю.

Другий етап руху системи починається з моменту коли канат починає розтягуватись. При цьому рухаються всі зведені маси системи: вантаж та зведена маса основи починають підніматись, зведена маса приводу також збільшує свою координату, а зведена маса моста опускається, оскільки зусилля натягу канату діє на неї у напрямку до вантажу. Крім того, можна припустити, що рух маси вантажу та зведеної маси основи відбувається синхронно, що означає рівність їх узагальнених координат ($x_g = x_o$). Початковими умовами руху зведеної маси приводу для другого етапу є кінцеві умови для першого. Для зведених мас вантажу та моста справедливі такі початкові умови:

$$\begin{cases} x_g(t_1) = -\frac{(m_g + m_o)g}{c_o}; \\ x_m(t_1) = -\frac{m_m g}{c_m}; \\ \dot{x}_m(t_1) = \dot{x}_g(t_1) = 0, \end{cases} \quad (2.3)$$

де t_1 – тривалість першого етапу. Початкове положення вантажу визначається з таких міркувань: на початку руху вантаж знаходиться на основі і тому вага вантажу та вага зведеної маси основи діють пружний зв'язок основи. Це зусилля, яке знаходиться у чисельнику першого виразу системи (1.3), компенсується пружним зусиллям основи, яке рівне добутку узагальненої координати вантажу x_g і коефіцієнта жорсткості основи c_o . Аналогічно знаходиться початкове положення зведеної маси моста: вага зведеної маси моста на початку її руху компенсується пружним зусиллям деформації моста, яке рівне добутку його узагальненої координати x_m та коефіцієнта пружності

моста c_m . Диференціальні рівняння, які описують рух системи на цьому етапі, мають такий вигляд:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n + F_k = F_n; \\ m_m (\ddot{x}_m + g) + F_k + F_m = 0; \\ (m_e + m_o)(\ddot{x}_e + g) - F_k + F_o = 0, \end{cases} \quad (2.4)$$

де F_k, F_o, F_m – відповідно зусилля у канаті (зусилля розтягу каната), зусилля у основі та зусилля у крановому мості. Зусилля F_k, F_o та F_m описуються такими виразами:

$$\begin{cases} F_k = k_k (\dot{x}_n + \dot{x}_m - \dot{x}_e) + c_k ((x_n - x_n(t_1)) + (x_m - x_m(t_1)) - (x_e - x_e(t_1))); \\ F_o = k_o \dot{x}_o + c_o x_o; \\ F_m = k_m \dot{x}_m + c_m x_m. \end{cases} \quad (2.5)$$

На початку другого етапу зусилля натягу канату повинно бути нульовим. Для забезпечення цієї умови поточні узагальнені координати зведених мас приводу, моста та вантажу у виразі для F_k віднімаються від їх початкових значень (2.3). Момент відриву вантажу від основи є кінцем другого етапу і початком третього. Кінцеві умови для другого етапу є початковими для третього. Математична модель третього етапу представлена у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n + F_k = F_n; \\ m_m (\ddot{x}_m + g) + F_k + F_m = 0; \\ m_e (\ddot{x}_e + g) - F_k + F_o = 0; \\ m_o (\ddot{x}_o + g) + F_o = 0. \end{cases} \quad (2.6)$$

На третьому етапі маса вантажу вже не взаємодіє зі зведеною масою основи. Математично це виражено четвертим рівнянням системи (2.6) – воно не залежить від інших рівнянь системи. Більше того, рівняння руху основи є однорідним, а його розв'язок характеризується затухаючими коливаннями. Тривалість третього етапу визначається необхідною висотою підйому вантажу.

Четвертий етап характеризується гальмуванням приводу за допомогою електромеханічних колодкових гальм. Рівняння руху на цьому етапі

співпадають із рівняннями (2.6) з тією лише різницею, що змінюється функція F_n (більш детально про це буде сказано у п.п. 2.2.2). Момент закінчення четвертого етапу визначається із умови рівності нулю швидкості руху зведеної маси приводу.

На п'ятому етапі руху системи маса вантажу, а також зведені маси основи та кранового моста виконують вільні коливання. Для цього етапу справедлива рівність $F_k = F_n$, яка означає, що зусилля створюване гальмівними колодками повністю компенсує зусилля у канаті. Математична модель руху досліджуваної системи на п'ятому етапі така:

$$\begin{cases} m_m(\ddot{x}_m + g) + F_k + F_m = 0; \\ m_g(\ddot{x}_g + g) - F_k + F_o = 0; \\ m_o(\ddot{x}_o + g) + F_o = 0. \end{cases} \quad (2.7)$$

Тривалість п'ятого етапу визначається умовою переміщення вантажу у горизонтальному напрямку на місце його розвантаження.

На шостому етапі виконується опускання вантажу, при цьому гальмові колодки відпадають і ротор двигуна починає обертатись у іншу сторону. Рух динамічної системи описується системою диференціальних рівнянь (2.6). Кінцеві умови для п'ятого етапу є початковими для шостого. Зазначимо, що протягом п'ятого етапу вільні коливання зведених мас моста, вантажу і основи встигають затухнути, тому початкові умови їх руху та шостому етапі записуються у такому вигляді:

$$\begin{cases} x_m(t_6) = -\frac{(m_g + m_m)g}{c_m}; \\ x_g(t_6) = x_m(t_6) - \frac{m_g g}{c_k}; \\ x_o(t_6) = -\frac{m_o g}{c_o}; \\ x_n(t_6) = \dot{x}_m(t_6) = \dot{x}_n(t_6) = \dot{x}_g(t_6) = \dot{x}_o(t_6) = 0, \end{cases} \quad (2.8)$$

де t_6 – момент часу закінчення п'ятого і початку шостого етапу. Кінець шостого етапу визначається моментом дотикання вантажу до основи.

Сьомий етап руху динамічної системи характеризується сумісним переміщенням маси вантажу та зведеної маси основи. При цьому зусилля натягу канату зменшується до нуля і вага вантажу повністю „передається” на основу. Для цього етапу справедлива система диференціальних рівнянь (2.4). Кінцеві умови руху зведених мас шостого етапу є початковими умовами для розв’язування системи диференціальних рівнянь (2.4).

На восьмому етапі руху динамічної системи відбувається збігання канату з канатного барабану для створення його слабину. Тривалість цього етапу може бути різною в залежності від того який вантаж транспортується. Початкові умови для восьмого етапу є кінцевими для сьомого. Математична модель руху окремих мас представляється системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n = F_n; \\ m_m (\ddot{x}_m + g) + F_m = 0; \\ (m_e + m_o)(\ddot{x}_e + g) + F_o = 0. \end{cases} \quad (2.9)$$

Дев’ятий етап руху системи характеризується накладанням гальм у механізмі підйому вантажу. У кінці цього етапу зведена маса приводу має нульову швидкість (зупинка двигуна). Математичні моделі руху системи для восьмого та дев’ятого етапів є однаковими. Кінцеві умови руху зведених мас для восьмого етапу є початковими умовами для дев’ятого етапу.

Таким чином, для режиму підйому вантажу „з підхватом” розроблено дев’ятиетапну математичну модель руху динамічної системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа”, яка дає змогу досліджувати динамічні процеси у мостовому крані та основі, на яку опускається вантаж.

Тепер проведемо синтез математичної моделі, яка відповідає динамічній моделі (рис. 2.2, а). Нагадаємо, що при цьому підйом вантажу виконується „з вісу”. У такому режимі вантаж взагалі не взаємодіє з основою. При математичному моделюванні роботи такої системи її рух доцільно умовно розділити на декілька етапів. Перший етап руху системи починається з моменту відпадання гальмових колодок і вмикання електродвигуна. При

цьому деякий час зусилля створюване від ваги вантажу буде більшим аніж зведене приводне зусилля F_n . Це призведе до того, що вантаж під дією власної ваги почне рухатись вниз. У випадку коли електродвигун вмикається прямо в мережу його електромагнітний момент швидко зростає і за досить короткий проміжок часу перевищує момент від ваги вантажу. Це означає, що можна знехтувати переміщенням вниз зведеної маси вантажу.

Якщо керування роботи електродвигуна виконується за допомогою частотного перетворювача, то електромагнітний момент двигуна може зростати повільно в залежності від різних параметрів: початкової напруги живлення двигуна, тривалості наростання напруги та частоти його живлення. Для зростання крутного моменту приводу до потрібної величини можуть використовувати подачу на обмотки двигуна напруги невеликої частоти. Це зумовлює відносно повільне зростання електромагнітного моменту двигуна. Зазначимо, що зведені маси системи не рухаються, зміни відбуваються лише у електроприводі системи: збільшуються електричні струми та момент на валу двигуна. Для врахування цих змін при моделюванні роботи системи з частотним керуванням приводу у математичну модель системи інтегруємо „нульовий” етап. Динаміка системи для цього етапу описується тривіальним диференціальним рівнянням:

$$m_n \ddot{x}_n = F_n - F_z = 0, \quad (2.10)$$

де F_z – зусилля, створюване колодковими гальмами механізму підйому вантажу.

Перший етап руху динамічної системи описується системою із перших трьох диференціальних рівнянь (2.6) (четверте диференціальне рівняння описує рух зведеної маси основи рух якої для режиму підйому вантажу „з вісу” не враховується). Початкові умови руху зведених мас для цього етапу записуються у такому вигляді:

$$\begin{cases} x_n(t_1) = \dot{x}_n(t_1) = \dot{x}_m(t_1) = \dot{x}_g(t_1) = 0; \\ x_m(t_1) = -\frac{(m_m + m_g)g}{c_m}; \\ x_g(t_1) = x_m(t_1) - \frac{m_g g}{c_k}. \end{cases} \quad (2.11)$$

Наступні етапи руху системи відповідають етапам руху системи для підйому вантажу „з підхватом”. Відповідність між окремими етапами руху системи можна встановити за допомогою таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Відповідність між етапами руху системи при підйомі/опусканні вантажу „з підхватом” та „з вісу”

Етап підйому/опускання вантажу „з вісу”	Відповідний етап підйому/опускання вантажу „з підхватом”
Другий	Четвертий
Третій	П’ятий
Четвертий*	Шостий

* на відміну від шостого етапу при підйомі/опусканні вантажу „з підхватом” четвертий етап руху вантажу при підйомі/опусканні „з вісу” закінчується у момент досягнення його початкового положення $x_g(0)$.

Для режиму підйому/опускання вантажу „з вісу” при умові, що вантажний візок знаходиться біля однієї з опор кранового моста математична модель руху також є багатоетапною. Її можна отримати з математичної моделі підйому/опускання вантажу „з вісу” для чого необхідно покласти $c_m \rightarrow \infty$ і $m_m = 0$.

2.2.2. Електрична частина системи

Для повноти опису досліджуваної системи необхідно побудувати модель зміни приводного (гальмівного) зусилля F_n . Характер зміни вказаного зусилля є важливим фактором, який визначає еволюцію динамічної системи.

Для моделювання електричної частини системи використаємо рівняння, які описують електромагнітні явища у асинхронному двигуні:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1 + k_r e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1 - k_r e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1) k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1) k_s - e_{2\beta}); \\ M = \frac{3}{2} p L_{12} (i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}), \end{array} \right. \quad (2.12)$$

де $i_{1\alpha}$, $i_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму статора на нерухомі ортогональні координатні осі α і β ;

$i_{2\alpha}$, $i_{2\beta}$ – проекції узагальненого вектора струму ротора на ортогональні координатні осі α і β ;

L_1 , L_2 – індуктивності статорної та роторної обмоток;

L_{12} – взаємодуктивність;

k_r і k_s – коефіцієнти магнітного зв'язку ротора та статора відповідно ($k_r = L_{12} L_2^{-1}$; $k_s = L_{12} L_1^{-1}$);

M – електромагнітний момент двигуна;

p – кількість пар полюсів електричної машини;

$u_{1\alpha}$, $u_{1\beta}$ – проекції узагальненого вектора напруги статора на координатні осі α і β ($u_{1\alpha} = U_{\max} \cos(2\pi \int f dt)$, $u_{1\beta} = U_{\max} \sin(2\pi \int f dt)$);

U_{\max} – амплітуда фазної напруги живлення двигуна;

f – частота напруги живлення двигуна;

$e_{2\beta}$, $e_{2\alpha}$ – ЕРС, що індукуються потікочепленнями ротора по осях α і β відповідно ($e_{2\alpha} = p\omega_{\text{об}}(L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$, $e_{2\beta} = p\omega_{\text{об}}(L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) + i_{2\beta} R_2$);

R_1 – активний опір статорної обмотки;

R_2 – зведений до статора активний опір роторної обмотки;

X_1 – індуктивний опір статорної обмотки;

X_2 – зведений до статора індуктивний опір роторної обмотки;

δ – коефіцієнт розсіювання ($\delta=1-(1+X_1(2\pi fL_{12})^{-1}(1+X_2(2\pi fL_{12})^{-1})^{-1}$);

$\omega_{\text{об}}$ – кутова швидкість двигуна.

Зазначимо, що система диференціальних рівнянь буде справедливою для всіх етапів окрім п'ятого, коли вантаж утримується колодковими гальмами. Крім того, для четвертого та дев'ятого етапів руху системи до системи диференціальних рівнянь (2.12) додається зусилля створюване гальмами. Таким чином, на першому, другому та третьому етапах двигун працює у режимі навантаження. На четвертому етапі двигун вимикається з мережі і відбувається накладання гальм, при цьому вважається, що зусилля гальм змінюється майже стрибкоподібно (тривалість накладання гальм з електромагнітами змінного струму не перевищує 0,015-0,02 секунди [43, 44]). Гальмівний момент, що пропорційний гальмівному зусиллю, для четвертого етапу руху визначається за формулою [10]:

$$M_z = K_3 M_g \eta_{\text{мех}}, \quad (2.13)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, який для середнього режиму роботи 5М механізму підйому вантажу приймається рівним $K_3=2$;

M_g – статичний момент при опусканні номінального вантажу (20 тон) зведений до вала двигуна;

$\eta_{\text{мех}}$ – номінальний ККД механізму підйому вантажу ($\eta_{\text{мех}}=0,9$). Для п'ятого етапу гальмівний момент визначається за такою залежністю:

$$M_z = F_k r_{\text{бар}} \eta_{\text{мех}} i_{\text{пер}}, \quad (2.14)$$

де $r_{\text{бар}}$ – радіус канатного барабану;

$i_{\text{пер}}$ – передаточне число приводу механізму підйому вантажу. Для шостого, сьомого та восьмого етапів руху системи також використовується система диференціальних рівнянь (2.12). Однак, швидкість ідеального холостого ходу

та номінальна швидкість руху двигуна змінюють свої знаки на протилежні (стають від'ємними). Це означає, що чергування фаз мережі живлення змінилось і електромагнітне поле у статорі приводного двигуна змінило напрямок руху.

Моделювання роботи механізму підйому вантажу виконаємо для випадків реостатного та частотного керування рухом приводного двигуна. Для того, щоб в повній мірі представити картину зміни приводного зусилля F_n наведемо таблицю 2.2, в яку зведені параметри частоти та напруги живлення двигуна, а також гальмівного зусилля.

Таблиця 2.2

Зміна параметрів двигуна і гальмівного зусилля протягом всього циклу „підйом-опускання” вантажу

Номер етапу	Напруга живлення двигуна $U_{дв}$, В	Швидкість ідеального холостого ходу двигуна ω_0 , рад/с	Номінальна швидкість двигуна $n_{ном}$, об/хв	Гальмівне зусилля M_c
1	380	62,8	575	0
2				
3				
4	0	62,8	575	вираз (2.13)
5				вираз (2.14)
6	380	-62,8	-575	0
7				
8				
9	0			вираз (2.13)

Для частотно-керованого руху електроприводу механізму підйому вантажу при моделюванні його роботи використана система диференціальних рівнянь (2.11). Кінець „нульового” етапу визначається з умови, що електромагнітний момент є дещо більшим, ніж момент від ваги вантажу.

2.3. Показники, за якими проведена оцінка

Оцінку режимів роботи динамічної системи виконаємо за допомогою енергетичних, динамічних та електричних показників.

Нехтування електромагнітними процесами у приводі механізму підйому вантажу призводить до значних похибок у розрахунках. Тому всі показники будемо обчислювати при використанні динамічної механічної характеристики приводного двигуна (2.11).

Енергетичні показники включають: витрати та втрати енергії протягом циклу „підйом-опускання” вантажу. Витрати енергії визначаються за формулою:

$$E = \sum_{i=1}^9 E_i = \frac{3}{2} U_{\max} \sum_{i=1}^9 \int_{t_{i-1}}^{t_i} (i_{1\alpha} \cos(2\pi \int f dt) + i_{1\beta} \sin(2\pi \int f dt)) dt, \quad (2.15)$$

де E_i – витрати енергії у механізмі підйому вантажу на i -тому етапі руху системи. Вважаємо, що початковий момент часу для режиму підйому рівний нулю, тобто $t_0=0$. Втрати енергії під час роботи механізму підйому вантажу визначаються за виразом:

$$\Delta E = \sum_{i=1}^9 \Delta E_i = \frac{3R_1}{2} \sum_{i=1}^9 \int_{t_{i-1}}^{t_i} (i_{1\alpha}^2 + i_{1\beta}^2) dt + \frac{3R_2}{2} \sum_{i=1}^9 \int_{t_{i-1}}^{t_i} (i_{2\alpha}^2 + i_{2\beta}^2) dt. \quad (2.16)$$

Нагадаємо, що обчислення показників (2.15), (2.16) вимагає чисельного інтегрування рівнянь руху, які були виведені в п.п. 2.2.1. Відносні втрати енергії визначаються за виразом:

$$\Delta \tilde{E} = \frac{\Delta E}{E} \cdot 100\%. \quad (2.17)$$

Показник (2.17) визначає у процентному співвідношенні долю теплових втрат у електродвигуні від величини всієї енергії, яка витрачається на виконання операцій підйому та опускання вантажу.

Використання енергетичного показника (2.15) дозволить розрахувати економічний ефект від застосування частотного керування електроприводом механізму підйому вантажу. Аналіз величин окремих доданків у сумах (2.15), (2.16) дозволяє встановити напрямки зниження енергоспоживання механізму підйому вантажу.

До динамічних показників руху системи належать: кратність максимального зведеного зусилля у мості у вертикальному напрямку, кратність максимального зведеного зусилля у канаті, кратність максимального зусилля у основі. Вказані показники розраховуються за формулами:

$$\tilde{R}_{m.\max} = \frac{R_{m.\max}}{g(m_m + m_g)}; \quad (2.18)$$

$$\tilde{F}_{k.\max} = \frac{F_{k.\max}}{gm_g}; \quad (2.19)$$

$$\tilde{F}_{o.\max} = \frac{F_{o.\max}}{g(m_o + m_g)}, \quad (2.20)$$

де $\tilde{R}_{m.\max}$ – кратність максимального зведеного зусилля у мості;

$\tilde{F}_{k.\max}$ – кратність максимального зведеного зусилля у канаті;

$\tilde{F}_{o.\max}$ – кратність максимального зусилля у основі. Отже, показники (2.18)-(2.20) дають змогу оцінити у скільки разів динамічні навантаження у елементах системи перевищують статичні. Динамічні показники потрібні для

встановлення рівня динамічної навантаженості окремих елементів крана, яка впливає на надійність його конструкції.

До електричних показників роботи механізму підйому вантажу відносяться: кратність максимального електромагнітного моменту двигуна та кратність максимального струму двигуна. Для того, щоб знайти ці показники, необхідно порівняти між собою всі значення струму та моменту відповідно, які отримані шляхом чисельного інтегрування багатоетапної математичної моделі руху системи. Кратність максимального електромагнітного моменту визначається за формулою:

$$\tilde{M}_{\max} = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}, \quad (2.21)$$

де M_{\max} та $M_{\text{ном}}$ – максимальне та номінальне значення електромагнітного моменту відповідно. Кратність максимального струму визначається за такою формулою:

$$\tilde{I}_{\max} = \frac{I_{\max}}{I_{\text{ном}} \sqrt{2}}. \quad (2.22)$$

де I_{\max} та $I_{\text{ном}}$ – максимальне та номінальне значення струму відповідно. Коефіцієнт $\sqrt{2}$ у знаменнику виразу (2.22) означає, що знаменником є амплітуда номінального струму двигуна. Електричні показники дозволяють оцінити навантаженість електрообладнання механізму підйому вантажу та інших елементів мережі живлення.

2.4. Аналіз руху динамічної системи при реостатному керуванні крановим електроприводом

Проведемо аналіз циклу „підйом-опускання” вантажу при умові, що крутний момент приводного двигуна змінюється у відповідності до ступінчастої зміни опору роторного кола двигуна.

2.4.1. Підйом/опускання вантажу у режимі „з підхватом”

У таблиці 1.3 наведені розраховані показники для руху системи при різних значеннях початкової довжини гнучкого підвісу вантажу (3, 5,5 та 8 метрів). Розрахункові експерименти проведені для випадку коли висота підйому вантажу рівна висоті його опускання.

Таблиця 2.3

Оціночні показники при підйомі/опусканні вантажу у режимі „з підхватом”

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
Енергетичні	Витрати енергії E , Дж	1509513	1512956	1510866
	Втрати енергії у приводному двигуні ΔE , Дж	1213036	1216657	1217154
	Відносні втрати, $\Delta \tilde{E}$, %	80,36	80,42	80,56
Динамічні	Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{m.max}$	1,24	1,25	1,24
	Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{k.max}$	1,58	1,38	1,29
	Кратність максимального зусилля у основі $\tilde{F}_{o.max}$	1,11	1,13	1,14
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	5,77		
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{max}	2,63		

Аналіз показників, які занесені у табл. 2.3, дають змогу встановити, що зміна початкової довжини канату має вплив лише на максимальне зведене зусилля у канаті: при збільшенні довжини канату показник $F_{k.max}$ знижується. Інші динамічні, а також енергетичні показники не змінюються в залежності від початкової довжини канату або змінюються незначно.

Аналізуючи енергетичні показники приходимо до висновку, що значна частка спожитої краном енергії втрачається на шкідливий нагрів обмоток приводного двигуна.

Перейдемо до аналізу динамічних показників. На рис. 2.3-2.5 показані графіки зміни зусиль у найбільш навантажених елементах досліджуваної динамічної системи. Всі графіки побудовані для випадку коли початкова довжина каната рівна 3 м, що відповідає найбільшому навантаженню елементів динамічними зусиллями.

Із рис. 2.3 видно, що динамічні навантаження у канаті пов'язані з коливним характером руху вантажу у вертикальній площині. З плином часу коливання затухають, що викликано дисипативними зусиллями у канаті.

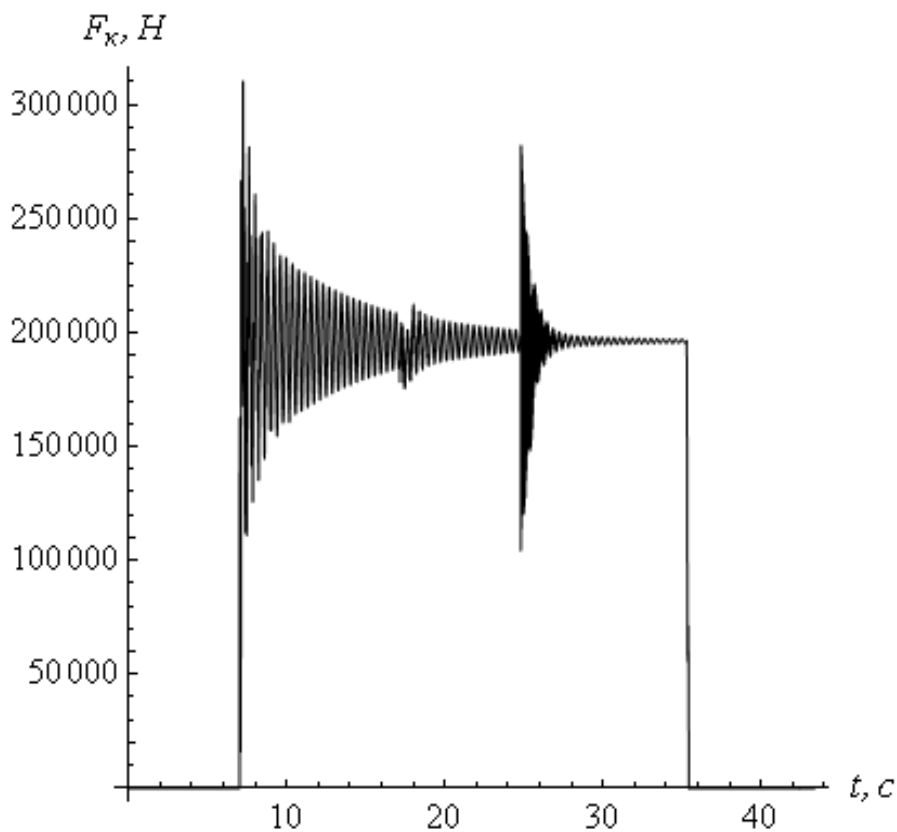


Рис. 2.3. Графік зміни зусилля у канаті

Найбільший інтерес представляє максимум зусилля у канаті: він виникає на початку третього етапу руху, коли вантаж не взаємодіє з основою. При цьому зусилля у канаті значно зростає. Зусилля в канаті через канатний барабан та механічні передачі передається на вал електричного двигуна. Що

стосується максимального зусилля у крановому мості, то воно також виникає на початку третього етапу.

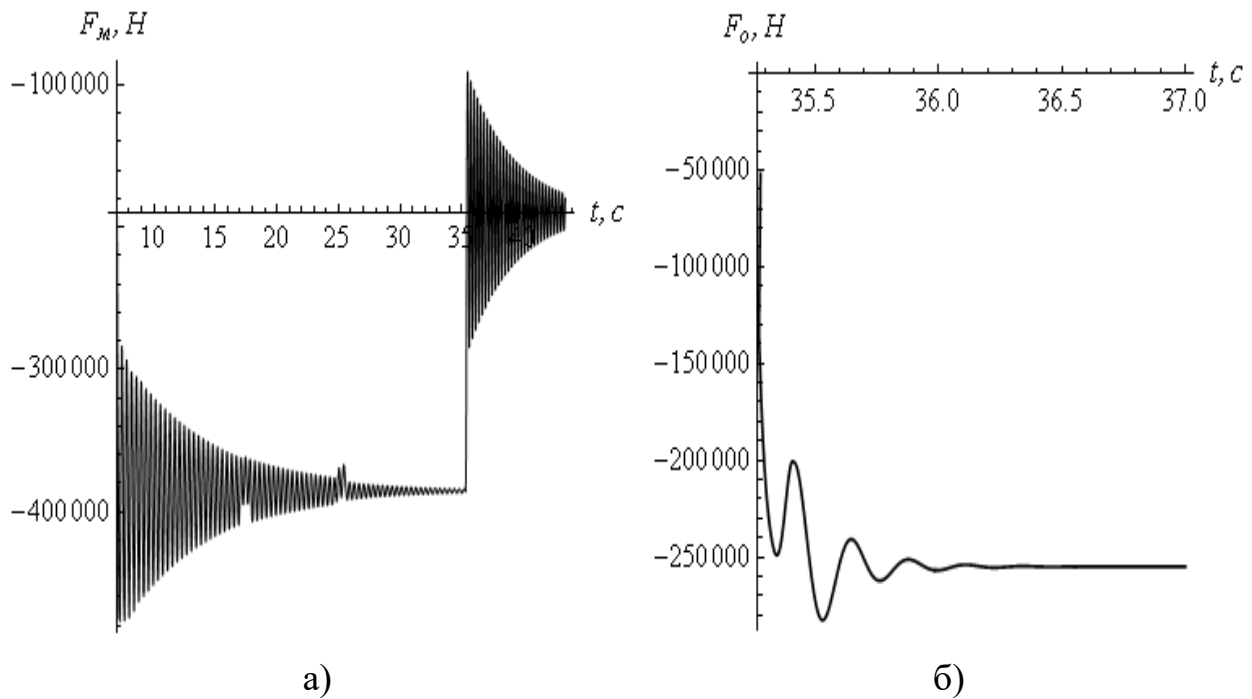


Рис. 2.4. Графік зусилля: а) у крановому мості; б) в основі (опускання вантажу)

Для збільшення наочності побудуємо графіки зусиль у канаті та крановому мості у одній системі координат (рис. 2.5). Нижній графік на рис. 2.6 відповідає зусиллю у крановому мості.

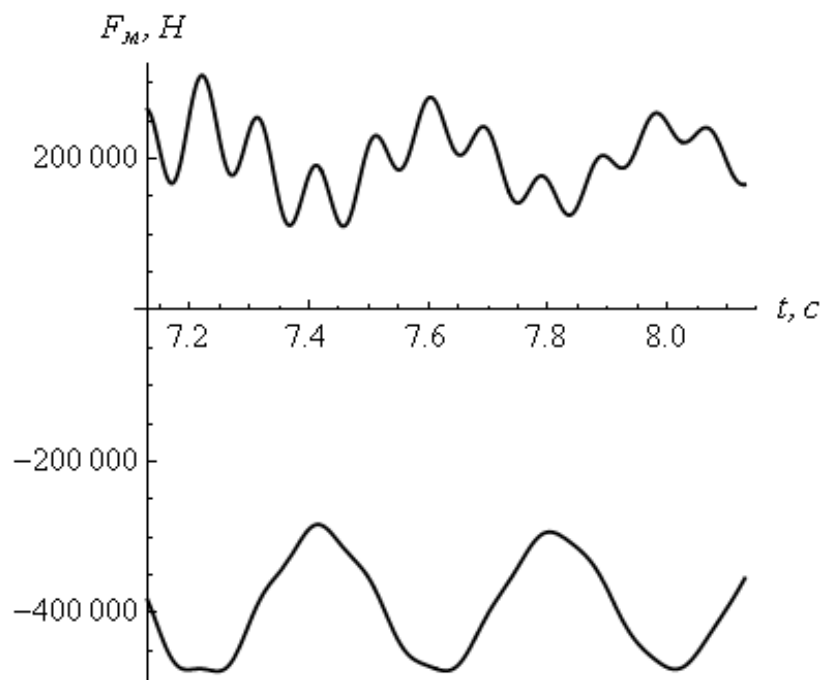


Рис. 2.5. Графік зміни зусилля у крановому мості та канаті

Із рис. 2.5 видно, що максимум зусилля у канаті виникає у момент часу 7,25 сек, а максимум зусилля у мості в момент часу 7,23 сек. Тобто максимумами зусиль у вказаних елементах виникають практично у однаковий момент часу.

Максимальне зусилля у основі, на яку виконується посадка вантажу, виникає протягом восьмого етапу руху системи, тобто коли канат ослаблений і основа з вантажем виконує вільні згасаючі коливання. Причиною виникнення значного навантаження у основі є відносно велика швидкість посадки вантажу. Отже, опускання вантажу на основу бажано виконувати на пониженій швидкості.

Виникнення піків електромагнітного моменту приводного двигуна пов'язано з комутаційними процесами під час вимикання та вмикання двигуна у мережу живлення.

2.4.2. Підйом/опускання вантажу у режимі „з вісу”

Результати моделювання для режиму підйому/опускання вантажу „з вісу” наведені у таблицях 2.4 та 2.5.

Таблиця 2.4

Оціночні показники при підйомі/опусканні вантажу у режимі „з вісу”
(вантажний візок знаходиться посередині кранового моста)

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
1		2	3	4
Енергетичні	Витрати енергії E , Дж	1031528	1031854	1033749
	Втрати енергії у приводному двигуні ΔE , Дж	787675	798861	791438
	Відносні втрати, $\tilde{\Delta E}$, %	76,36	77,42	76,56

Продовж. табл. 2.4

1		2	3	4
Динамічні	Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{м.маx}$	1,04		
	Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{к.маx}$	1,07	1,07	1,06
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{маx}$	2,99	3,00	3,00
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{маx}$	5,48	5,48	5,48

Таблиця 2.5

Оціночні показники при підйомі/опусканні вантажу у режимі „з вісу”
(вантажний візок знаходиться біля однієї з опор крана)

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
Енергетичні	Витрати енергії E , Дж	1025471	1026996	1028391
	Втрати енергії у приводному двигуні ΔE , Дж	770026	746831	778183
	Відносні втрати, $\Delta \tilde{E}$, %	75,09	72,72	75,67
Динамічний	Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{к.маx}$	1,07	1,07	1,06
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{маx}$	3,08	3,08	3,08
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{маx}$	5,87	5,87	5,87

Порівняння даних з табл. 2.4 та 2.5 показує, що вони майже не відрізняються. Це означає, що вплив коливань моста на динаміку руху системи незначний. Таким чином, подальший порівняльний аналіз будемо проводити для випадку коли візок знаходиться посередині кранового моста, оскільки при цьому навантаження у канаті для двох моделей (рис. 2.2 а та б)

майже не відрізняються (табл. 2.4 та 2.5). Для режиму підйому вантажу „з вісу” у порівнянні з режимом підйому вантажу „з підхватом” максимальне зведене зусилля у мості менше в середньому на 20,4%, а максимальне зведене зусилля у канаті менше на 47,6-20,6%. Максимуми зусиль виникають у першій хвилі коливань. З часом під дією дисипації коливання зусиль затухають. При опусканні вантажу зусилля змінюються незначно і тому їх можна не враховувати при динамічних розрахунках кранового моста та гнучкого підвісу вантажу.

Аналіз енергетичних показників, які занесені у табл. 2.4 і табл. 2.5 показує, що підйом вантажу „з вісу” супроводжується значними енергетичними втратами в електродвигуні. Для режиму опускання вантажу тривалість розгону до номінальної швидкості є незначною (0,74-0,75 секунд). У цьому випадку момент від ваги вантажу на початку пуску двигуна має однаковий напрямок з електромагнітним моментом останнього. Він „допомагає” збільшити швидкість двигуна. Зміна режиму підйому вантажу практично не впливає на величину максимального електромагнітного моменту двигуна.

2.5. Планування розрахункових експериментів

Для того, щоб дослідити динаміку системи „механізм підйому вантажу – канат – вантаж” необхідно провести серію розрахункових експериментів для режимів підйому/опускання вантажу „з підхватом” та „з вісу”. Незалежними факторами у цих експериментах є: тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна, яка приймає значення 1, 3 та 5 сек; характеристика зміни частоти напруги живлення двигуна (лінійна, S-подібна та подвійна S-подібна); початкова напруга живлення двигуна механізму підйому вантажу U_0 .

Для режиму підйому/опускання вантажу „з вісу” фактор U_0 варіюється на таких рівнях $0,1U_{ном}$, $0,2U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$. Це пов’язано з тим, що в кінці

опускання вантажу напруга живлення двигуна зменшується і, відповідно, зменшується його крутний момент. При цьому момент від ваги вантажу може перевищити момент двигуна і вантаж почне неконтрольовано опускатись. Для уникнення таких ситуацій потрібно підтримувати відносно велику напругу живлення двигуна у кінці опускання вантажу.

Для режиму підйому вантажу створення достатнього крутного моменту на валу приводного двигуна виконується за рахунок подачі на його обмотки напруги з незначною частотою та діючим значенням, яке рівне половині номінальної напруги живлення двигуна. При цьому на валу двигуна створюється електромагнітний момент, який при відпаданні гальм може утримувати вантаж. У подальшому зростання частоти та амплітуди напруги живлення двигуна призводить до зростання електромагнітного моменту двигуна і піднімання вантажу. Для режиму підйому/опускання вантажу „з підхватом” фактор U_0 варіюється на таких рівнях 0, $0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$.

При проведенні розрахункових експериментів маса вантажу рівна 20 тон, що відповідає номінальній вантажопідйомності крана. Таким чином, досліджуються навантаження у елементах системи, які виникають при номінальному режимі експлуатації механізму підйому вантажу. Для режиму підйому „з підхватом” загальна кількість розрахункових експериментів складає $3^3=27$. Для режиму підйому вантажу „з вісу” кількість розрахункових експериментів рівна $3^3=27$.

2.6. Аналіз руху динамічної системи при частотному керуванні електроприводу механізму підйому вантажу

2.6.1. Підйом/опускання вантажу у режимі „з підхватом”

Динамічні показники для всіх проведених розрахункових експериментів однакові, тому наведемо їх у окремій таблиці 2.6.

Таблиця 2.6.

Динамічні показники, що розраховані для циклу підйом/опускання вантажу „з підхватом” при частотному керуванні роботою приводного двигуна

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ	ЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ
Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{м. max}$	1,24
Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{к. max}$	1,58
Кратність максимального зведеного зусилля у основі $\tilde{F}_{о. max}$	1,13

Значення електричних та енергетичних показників згрупуємо у таблицю 2.7. Три значення показника у кожній комірці табл. 2.7 відповідають початковим напругам живлення приводного двигуна $0, 0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$.

Таблиця 2.7

Енергетичний та електричні показники, що розраховані для циклу підйом/опускання вантажу „з підхватом” при частотному керуванні роботою приводного двигуна

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ХАРАКТЕРИСТИКА РОЗГОНУ ТА ГАЛЬМУВАННЯ		
		лінійна	S-подібна	подвійна S-подібна
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 1 секунда				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	380745	424472	422819
		347911	403407	404107
		270732	329325	350033
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	2,74	2,74	2,74
		2,74	2,74	2,74
		2,35	2,75	2,74

1		2	3	4
Електричні	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	5,36	5,36	5,36
		5,30	5,32	5,31
		3,00	4,65	4,64
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 3 секунди				
Енергетичні	Витрати енергії E , Дж	268149	294681	265142
		243172	241433	245901
		231040	256486	257125
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	1,63	2,26	1,10
		1,10	1,10	1,10
		2,06	1,10	1,10
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	2,66	3,68	2,62
		1,36	1,06	1,96
		1,61	1,54	1,60
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 5 секунд				
Енергетичні	Витрати енергії E , Дж	275144	324561	295742
		270523	317433	296605
		267743	315566	287895
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	1,84	2,76	1,56
		1,24	1,42	1,55
		2,30	1,35	1,50
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	1,42	1,79	2,09
		1,07	1,03	1,03
		1,51	1,45	1,51

2.6.2. Підйом/опускання вантажу у режимі „з вісу”

Значення динамічних показників не залежать від фактора початкової напруги живлення двигуна U_0 , їх наведено у таблиці 2.8.

Для розрахункових експериментів, які проведені при умові підйому/опускання вантажу „з вісу”, значення витрат електричної енергії, яка спожита електроприводом, та електричних показників наведені у таблиці 2.9. Три значення показника у кожній комірці табл. 2.9 відповідають початковим напругам живлення приводного двигуна $0,1U_{ном}$, $0,2U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$.

Таблиця 2.8.

Динамічні показники розраховані для циклу підйом/опускання вантажу „3 вісу” при частотному керуванні роботою приводного двигуна

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ	ХАРАКТЕРИСТИКА РОЗГОНУ ТА ГАЛЬМУВАННЯ		
	лінійна	S-подібна	подвійна S- подібна
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 1 секунда			
Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{м.маx}$	1,05	1,04	1,04
Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{к.маx}$	1,08	1,08	1,07
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 3 секунди			
Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{м.маx}$	1,04	1,02	1,03
Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{к.маx}$	1,07	1,06	1,08
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 5 секунд			
Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{м.маx}$	1,02	1,02	1,02
Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{к.маx}$	1,06	1,04	1,07

Таблиця 2.9.

Енергетичні та електричні показники розраховані для циклу підйом/опускання вантажу „3 вісу” при частотному керуванні двигуна

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ	ХАРАКТЕРИСТИКА РОЗГОНУ ТА ГАЛЬМУВАННЯ			
	лінійна	S-подібна	подвійна S- подібна	
1	2	3	4	
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 1 секунда				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	265374	313242	376936
		255715	291526	370131
		253754	281227	366771

1		2	3	4
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	4,25	4,47	4,34
		4,25	4,47	4,34
		4,25	4,47	4,34
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	2,09	2,39	2,60
		1,97	2,39	2,60
		2,12	2,39	2,59
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 3 секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	256748	281589	270629
		260065	284215	273551
		265828	290130	279712
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	5,13	4,70	4,86
		5,13	4,70	4,86
		5,13	4,70	4,86
Електричні	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	1,08	1,71	1,24
		1,47	1,95	1,83
		2,07	2,71	2,54
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 5 секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	289723	362661	319161
		293184	351809	317461
		300979	343056	322697
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	4,30	3,06	3,76
		4,30	3,06	3,76
		4,30	3,06	3,76
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	1,12	3,54	2,34
		1,49	2,73	1,90
		2,10	2,62	2,69

Детальний аналіз енергетичних потоків, які мають місце при підйомі та опусканні вантажу у режимах „з вісу” та „з підхватом”, наведено у п.п. 2.6.3.

2.6.3. Аналіз енергетичних витрат

Аналізуючи енергетичні показники роботи механізму підйому вантажу приходимо до висновку, що тривалість перехідних режимів роботи

механізму, початкова напруга живлення двигуна та характеристика розгону/гальмування значно впливають на енергетичні показники роботи крана. Для того, щоб описати енергетичні потоки у системі наведемо їх умовне графічне зображення (рис. 2.6).

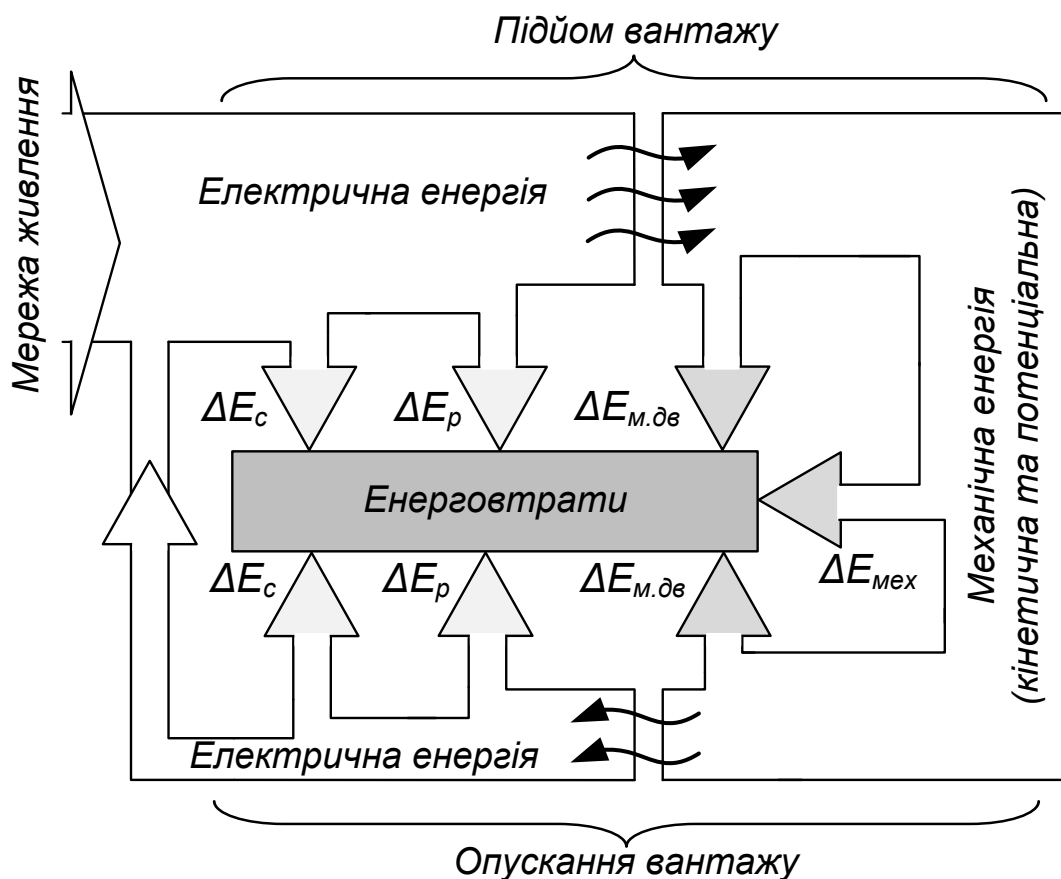


Рис. 2.6. Енергетичні потоки у системі „механізм підйому вантажу – вантаж”: $\Delta E_c, \Delta E_p$ – змінні електричні втрати енергії у статорній та роторній обмотках двигуна відповідно; $\Delta E_{m.дв}$ – механічні втрати у двигуні; $\Delta E_{mех}$ – механічні втрати у трансмісії механізму підйому вантажу, втрати від тертя у поліспахах, канатному барабані тощо

Аналізуючи рис. 2.6 можемо встановити енергетичні процеси, які протікають у досліджуваній системі. Електрична енергія споживається з мережі живлення змінного струму. Протікання електричного струму по статорній та роторній обмотках асинхронного двигуна механізму підйому вантажу викликає їх нагрівання, тобто перетворення електричної енергії на

теплову. Це незворотне перетворення енергії, яке є небажаним, оскільки воно викликає прискорене старіння ізоляції електродвигуна та іншого електросилового обладнання крана.

При підйомі вантажу електрична енергія перетворюється у кінетичну енергію руху окремих елементів досліджуваної системи та потенціальну енергію вантажу. Режим опускання вантажу супроводжується перетворенням запасеної потенціальної енергії вантажу у кінематичну енергію руху елементів системи, яка у свою чергу перетворюється у електричну енергію (електродвигун працює у режимі генератора). Таким чином, частина енергії, яка була „закачана” у систему під час підйому вантажу повертається у мережу при його опусканні.

Значна частина енергії втрачається на нагрів статорних та роторних обмоток електродвигуна та на механічні втрати, які викликані силами тертя. У випадку коли висота, на яку піднімається вантаж, та висота, з якої він опускається, у одному циклі однакові, то витрати електроенергії йдуть лише на електричні та механічні втрати енергії. Таким чином, якісна картина енергетичних процесів у досліджуваній системі представляється у циклічному вигляді.

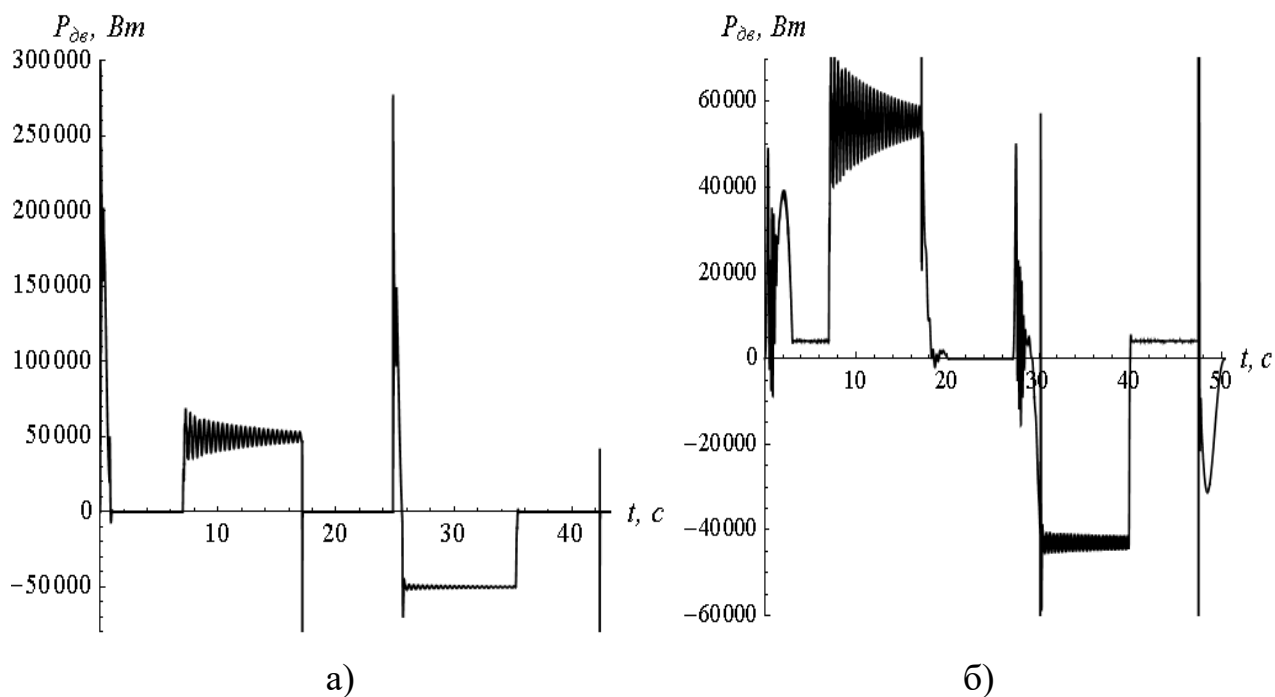
Проведемо аналіз результатів моделювання частотного керування електропривода механізму підйому вантажу при підйомі/опусканні вантажу у режимі „з підхватом”. При збільшенні тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення від 1 до 3 сек незалежно від початкової напруги живлення та характеристики зміни частоти напруги живлення витрати електроенергії знижуються. Це відбувається за рахунок зменшення змінних втрат у статорних та роторних обмотках електродвигуна. Найбільш енергетично неефективними є S-подібна та подвійна S-подібна характеристика зміни частоти приводу механізму підйому вантажу. Лінійна характеристика зміни частоти напруги живлення двигуна при $T=3$ сек дозволяє знизити енергетичні витрати в 6,5 разів у порівнянні з реостатним керуванням роботою двигуна. Порівняння енергетичних показників роботи

механізму підйому вантажу при S-подібній та подвійній S-подібній характеристиках розгону та гальмування вказує на те, що з точки зору зниження енергоспоживання крана вони еквівалентні.

Збільшення початкової напруги живлення приводного двигуна викликає зниження енергетичних показників незалежно від тривалості розгону та гальмування двигуна і характеристики, за якою виконується розгін та гальмування приводу.

На рис. 2.7 показано графіки зміни споживаної з мережі електроенергії та потужність втрат у приводі. На рис. 2.7. графік сірого кольору показує функцію потужності втрат електроенергії у приводі механізму підйому вантажу. З рис. 2.7 видно, що саме протягом розгону механізму потужність витрат значно зменшується. Піки потужності (рис. 2.7 а) спричинені значними втратами потужності у приводі при розгоні механізму підйому вантажу.

Таким чином, заходи щодо зменшення енергетичних витрат полягають у знаходженні та реалізації закону зміни частоти напруги живлення приводу механізму підйому вантажу при якому досягаються найменші енерговитрати при розгоні двигуна.



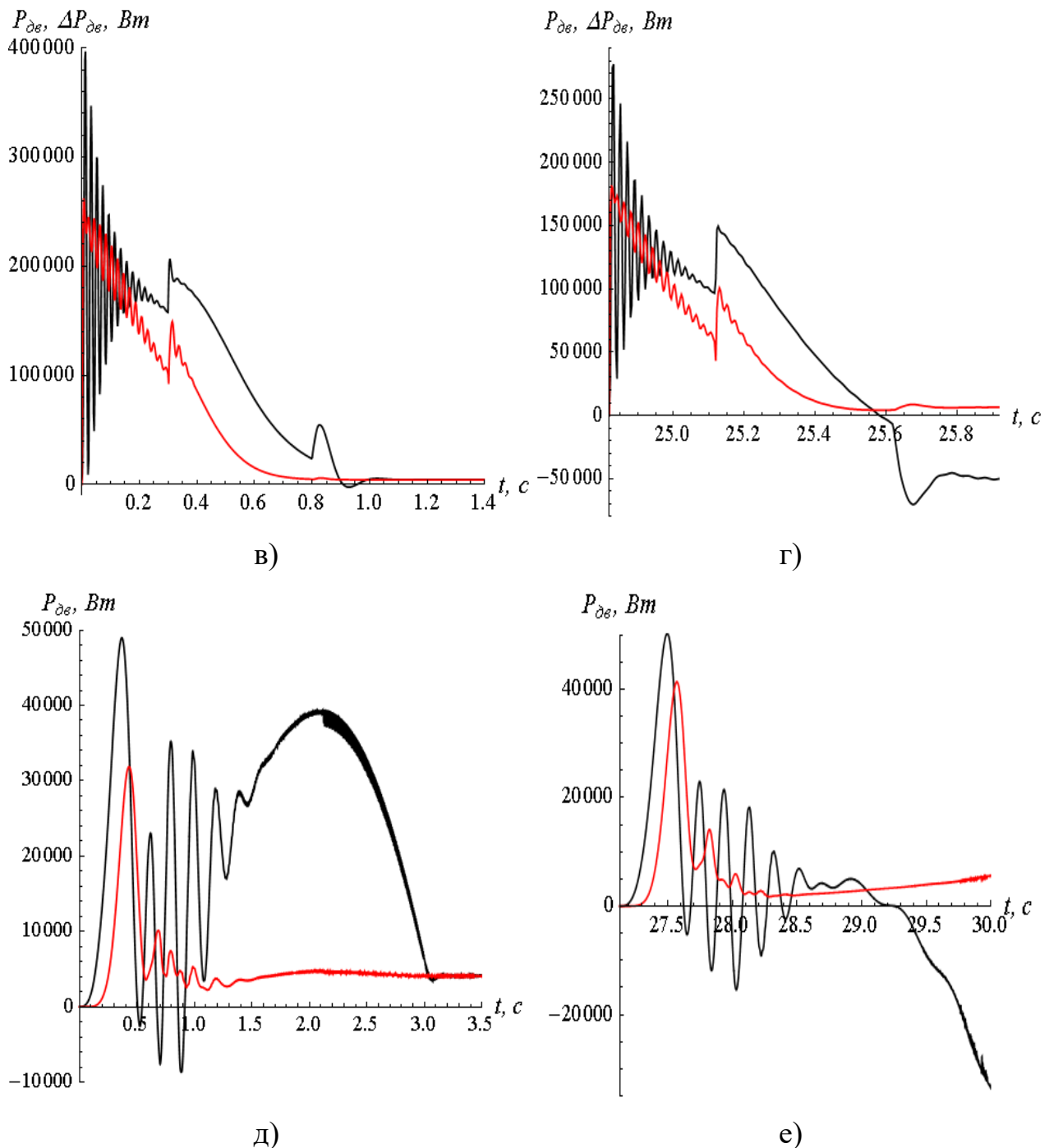


Рис. 2.7. Графіки потужності приводу при: а) реостатному керуванні; б) частотному керуванні; в) реостатному керуванні протягом розгону механізму (підйом вантажу) та потужність втрат у приводі; г) реостатному керуванні протягом розгону механізму (опускання вантажу) та потужність втрат у приводі; д) частотному керуванні протягом розгону механізму (підйом вантажу) та потужність втрат у приводі; е) частотному керуванні протягом розгону механізму (опускання вантажу) та потужність втрат у приводі

Від’ємна потужність двигуна означає зміну напрямку „перетікання” енергії у двигуні. Двигун переходить у режим у генератора, про що свідчать його динамічні механічні характеристики (рис. 2.8). Робота двигуна у четвертому квадратні механічної характеристики вказує на генераторний режим роботи.

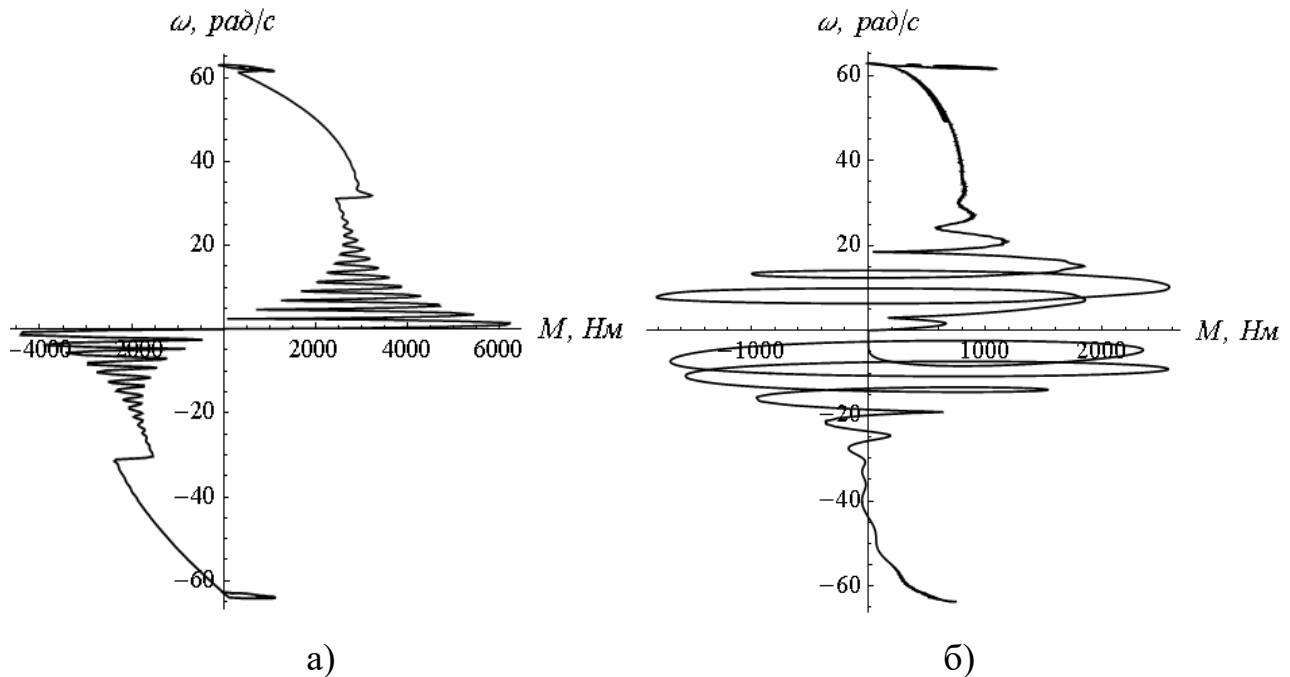


Рис. 2.8. Динамічні механічні характеристики приводу механізму підйому вантажу при: а) реостатному керуванні; б) частотному керуванні

Моделювання режиму підйому/опускання вантажу у режимі „з вісу” при частотному керуванні електроприводом механізму підйому вантажу супроводжується меншими енергетичними витратами, аніж при роботі двигуна з реостатним керуванням. Порівнюючи між собою значення енергетичних показників приходимо до висновку, що лінійна характеристика зміни частоти напруги живлення двигуна є найбільш енергетично ефективною. Її використання дає змогу зменшити енергоспоживання електродвигуна приблизно у 4 рази в порівнянні з реостатним керуванням роботою двигуна.

Значна тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу викликає збільшення енергетичних

витрат, що пов'язано з подовженням електромеханічного перехідного процесу в системі та збільшенням змінних електричних втрат у двигуні. При невеликих тривалостях наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна (1 та 3 сек) зміна фактору початкової напруги живлення двигуна незначно впливає на енергоефективність механізму підйому вантажу.

Таким чином, з позицій зниження енергетичних витрат для електродвигуна механізму підйому вантажу бажано використовувати лінійний характер зміни частоти напруги живлення.

2.6.4. Аналіз динамічних показників

Використання частотного керування приводним двигуном механізму підйому вантажу у режимі підйому вантажу „з підхватом” не призводить до зниження динамічних навантажень у елементах крана та основи, на яку опускається вантаж. Для цього необхідно використовувати інші способи впливу на двигун.

Для режиму підйому вантажу у режимі „з підхватом” можливим способом зменшення динамічних навантажень є ослаблення електромагнітного поля двигуна. На етапі навантаження каната вага вантажу через канатний барабан та механічні передачі передається на вал приводного двигуна, який є джерелом рушійної сили. Якщо зведена маса приводу механізму підйому вантажу є відносно великою, то значного зниження швидкості приводу внаслідок навантаження двигуна не відбудеться: свою роль тут відіграють інерційні сили, які для великої зведеної маси приводу є значними. Вони направлені проти зовнішнього силового впливу і тому не дозволяють швидко змінити швидкість приводу.

У випадку незначної зведеної маси приводу при ослабленому електромагнітному полі двигуна навантаження його силою ваги вантажу зумовить зниження швидкості обертання і, як наслідок, зниження інтенсивності натягу канату.

Описаний спосіб зниження динамічних навантажень можливо реалізувати шляхом регулювання амплітуди напруги живлення двигуна у функції зусилля натягу канату. У граничному випадку зменшення напруги живлення двигуна до нуля означає вимикання двигуна від мережі. Пропонований спосіб можна використовувати для механізмів підйому вантажу, які мають незначний момент інерції і лише в режимі підйому вантажу.

Зниження швидкості обертання двигуна перед етапом натягу канату (режим підйому вантажу) або перед етапом посадки вантажу на основу (режим опускання вантажу) також дозволяє знизити динамічні навантаження.

Для режиму підйому/опускання вантажу у режимі „з вісу” перехід на частотне керування електродвигуном механізму підйому вантажу дозволяє знизити рівень динамічної навантаженості кранового моста до 2% від статичного навантаження.

Зміна фактору початкової напруги живлення приводу механізму підйому вантажу незначно впливає на динамічні навантаження у канаті. Подовження тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення приводу механізму підйому вантажу дозволяє зменшити максимум динамічного навантаження у канаті до 4% від статичного навантаження.

Проведемо аналіз електричних показників для режиму підйому/опускання вантажу у режимі „з підхватом”. Електричні показники роботи механізму підйому вантажу залежать від параметрів U_0 та T . Залежність цих показників від характеристики зміни частоти напруги живлення двигуна проявляється у меншій мірі: для всіх розрахункових експериментів, які проведені при $T=1$ сек максимальний електромагнітний момент двигуна лише на 9,5% менше, аніж максимальний електромагнітний момент двигуна при реостатному керуванні двигуна. Таким чином, ефект від частотного керування електродвигуна при $T=1$ сек майже не проявляється.

При збільшенні параметра T максимальне значення електромагнітного моменту зменшується. Аналіз впливу лінійної, S-подібної та подвійної S-

подібної характеристик зміни частоти напруги живлення двигуна на максимальне значення електромагнітного моменту не дає змоги встановити яку з цих характеристик бажано використовувати на практиці. При різних налаштуваннях параметрів U_0 та T відсутня закономірність зміни максимального електромагнітного моменту двигуна від тієї чи іншої характеристики зміни частоти напруги живлення двигуна. Хоча перехід на частотне керування дає змогу зменшити максимальне значення електромагнітного моменту у 2,4 рази в порівнянні з реостатним керуванням двигуна.

Аналізуючи зміну максимального значення струму двигуна приходимо до висновку, що збільшення параметра T дозволяє значно зменшити цей показник. Що стосується параметра U_0 , то при його збільшенні максимальне значення струму спочатку різко зменшується, а потім дещо зростає.

Проаналізуємо зміну електричного струму, що протікає по обмоткам двигуна для різних характеристик зміни частоти напруги живлення. Для цього побудуємо графіки зміни струму двигуна (рис. 2.9).

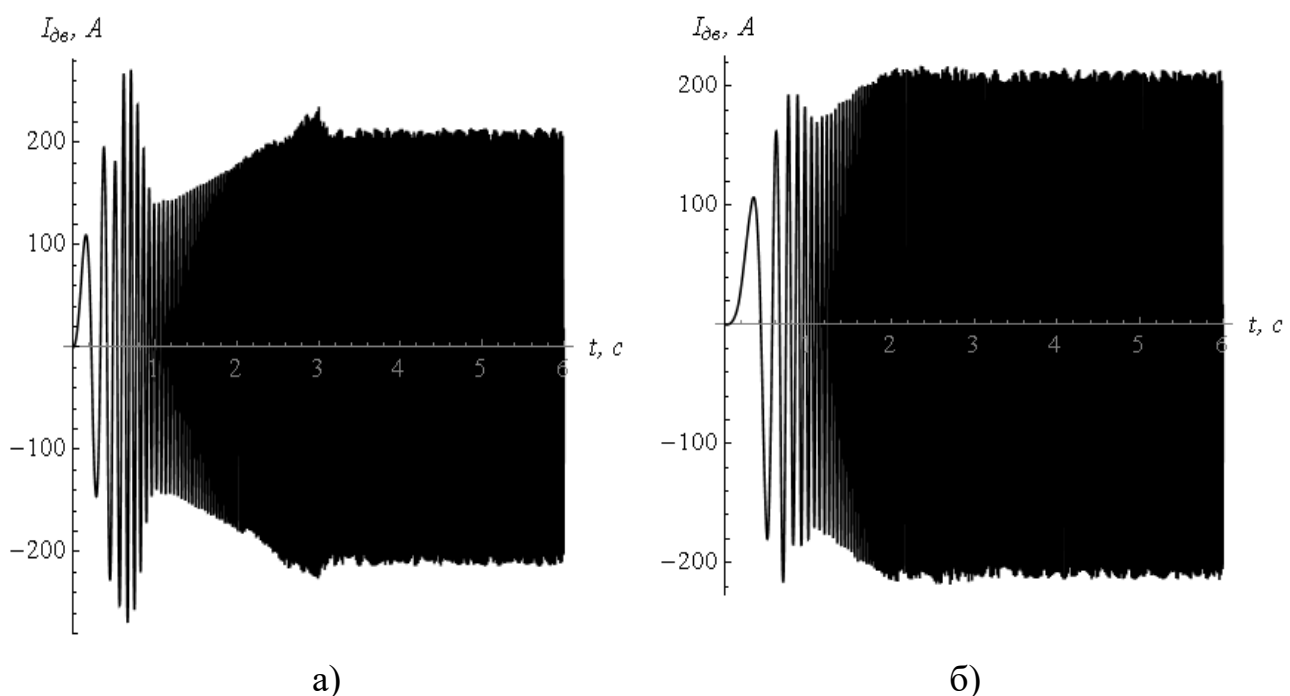


Рис. 2.9. Графіки зміни струму, який протікає по обмоткам двигуна, при $T=3$ сек та $U_0=0,1 U_{ном}$ для характеристик наростання та спадання частоти напруги живлення приводу: а) лінійній; б) S-подібній

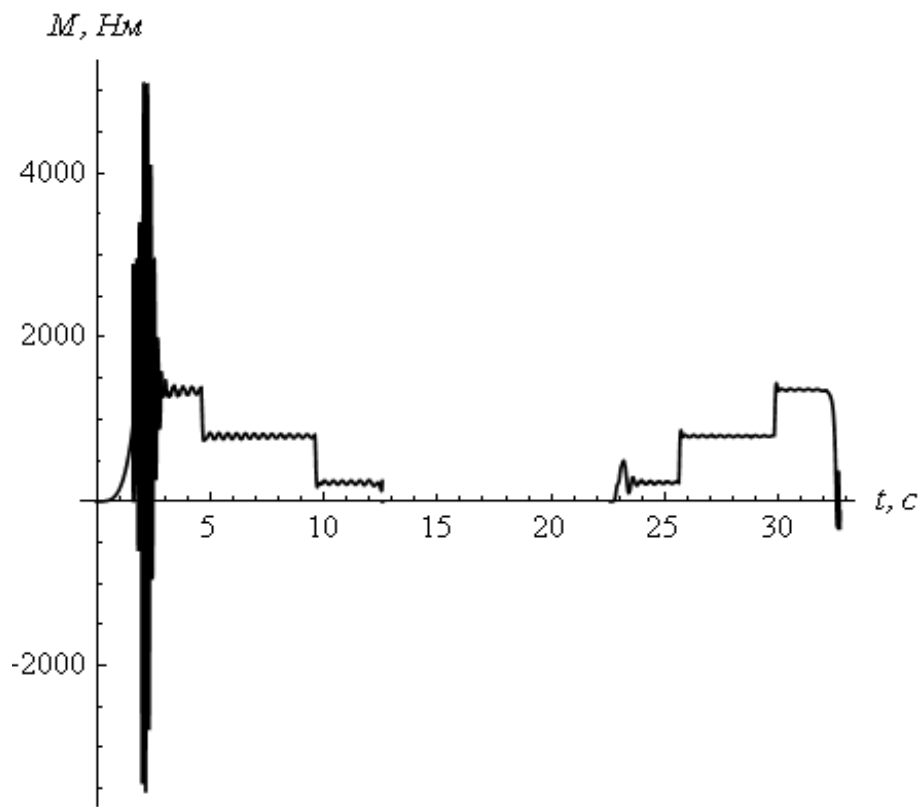
Із графіків на рис. 2.9 видно, що лінійна та S-подібна характеристики розгону/гальмування викликають значно менші амплітуди струму. При використанні S-подібної характеристики розгону та гальмування максимальний струм близький до номінального. При цьому значно зменшується навантаження на електричне обладнання крана.

Для зменшення максимального значення струму бажано використовувати S-подібну або лінійну характеристики наростання та спадання частоти напруги живлення приводу при незначній величині початкової напруги живлення приводу механізму.

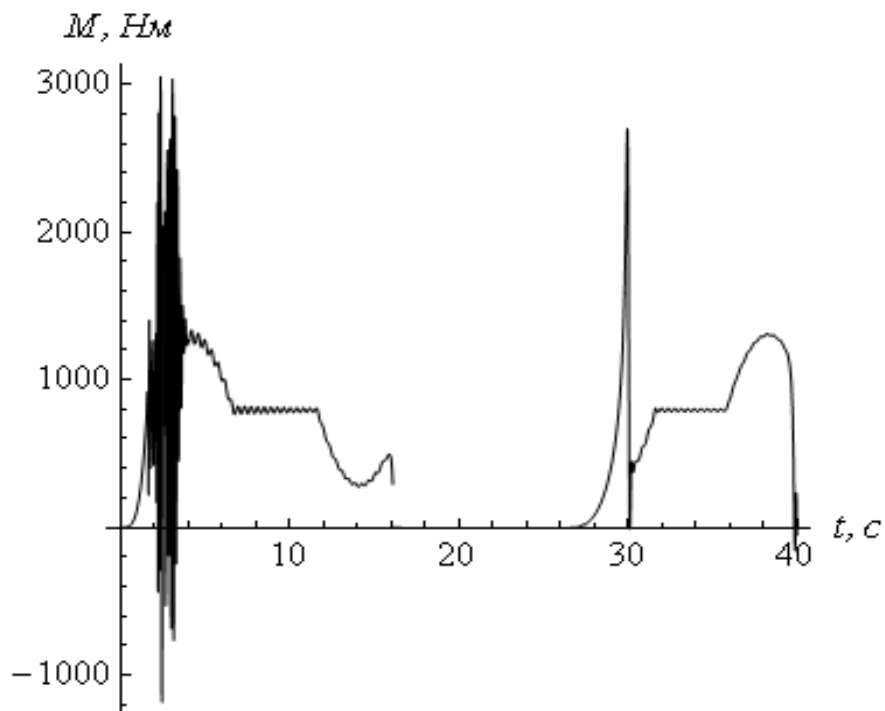
Проаналізуємо електричні показники для режиму підйому/опускання вантажу у режимі „з вісу”. Для всіх розрахункових експериментів зміна параметра U_0 не впливає на величину максимального електромагнітного моменту двигуна. Для зниження максимального електромагнітного моменту двигуна бажано використовувати S-подібну характеристику наростання та спадання частоти напруги живлення приводу.

Порівняння результатів моделювання частотного та реостатного керування двигуном механізму підйому вантажу показує, що максимальний струм при частотному керуванні зменшився у 2,10-5,07 разів. Що стосується максимального значення електромагнітного моменту, то перехід на частотне керування двигуна викликає збільшення цього показника на 2-71%.

Для того, щоб з'ясувати характер виникнення максимального значення електромагнітного моменту двигуна наведемо його графіки (рис. 2.10). З рис. 2.10 видно що максимальний електромагнітний момент двигуна виникає на початку процесу руху механізму підйому вантажу. Для його зменшення необхідно експлуатацію механізму підйому вантажу виконувати у певних режимах. При цьому необхідно забезпечити одночасне зменшення небажаних динамічних та енергетичних показників роботи механізму підйому вантажу.



a)



б)

Рис. 2.10. Графіки електромагнітних моментів двигуна при частотному керуванні що відповідають найбільшому (а) та найменшому (б) значенню максимального електромагнітного моменту двигуна

Висновки до другого розділу

1. Для режиму підйому/опускання вантажу „з підхватом” побудована дев'ятиетапна математична модель руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж – основа”, яка враховує динаміку взаємодії вантажу та основи, на яку він опускається, або з якої піднімається. Рівняння руху механічних елементів системи доповнені рівняннями, які описують електромеханічні процеси у приводі механізму підйому вантажу. Кожному етапу руху системи відповідає своя система диференціальних рівнянь. Встановлені крайові умови руху зведених мас системи (умови „зшивки” етапів).
2. Синтезовано багатоетапні математичні моделі руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж” для режиму підйому/опускання вантажу „з вісу” за умов що вантажний візок знаходиться посередині кранового моста та біля однієї з опор крана.
3. Вибрано показники, які дають змогу оцінити: динамічну навантаженість каната, кранового моста та основи, на яку опускається вантаж; енергетичні витрати при виконанні підйому та опускання вантажу; електричні показники приводу механізму підйому вантажу.
4. За обраними показниками проведено оцінку циклу підйому/опускання вантажу при реостатному керуванні роботою електродвигуна у режимах підйому вантажу „з підхватом” та „з вісу” та встановлено резерви підвищення енергоефективності роботи механізму підйому вантажу. Динамічний аналіз роботи механізму підйому вантажу показує, що кратність максимального зведеного зусилля у мості при підйомі вантажу „з підхватом” складає 1,24, кратність максимального зведеного зусилля у канаті 1,29-1,58, кратність максимального зусилля у основі 1,11-1,13.
5. Проведено планування розрахункових експериментів при частотному керуванні асинхронним електроприводом механізму підйому вантажу

для режимів підйому вантажу „з підхватом” та „з вісу”. Встановлено незалежні фактори та рівні їх варіювання. Всі розрахунки виконані для довжини гнучкого підвісу 3 метри, що відповідає „найгіршому” випадку роботи досліджуваної системи.

6. Встановлено, що при збільшенні тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення електродвигуна максимальне значення струму двигуна для режиму підйому вантажу „з підхватом” зменшились у 1,07-5,60 разів, а для режиму підйому вантажу „з вісу” у 1,15-2,68 разів. Для зменшення небажаних електричних показників необхідно уникати налаштування $U_0=0$.
7. Для режиму підйому вантажу „з підхватом” використання частотного керування двигуном механізму підйому вантажу не призводить до зниження динамічних навантажень у елементах крана та основи. Причиною цього є значна швидкість підйому вантажу на етапі натягу канату або швидке його опускання на етапі навантаження основи. Для режиму підйому вантажу „з вісу” використання частотного керування приводом механізму підйому вантажу знижує кратність максимального зведеного зусилля у мості до 2%, а кратність максимального зведеного зусилля у канаті до 4% від статичного навантаження цих елементів.

РОЗДІЛ 3

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ПРОЛЬОТНИХ КРАНІВ

3.1. Оптимізація режиму підйому вантажу „з вісу” (візок знаходиться біля однієї з опор крана)

Для того, щоб зменшити небажані показники роботи механізму підйому вантажу необхідно провести оптимізацію режимів його роботи. Першим етапом у процесі синтезу оптимального керування рухом механізму підйому вантажу є постановка задачі.

3.1.1. Постановка та аналіз задачі оптимального керування механізмом підйому вантажу

Для оптимізації режиму підйому вантажу „з вісу” використаємо варіаційні методи: класичне варіаційне числення [45] та наближений (прямий) варіаційний метод [46]. Для постановки задачі оптимального керування підйомом вантажу „з вісу” запишемо крайові умови руху окремих мас динамічної моделі (рис. 3.2, а). Початкові умови руху зведених мас:

$$\begin{cases} x_n(0) = \dot{x}_n(0) = \dot{x}_e(0) = 0; \\ x_e(0) = -\frac{m_e g}{c_k}. \end{cases} \quad (3.1)$$

Кінцеві умови руху зведених мас приводу та вантажу такі:

$$\begin{cases} x_n(T) = s; x_e(T) = s + x_e(0); \\ \dot{x}_n(T) = \dot{x}_e(T) = v, \end{cases} \quad (3.2)$$

де T – тривалість руху механізму підйому вантажу під час його розгону;

s – переміщення зведеної маси вантажу та приводу у кінці розгону;

v – усталена швидкість піднімання вантажу.

Критерієм, який комплексно відображає небажані показники руху системи, є інтегральний функціонал:

$$I = \left[\frac{1}{T} \int_0^T \left(\delta_1 (c_\kappa (x_n - x_e))^2 + \delta_2 m_n^2 \ddot{x}_n^2 + (1 - \delta_1 - \delta_2) (m_n \ddot{x}_n + c_\kappa (x_n - x_e))^2 \right) dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.3)$$

де δ_1 та δ_2 – безрозмірні вагові коефіцієнти. Критерій (3.3) є комплексним, тобто він відображає декілька небажаних показників руху системи: множник біля вагового коефіцієнта δ_1 відображає величину пружного зусилля у канаті; множник біля вагового коефіцієнта δ_2 показує інерційну складову приводного зусилля; множник біля виразу $(1 - \delta_1 - \delta_2)$ відображає приводне зусилля. Зміна вагових коефіцієнтів у структурі критерію (3.3) дає змогу варіювати характеристики оптимального закону руху системи, який доставляє мінімум функціоналу (3.3). Таким чином, забезпечується можливість зміни енергетичних та динамічних показників роботи механізму підйому вантажу. Всі складові підінтегрального виразу критерію (3.3) представленні у квадратичній формі оскільки підінтегральний вираз критерію повинен бути додатнім [47]. Із врахуванням системи рівнянь, яка описує рух зведених мас системи на першому етапі:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n + c_\kappa (x_n - x_e) = F_n; \\ c_\kappa (x_n - x_e) = m_e (g + \ddot{x}_e) \end{cases} \quad (3.4)$$

вираз для критерію (3.3) запишемо у такому вигляді:

$$I = \left[\frac{1}{T} \int_0^T \delta_1 (m_e (g + \ddot{x}_e))^2 + \delta_2 (m_n (\ddot{x}_e + x_e \frac{IV}{c_\kappa} \frac{m_e}{c_\kappa}))^2 + (1 - \delta_1 - \delta_2) \times \right. \\ \left. \times (m_e (g + \ddot{x}_e) + m_n (\ddot{x}_e + x_e \frac{IV}{c_\kappa} \frac{m_e}{c_\kappa}))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.5)$$

Використовуючи математичні перетворення, нам вдалось підінтегральний вираз функціоналу (3.3) подати у вигляді деякої залежності від вищих похідних за часом однієї невідомої функції x_e . Використовуючи систему

диференціальних рівнянь (3.4) перепишемо крайові умови (3.1) та (3.2) руху зведених мас системи у такому вигляді:

$$\begin{cases} x_{\epsilon}(0) = -\frac{m_{\epsilon}g}{c_{\kappa}}; \dot{x}_{\epsilon}(0) = 0; \ddot{x}_{\epsilon}(0) = 0; \ddot{\ddot{x}}_{\epsilon}(0) = 0; \overset{IV}{x}_{\epsilon}(0) = 0; \\ x_{\epsilon}(T) = s + x_{\epsilon}(0); \dot{x}_{\epsilon}(T) = v; \ddot{x}_{\epsilon}(T) = 0; \ddot{\ddot{x}}_{\epsilon}(T) = 0; \overset{IV}{x}_{\epsilon}(T) = 0. \end{cases} \quad (3.6)$$

Для знаходження розв'язку оптимізаційної задачі (3.4)-(3.6) використаємо варіаційне числення. Необхідною умовою мінімуму критерію (3.5) є рівняння Ейлера-Пуассона, яке для запропонованого критерію (3.5) записується у такому вигляді:

$$\overset{VIII}{x}_{\epsilon} + A \overset{VI}{x}_{\epsilon} + B \overset{IV}{x}_{\epsilon} = 0, \quad (3.7)$$

де A та B – постійні коефіцієнти, які знаходяться з виразів:

$$\begin{cases} A = \frac{2c_{\kappa}(m_{\epsilon}\delta_3 + m_n(1 - \delta_1))}{m_n m_{\epsilon}(1 - \delta_1)}; \\ B = \frac{c_{\kappa}^2(m_n m_{\epsilon}\delta_3 + m_{\epsilon}^2(1 - \delta_2) + m_n^2(1 - \delta_1))}{m_n^2 m_{\epsilon}^2(1 - \delta_1)}. \end{cases} \quad (3.8)$$

Таким чином, розв'язок оптимізаційної задачі зводиться до відшукування розв'язку крайової задачі (3.6)-(3.8). Для поставленої задачі (3.6)-(3.8) використаємо також прямий варіаційний метод [46], який полягає в тому, що розв'язок задачі шукається на заданій певним чином „опорній” функції. Ця функція є розв'язком крайової задачі:

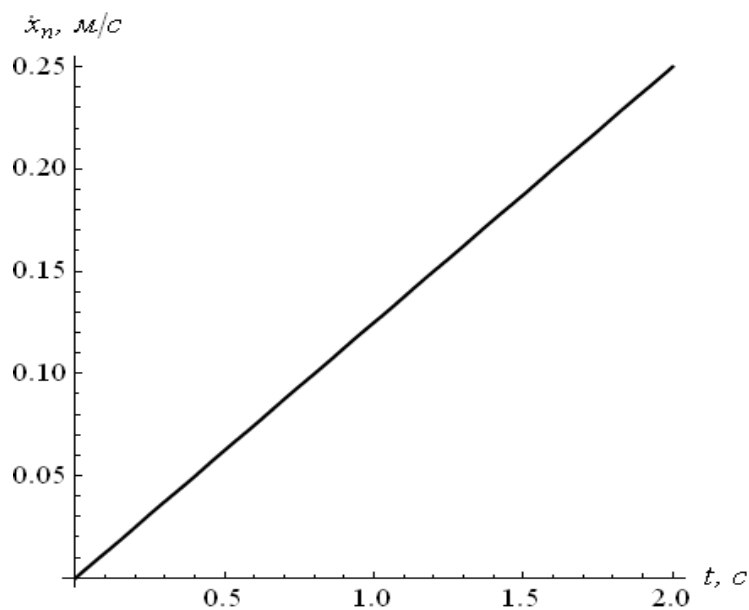
$$\begin{cases} \overset{X+n}{x}_{\epsilon} = 0; \\ \begin{cases} x_{\epsilon}(0) = -\frac{m_{\epsilon}g}{c_{\kappa}}; \dot{x}_{\epsilon}(0) = 0; \ddot{x}_{\epsilon}(0) = 0; \ddot{\ddot{x}}_{\epsilon}(0) = 0; \overset{IV}{x}_{\epsilon}(0) = 0; \\ x_{\epsilon}(\frac{T}{2}) = q_i, \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, n; \\ x_{\epsilon}(T) = s + x_{\epsilon}(0); \dot{x}_{\epsilon}(T) = v; \ddot{x}_{\epsilon}(T) = 0; \ddot{\ddot{x}}_{\epsilon}(T) = 0; \overset{IV}{x}_{\epsilon}(T) = 0, \end{cases} \end{cases} \quad (3.9)$$

де n – кількість додаткових крайових умов;

q_i – i -тий невідомий параметр (за параметрами q_i у подальшому виконується мінімізація функціоналу J). Забігаючи наперед скажемо, що використання прямого варіаційного числення дає певні переваги у порівнянні з точним розв'язком оптимізаційної задачі, який отриманий за допомогою інтегрування рівняння Ейлера-Пуассона (3.7). Зазначимо лише, що використання „опорної” функції, яка є розв'язком крайової задачі (3.9), дозволяє забезпечити відсутність „м'яких” ударів при реалізації оптимального керування. Це досягається за рахунок того, що початкове та кінцеве прискорення зведеної маси приводу рівні нулю, що впливає з крайових умов руху зведених мас системи (3.9) та її математичної моделі (3.4).

3.1.2. Розв'язок задачі варіаційними методами

Наведемо розв'язок поставленої оптимізаційної задачі за допомогою варіаційного числення. Екстремаль, яка забезпечує мінімум функціоналу (3.5), є функція-розв'язок крайової задачі (3.6)-(3.8), яка має значний об'єм і тому не наводиться. На основі отриманого розв'язку побудуємо графіки функцій кінематичних та динамічних характеристик руху системи (рис. 3.1).



а)

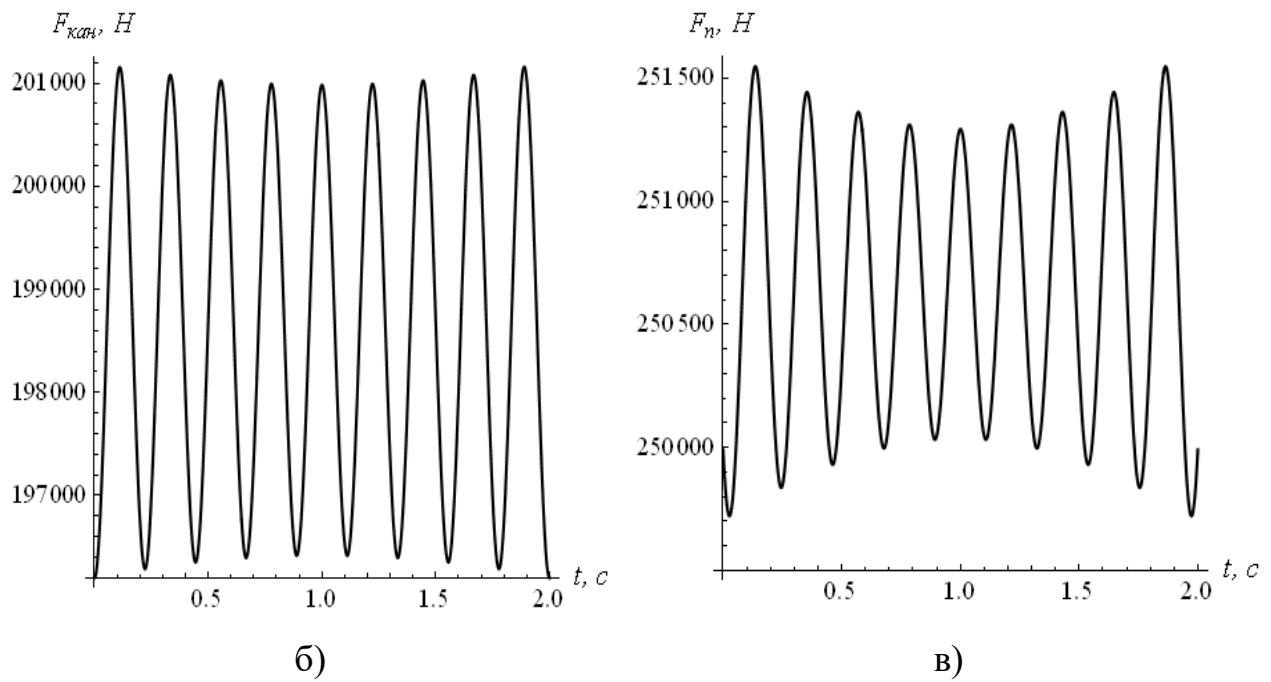


Рис. 3.1. Графіки динаміки руху системи при оптимальному керуванні:
а) швидкість руху зведеної маси приводу; б) зведене пружне зусилля у канаті;
в) зведене зусилля приводу

Графіки на рис. 3.1 побудовані при таких параметрах: $T=2$ сек; $v=0,25$ м/с; $s=0,25$ м; $m_n=415520$ кг; $m_e=20000$ кг; $c_k=15,452 \cdot 10^6$ Н/м; $\delta_1=0,2$; $\delta_2=0,2$. Крім того, для даних параметрів розраховано значення критерію (3.5): $I=92250462772$ Н²с.

Виконаємо аналіз наведених на рис. 3.1 графічних залежностей. Графік швидкості зведеної маси приводу є майже прямолінійним. Що стосується коливань вантажу, то до кінця перехідного режиму вони зникають. Графіки динамічних функцій також мають коливний характер, що небажано при реалізації отриманого закону на практиці, оскільки це може викликати додаткові динамічні зусилля у гнучкому підвісі. Для зниження динамічних зусиль у гнучкому підвісі використаємо прямий варіаційний метод [47]. Розв'язок крайової задачі (3.9) при $n=1$ має такий вигляд:

$$x_e = \frac{t^5}{T^{10}} (-1024q_1(t-T)^5 + (2t-T)((s+x_e(0))(256t^4 - 1117t^3T + 1844t^2T^2 - 1368tT^3 + 386T^4) - (t-T)T(93t^3 - 308t^2T + 344tT^2 - 130T^3)v)). \quad (3.10)$$

Надалі знайдемо вищі похідні виразу (3.10) за часом та підставимо отримані формули у підінтегральний вираз функціоналу (3.5). Зазначимо, що визначений інтеграл (3.5) є функцією невідомого параметру q_1 . Підбором величини q_1 можна знайти мінімальне значення критерію (3.5). Крім того, у вираз функціоналу (3.5) входить параметр s , який також може бути використаний для мінімізації величини оптимізаційного критерію. Для цього необхідно розв'язати систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial I}{\partial s} = 0; \\ \frac{\partial I}{\partial q_1} = 0. \end{cases} \quad (3.11)$$

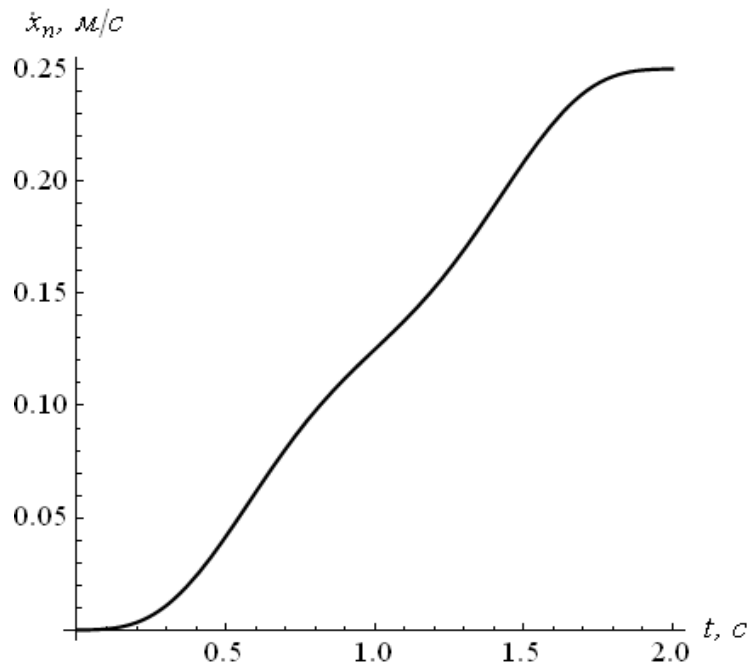
Запишемо розв'язки системи рівнянь (3.11):

$$\begin{cases} s = \frac{Tv}{2}; \\ q_1 = (21Tv(208080m_n^2m_g^2(1-\delta_1) + 19c_\kappa^2T^4(m_g^2\delta_1 + m_n^2\delta_2 + (m_n + m_g)^2 \times \\ \times (1 - \delta_1 - \delta_2)) - 3264c_\kappa m_n m_g T^2(m_g(1 - \delta_1 - \delta_2) + m_n(1 - \delta_1))))(4096 \times \\ \times (14280m_n^2m_g^2(1 - \delta_1) + c_\kappa^2T^4(m_g^2\delta_1 + m_n^2\delta_2 + (m_n + m_g)^2(1 - \delta_1 - \delta_2)) - \\ - 204c_\kappa m_n m_g T^2(m_g(1 - \delta_1 - \delta_2) + m_n(1 - \delta_1))))^{-1}. \end{cases} \quad (3.12)$$

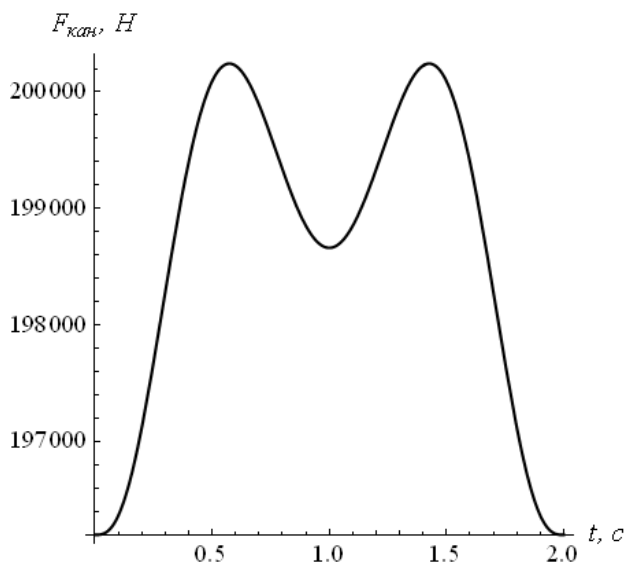
Для отриманого розв'язку оптимізаційної задачі (3.10), (3.12) знайдемо значення функціоналу $I=93498206907 \text{ Н}^2\text{с}$. Наведемо графіки функцій (рис. 3.2), які відповідають виразам (3.10) та (3.12).

З рис. 3.2 (в)-(г) видно, що отриманий закон руху системи супроводжується більшими максимальними приводними зусиллями. Це може призвести до перевантаження двигуна механізму підйому вантажу та частотного перетворювача, який керує роботою двигуна. Що стосується зусилля у канаті, то воно зменшилось.

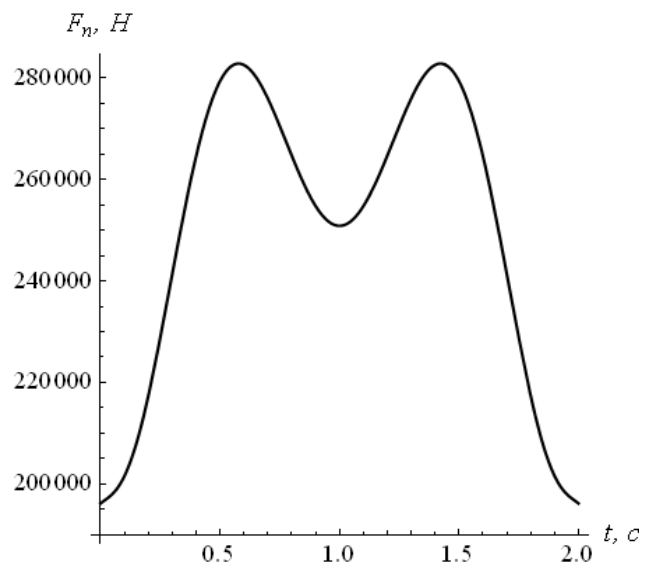
Таким чином, перехід від точного до наближеного розв'язку оптимізаційної задачі не можна оцінити однозначно, оскільки одні небажані показники збільшились, а інші – зменшились.



а)



б)



в)

Рис. 3.2. Графіки динаміки руху системи при оптимальному керуванні:
 а) швидкість руху зведеної маси приводу; б) зведене пружне зусилля у канаті;
 в) зведене зусилля приводу

Для зниження приводного зусилля необхідно отримати розв'язок, який би краще наближався до точного розв'язку. Для цього збільшимо кількість додаткових умов у крайовій задачі (3.9). Занесемо результати проведених розрахунків у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Значення функціоналу (3.5), яке відповідає кількості додаткових умов у крайовій задачі (3.9)

Кількість додаткових крайових умов	Значення функціоналу, Н ² с
1	93498206907
3	92949810297
5	92616049765
7	92493897101
9	92326174920

Знайдемо аналітичний вираз, який описує отриману залежність $I=f(n)$. Для цього використаємо метод нелінійної регресії [48]. Задамо регресійну модель у вигляді виразу:

$$I_n = a + b \cdot e^{c-d \cdot n}, \quad (3.13)$$

де a, b, c, d – параметри регресійної моделі, які необхідно знайти;

I_n – значення критерію, яке відповідає крайовій задачі (3.9) з n кількістю додаткових крайових умов. У табл. 3.2 наведемо статистичні показники регресійної функції (3.13).

Таблиця 3.2.

Статистичні показники регресійної функції (3.13)

Параметри регресійної моделі	Значення статистичних показників		
	Значення параметра регресійної моделі	Стандартна похибка	Критерій Стьюдента
a	92210309873,5	$2,7 \cdot 10^7$	$3,4 \cdot 10^3$
b	7358,3	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$1,9 \cdot 10^7$
c	12,3	$3,8 \cdot 10^{-2}$	$3,2 \cdot 10^2$
d	0,3	$5,4 \cdot 10^{-4}$	$1,3 \cdot 10^3$

Розрахунки були проведені для довірчого рівня 0,999. Коефіцієнт детермінації R рівний 0,999997, що вказує на досить точне відображення моделлю (3.13) чисельних даних. Критичне значення критерію Стюдента для даної кількості ступенів вільності складає 4,604, що значно менше аніж розраховані значення для параметрів моделі (3.13). Це означає, що всі параметри моделі статистично значимі. Стандартні похибки всіх параметрів моделі невеликі: вони показують середнє квадратичне відхилення параметра моделі від його істинного значення.

Отже, можемо зробити висновок, що розрахована регресійна функція, яка відповідає моделі (3.13), досить точно відображає зміну величини функціоналу в залежності від кількості додаткових крайових умов (2.8). Побудуємо графік цієї функції на якому покажемо точки, що отримані із даних табл. 3.1 (рис. 3.3).

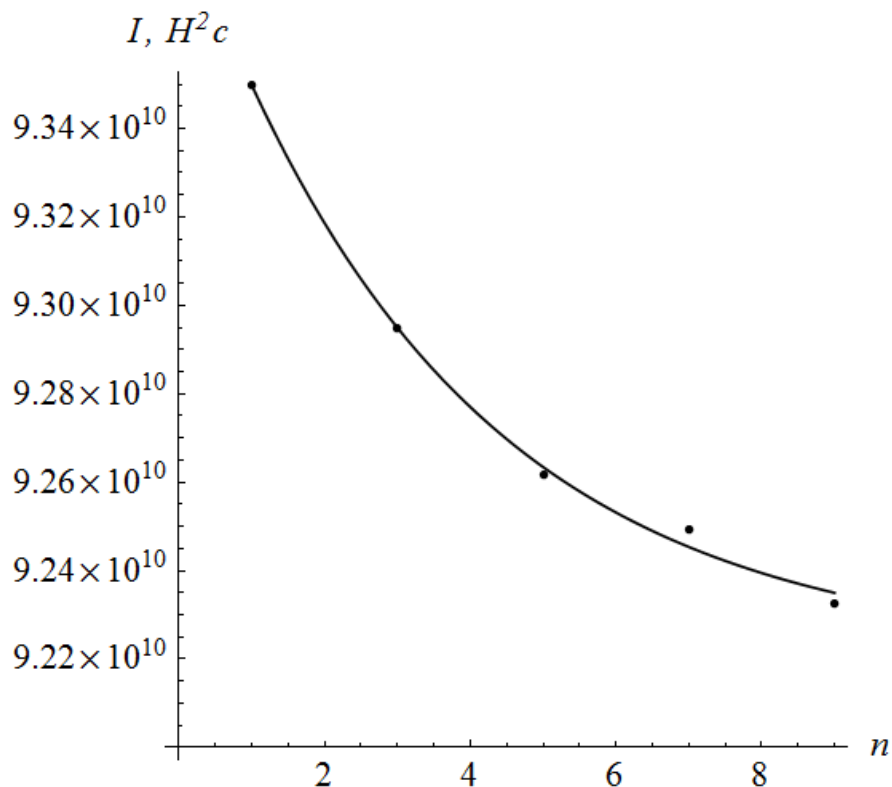


Рис. 3.3. Графік регресійної функції, яка відповідає моделі (3.13), та чисельні значення критерію I_n , які відповідають кількості додаткових крайових умов n

Знайдемо границю функції (3.13):

$$\lim_{n \rightarrow \infty} I = a. \quad (3.14)$$

Якщо далі збільшувати кількість додаткових умов, то в результаті отримаємо значення критерію, яке у рамках прийнятого підходу, оцінює значення критерію (3.5) точного розв'язку оптимізаційної задачі.

Для розв'язаної задачі значення показника a лише на 0,04% відрізняється від значення критерію (3.5), яке отримане у результаті розв'язування задачі за допомогою рівняння Ейлера-Пуассона (3.7). Це означає, що запропонований підхід є досить ефективним. З його допомогою можна оцінити значення критерію, яке відповідає аналітичному розв'язку задачі [49, 50]. У практичному плані це дає змогу прийняти рішення про зупинку розрахунків коли отримане на певній ітерації значення критерію є досить близьким до параметра a моделі (3.13).

Якщо ж відмінність між цими даними є значною, то необхідно переходити до наступної ітерації, тобто збільшувати кількість додаткових крайових умов.

Наведемо результати розв'язку оптимізаційної задачі за допомогою прямого варіаційного методу при $n=9$. Графіки динамічних показників роботи механізму підйому вантажу показані на рис. 3.4.

Із графіків, які наведені на рис. 3.4, видно, що характер зміни приводного зусилля є коливним, хоча максимальне значення приводного зусилля зменшилось у порівнянні з попередніми результатами (рис. 3.2). Для усунення вказаного недоліку використаємо „опорну” функцію, на якій знайдемо мінімум критерію (3.5). Знаходження „опорної” функції пов'язане з розв'язанням такої крайової задачі:

$$\begin{cases} x_g^{XII+n} = 0; \\ x_g(0) = -\frac{m_g g}{c_k}; \quad \dot{x}_g(0) = 0; \quad \ddot{x}_g(0) = 0; \quad \ddot{\ddot{x}}_g(0) = 0; \quad x_g^{IV}(0) = 0; \\ \dot{x}_g\left(\frac{T}{2}\right) = \frac{v}{2}; \quad \ddot{x}_g\left(\frac{T}{2}\right) = \frac{v}{T} q_1; \quad x_g^i\left(\frac{T}{2}\right) = 0, \quad i=3,4,5,\dots,n; \\ x_g(T) = \frac{vT}{2} + x_g(0); \quad \dot{x}_g(T) = v; \quad \ddot{x}_g(T) = 0; \quad \ddot{\ddot{x}}_g(T) = 0; \quad x_g^{IV}(T) = 0. \end{cases} \quad (3.15)$$

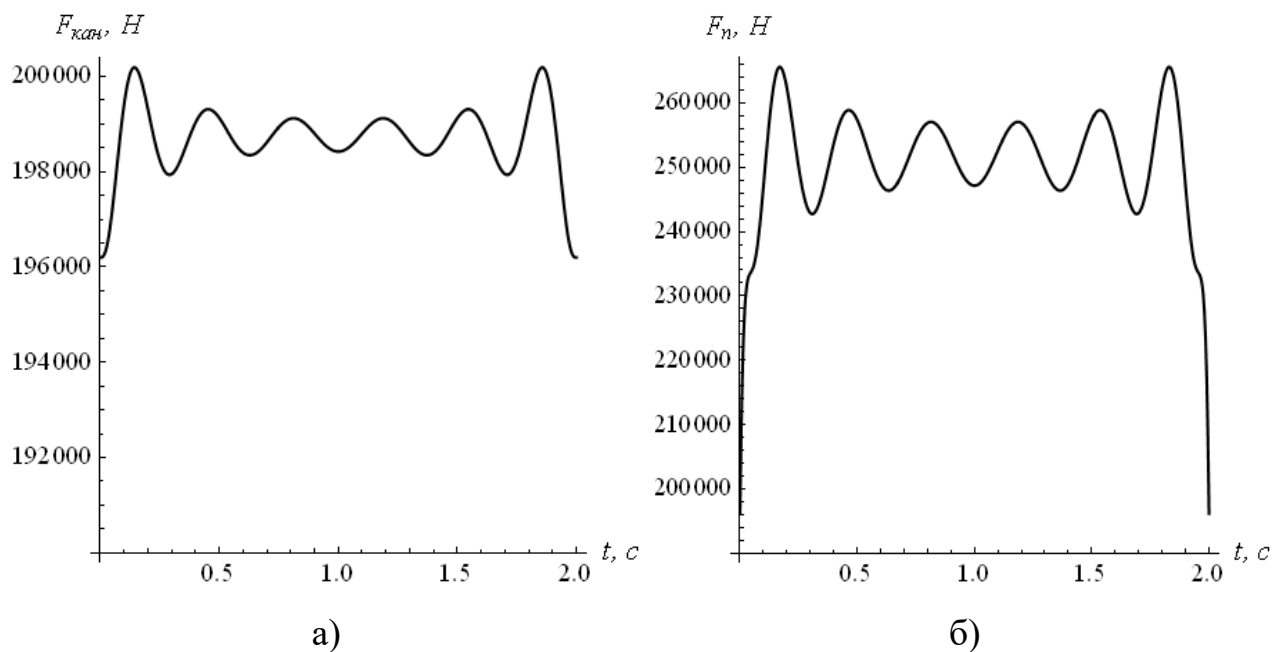


Рис. 3.4. Графіки динаміки руху системи при оптимальному керуванні:

а) зведене пружне зусилля у канаті; б) зведене зусилля приводу

Рівність нулю вищих похідних у середині часового інтервалу розгону механізму підйому вантажу дозволяє отримати оптимальний закон, який не характеризується коливаннями функції. Не будемо записувати розв'язок крайової задачі (3.15), оскільки він має значний об'єм. Підставляючи розв'язок крайової задачі у підінтегральний вираз критерію (3.5), отримаємо функцію $I=f(q_1)$. Для мінімізації цієї функції необхідно розв'язати рівняння:

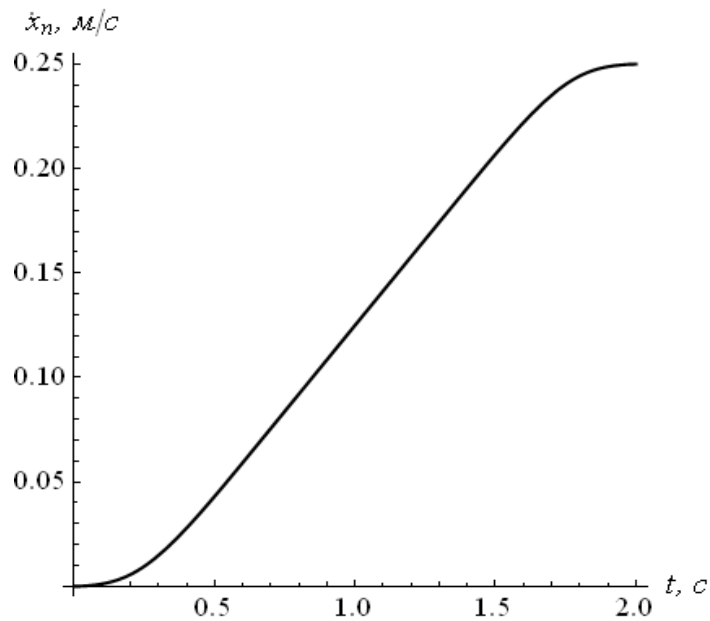
$$\frac{\partial I}{\partial q_1} = 0. \quad (3.16)$$

Розв'язок рівняння (3.16) представляється у такому вигляді:

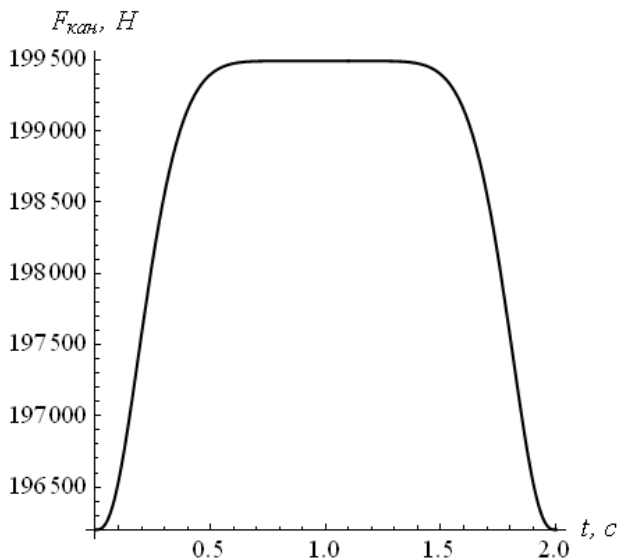
$$q_1 = (39(3999877200m_n^2m_g^2(1-\delta_1)+31543c_k^2T^4(m_g^2\delta_1+m_n^2\delta_2+(m_n+m_g)^2(1-\delta_1-\delta_2))-13933920c_k m_n m_g T^2(m_g(1-\delta_1-\delta_2)+m_n(1-\delta_1))) \times (89600(1246536m_g^2m_n^2(1-\delta_1)+13c_k^2T^4(m_g^2\delta_1+m_n^2\delta_2+(m_n+m_g)^2(1-\delta_1-\delta_2))-4524c_k m_n m_g T^2(m_g(1-\delta_1-\delta_2)+m_n(1-\delta_1))))^{-1}. \quad (3.17)$$

Підставивши знайдений вираз (3.17) у розв'язок крайової задачі (3.15), отримаємо наближений розв'язок оптимізаційної задачі. Для знайденого

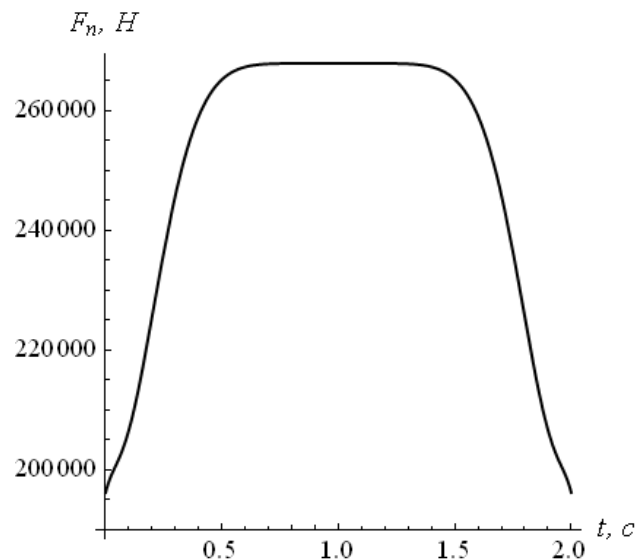
наближеного розв'язку значення критерію складає $93189593376 \text{ Н}^2\text{с}$, що лише на 1% більше аніж значення критерію, що отримано при використанні класичного варіаційного методу. На рис. 3.5 наведено графіки, які відповідають знайденому наближеному розв'язку оптимізаційної задачі. Необхідно зазначити, що наведені на рис. 3.5 функції мають властивість симетричності, що випливає з симетричності крайових умов (3.15).



а)



б)



в)

Рис. 3.5. Графіки динаміки руху системи при оптимальному керуванні:

- а) швидкість руху зведеної маси приводу; б) зведене пружне зусилля у канаті;
в) зведене зусилля приводу

Для отримання оптимальної функції прискорення приводу при гальмуванні двигуна необхідно лише змінити знак цієї функції. Таким чином, немає необхідності виконувати постановку та розв'язування задачі оптимального керування для оптимального гальмування механізму підйому вантажу у режимі підйому „з вісу”. Крім того, можна зробити ще одне узагальнення: зміна знаку динамічної складової приводного зусилля в режимі підйому вантажу дозволяє отримати оптимальний закон руху крана для режиму опускання вантажу. Для того, щоб оцінити ефективність практичного використання оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу необхідно провести моделювання руху механізму.

3.2. Аналіз задачі оптимізації режиму підйому вантажу „з вісу” (візок знаходиться посередині кранового моста)

Проведемо постановку та аналіз задачі оптимального підйому вантажу „з вісу” при умові, що візок знаходиться посередині кранового моста. Для усунення коливань зведеної маси моста та вантажу на гнучкому підвісі необхідно забезпечити виконання умов:

$$\begin{cases} x_n(T) = s; \dot{x}_n(T) = v; \\ x_m(T) = -\frac{(m_m + m_g)g}{c_m}; \dot{x}_m(T) = 0; \\ x_g(T) = s - \frac{(m_m + m_g)g}{c_m} - \frac{m_g g}{c_k}; \dot{x}_g(T) = v. \end{cases} \quad (3.18)$$

Диференціальні рівняння, які описують рух системи при підйомі вантажу у режимі „з вісу” за умови, що вантажний візок знаходиться посередині кранового моста (без врахування дисипативних зусиль) мають такий вигляд:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n + c_k (x_n + x_m - x_m(0) - x_g + x_g(0)) = F_n; \\ c_k (x_n + x_m - x_m(0) - x_g + x_g(0)) + m_m (\ddot{x}_m + g) + c_m x_m = 0; \\ m_g (\ddot{x}_g + g) - c_k (x_n + x_m - x_m(0) - x_g + x_g(0)) = 0. \end{cases} \quad (3.19)$$

З другого та третього рівнянь системи (3.19) сформуємо одне диференціальне рівняння:

$$\ddot{x}_m + \frac{m_g}{c_m} \dot{x}_m = -\frac{m_g}{m_m} \ddot{x}_g - g\left(\frac{m_g}{m_m} + 1\right). \quad (3.20)$$

Нехай відомо закон руху приводу, який доставляє мінімум деякому оптимізаційному критерію. Сутність критерію нас не цікавить. Надалі, використовуючи третє рівняння системи (3.19), можемо сформувати праву частину неоднорідного диференціального рівняння (3.20). Розв'язок рівняння (3.20) необхідно шукати при забезпеченні початкових умов (2.11), тобто необхідно розв'язати задачу Коші. Розв'язок задачі Коші не передбачає забезпечення наперед заданих кінцевих умов (3.18).

Однак, можна підібрати тривалість дії зовнішнього збурення для того, щоб вона була кратною періоду вільних коливань зведеної маси кранового моста. Період вільних коливань зведеної маси кранового моста знаходиться з такого виразу:

$$T_m = \frac{2\pi}{\Omega_m} = 2\pi \sqrt{\frac{m_m}{c_m}}, \quad (3.21)$$

де Ω_m – частота власних коливань зведеної маси кранового моста. Це дозволить усунути коливання зведеної маси кранового моста. Для повного обґрунтування цієї можливості необхідно визначити порядок величини T_m . Оскільки частота власних коливань зведеної маси моста Ω_m складає десятки Герц, то період коливань T_m має порядок десятих долей секунди. Забезпечення зовнішнього збурення (правої частини диференціального рівняння (3.20)), яке б було кратним таким величинам виконати неможливо, оскільки при цьому потрібно надзвичайно точно керувати крутним моментом приводного двигуна. Практично це неможливо виконати через дію неврахованих факторів (наприклад, через інерційність електромагнітних

контурів електродвигуна механізму підйому вантажу, зазорів у зачепленнях, неточності визначення параметрів системи тощо).

Таким чином, забезпечити усунення коливань зведеної маси кранового моста у кінці перехідного режиму розгону механізму підйому вантажу неможливо через обмеження практичного характеру. Якщо коливання зведеної маси кранового моста у кінці перехідного процесу будуть присутні, то вони через гнучкий підвіс будуть передаватись на зведену масу вантажу, яка також буде коливатись. Одним із способів зниження амплітуди небажаних коливань вантажу та кранового моста є подовження тривалості перехідного режиму. Однак, при цьому знижується продуктивність роботи механізму підйому вантажу.

У подальших дослідженнях використаємо результати, які були отримані при оптимізації режиму підйому вантажу (вантажний візок знаходиться посередині кранового моста), а саме функцію-розв'язок крайової задачі (3.15) та коефіцієнт (3.17). Вибір саме такої функції пов'язаний з тим, що вона мінімізує критерій (3.5), який відображає найважливіші небажані показники руху механізму підйому вантажу.

3.3. Оптимізація режиму підйому вантажу „з підхватом”

Оптимізацію режиму підйому вантажу „з підхватом” необхідно виконувати для кожного етапу окремо, оскільки вони описуються різними системами диференціальних рівнянь. Перший етап характеризується вибором слабину канату, він описується диференціальним рівнянням (2.1). Зазначимо, що для такої простої математичної моделі вже відомі закони оптимального керування її рухом, які можна знайти у роботах [13, 51-60]. Однак, ці результати не можна використати для режиму вибору слабину канату, оскільки кінцеві умови руху для відомих результатів [13, 51-60] не співпадають з кінцевими умовами руху зведеної маси приводу для першого етапу:

$$\begin{cases} x_n(t_n) = s_n < l_{cl}; \\ \dot{x}_n(t_n) = v_n, \end{cases} \quad (3.22)$$

де v_n – посадочна швидкість руху зведеної маси приводу (швидкість, при якій відбувається натяг канату при його підйомі);

s_n – положення зведеної маси приводу у момент досягнення нею швидкості v_n ;

l_{cl} – слабина канату;

t_n – тривалість руху зведеної маси приводу до досягнення нею швидкості v_n .

Критерієм оптимізації для першого етапу руху зведеної маси приводу є інтегральний функціонал:

$$\left[\frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} F_n^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} m_n^2 \ddot{x}_n^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{m_n^2}{t_n} \int_0^{t_n} \ddot{x}_n^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.23)$$

Мінімізація критерію (3.23) дозволяє зменшити змінні електричні втрати у електроприводі механізму підйому вантажу. Крім інтегрального критерію (3.23) поставимо ще термінальні критерії:

$$\begin{cases} F_n^2(0) \rightarrow \min; \\ F_n^2(t_n) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (3.24)$$

Критерії (3.24) забезпечують відсутність ударів у кінематичних зачепленнях приводу механізму підйому вантажу. Для розв'язування оптимізаційної задачі (5.1), (3.22)-(3.24) використаємо прямий варіаційний метод [46]. Варіаційне числення [45] не дозволяє забезпечити мінімізацію критерію (3.23) та критеріїв (3.24) одночасно. Для того, щоб знайти наближений розв'язок поставленої оптимізаційної задачі знайдемо розв'язок крайової задачі:

$$\begin{cases} x_n = 0; \\ \begin{cases} x_n(0) = 0; \quad \dot{x}_n(0) = 0; \quad \ddot{x}_n(0) = 0; \\ \dot{x}_n(\frac{t_n}{2}) = v_{ном}; \quad x_n^i(\frac{t_n}{2}) = 0, \quad i = 2, 3, \dots, n; \\ x_n(t_n) = s_n; \quad \dot{x}_n(t_n) = v_n; \quad \ddot{x}_n(t_n) = 0, \end{cases} \end{cases} \quad (3.25)$$

де n – кількість додаткових крайових умов;

$v_{пром}$ – проміжна швидкість руху зведеної маси приводу (якщо слабина канату значна, то для зменшення тривалості вибору слабину канату величина $v_{пром}$ може перевищувати номінальну швидкість руху зведеної маси приводу).

Рівність нулю вищих похідних у середині часового інтервалу розгону зведеної маси приводу дозволяє отримати оптимальний закон руху, який не характеризується коливаннями, що позитивно відображається на динаміці руху приводу.

Крім того, рівність нулю другої похідної функції у моменти часу $t=0$ та $t=t_n$ забезпечує абсолютні мінімуми критеріїв (3.24).

Розв'язок крайової задачі (3.25) має такий вигляд:

$$x_n = \frac{t^3}{3t_g^9} (3s_n (1120t^6 - 5040t^5t_n + 9360t^4t_n^2 - 9240t^3t_n^3 + 5166t^2t_n^4 - 1575tt_n^5 + 210t_n^6) - (t - t_n)t_n (528t_n^5 - 1788t_n^4t_n + 2412t_n^3t_n^2 - 1648t_n^2t_n^3 + 581tt_n^4 - 88t_n^5) \times v_n - 384t_n(t_n - t)^3(-6t^3 + 9t^2t_n - 5tt_n^2 + t_n^3)v_{пром}). \quad (3.26)$$

Підставляючи залежність (3.26) у підінтегральний вираз критерію (3.23), отримуємо функцію $I=f(v_{пром})$ для мінімізації якої необхідно розв'язати рівняння:

$$\frac{\partial I}{\partial v_{пром}} = 0. \quad (3.27)$$

Розв'язок рівняння (3.27) має такий вигляд:

$$v_{пром} = \frac{3990 s_n - 587 t_n v_n}{2816 t_n}. \quad (3.28)$$

Вираз (3.28) дає змогу визначати проміжну швидкість $v_{пром}$ руху приводу при заданих значеннях параметрів: величини t_n (змінюючи параметр t_n можна змінювати максимальне приводне зусилля); посадочної швидкості v_n (вона визначається умовою зменшення динамічного зусилля у канаті на етапі його

натягу або умовою зменшення динамічного зусилля у основі на етапі її навантаження); величини s_n (значення s_n залежить від величини слабину канату; величина s_n повинна завжди бути меншою, ніж слабина канату, оскільки це забезпечує перехід приводу на проміжну швидкість $v_{пром}$ до початку натягу канату).

Підставляючи вираз (3.28) у закон (3.26) отримаємо наближений розв'язок оптимізаційної задачі.

Проілюструємо отриманий розв'язок графіками (рис. 3.6). Графіки на рис. 3.6 побудовані при наступних параметрах: $t_n=6$ сек; $v_n=0,05$ м/с; $s_n=3$ м.

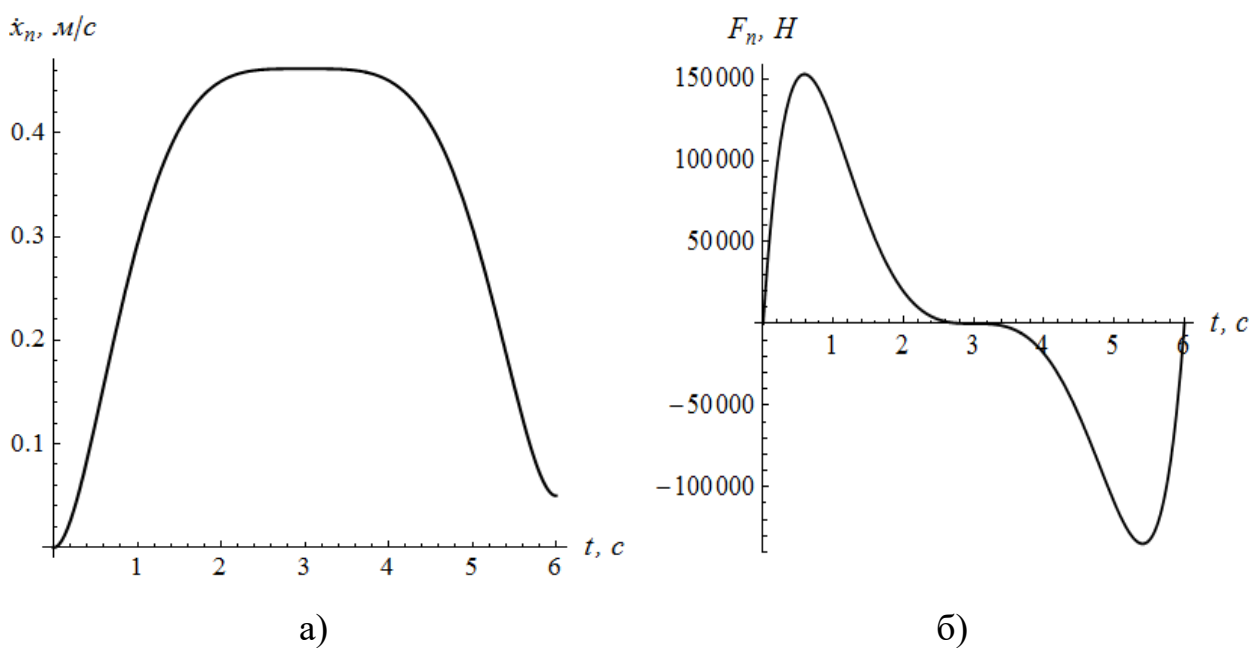


Рис. 3.6. Графіки функцій: а) швидкість зведеної маси приводу;
б) приводне зусилля

Аналіз графіків на рис. 3.6 показує, що вони плавно змінюються в часі. Практична реалізація таких законів не буде супроводжуватись значними динамічними навантаженнями. Необхідно зазначити, що проміжна швидкість руху зведеної маси приводу більша аніж її номінальна швидкість. Перевищення номінальної швидкості руху зведеної маси приводу можливе завдяки тому, що на першому етапі руху системи її привод не навантажений моментом опору від ваги вантажу. У цьому випадку потужність, яку споживає приводний механізм, є незначною навіть при перевищенні

номінальної швидкості руху приводу. З іншого боку, збільшена швидкість приводу є небажаною, оскільки при цьому значно збільшується навантаження на підшипникові вузли та зубчасті зачеплення механізму підйому вантажу.

Якщо слабина канату є незначною, то необхідно щоб швидкість зведеної маси приводу змінювалась від нуля до значення v_n . Для забезпечення цих умов розв'яжемо крайову задачу:

$$\begin{cases} VI \\ x_n = 0; \\ \begin{cases} x_n(0) = 0; \dot{x}_n(0) = 0; \ddot{x}_n(0) = 0; \\ x_n(t_n) = \frac{v_n t_n}{2}; \dot{x}_n(t_n) = v_n; \ddot{x}_n(t_n) = 0. \end{cases} \end{cases} \quad (2.29)$$

Розв'язок крайової задачі (3.1) представляється у такому вигляді:

$$x_n = \frac{t^3(t - 2t_n)v_n}{2t_n^3}. \quad (3.30)$$

Функція (2.29) доставляє мінімум критерію (3.23) при забезпеченні абсолютних мінімумів критеріїв (3.24). Графік першої похідної функції (2.29) за часом наведено на рис. 3.7.

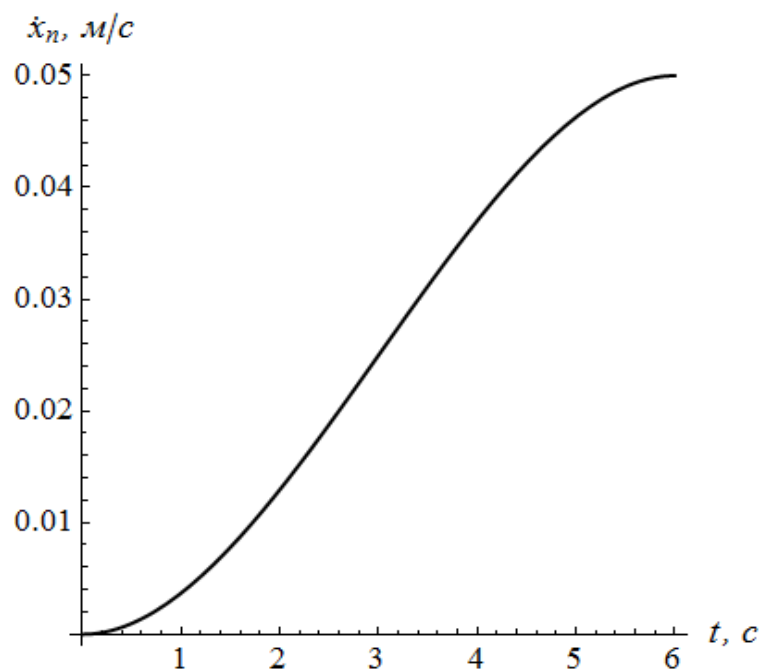


Рис. 3.7. Графік функції швидкості руху зведеної маси приводу

Із графіка на рис. 3.7 видно, що розгін приводу до швидкості v_n виконується плавно, що знижує рівень динамічної навантаженості елементів приводу механізму підйому вантажу.

Після того, як зведена маса приводу досягла швидкості v_n вона продовжує певний час рухатись для того, щоб повністю вибрати слабіну канату. Коли слабіна канату вибрана здійснюється натяг канату.

Отже, натяг канату відбувається на швидкості v_n . Невелика швидкість руху приводу на етапі натягу канату зумовлює те, що динамічне зусилля, яке діє у канаті, є незначним. Після того, як канат прийняв навантаження від ваги вантажу (вантаж вже не взаємодіє з основою, що характерно для третього етапу руху системи) вантаж продовжує рух на швидкості v_n . Для підвищення продуктивності роботи крана необхідно збільшити швидкість підйому вантажу, тобто забезпечити перехід приводу із швидкості v_n на швидкість v . При цьому необхідно, щоб закони руху окремих зосереджених мас досліджуваної системи забезпечували наступні умови:

$$\begin{cases} x_n(t_{n.p.v.}) = x_e(t_{n.p.v.}) + \frac{m_e g}{c_k}; & x_m(t_{n.p.v.}) = -\frac{(m_m + m_e)g}{c_m}; \\ \dot{x}_n(t_{n.p.v.}) = \dot{x}_e(t_{n.p.v.}) = v_n; & \dot{x}_m(t_{n.p.v.}) = 0; \\ x_n(t_{3.p.v.}) = x_e(t_{3.p.v.}) + \frac{m_e g}{c_k}; & x_m(t_{3.p.v.}) = x_m(t_{n.p.v.}); \\ \dot{x}_n(t_{3.p.v.}) = \dot{x}_e(t_{3.p.v.}) = v; & \dot{x}_m(t_{3.p.v.}) = 0, \end{cases} \quad (3.31)$$

де $t_{n.p.v.}$ – момент початку розгону зведеної маси приводу до швидкості v ;
 $t_{3.p.v.}$ – момент закінчення розгону зведеної маси приводу до швидкості v .
 Математична модель руху системи на цьому етапі описується системою диференціальних рівнянь (3.6). За виключенням останнього рівняння, яке описує коливний рух зведеної маси основи, та за умови, що $k_k = k_m = 0$ математична модель (3.6) співпадає з системою рівнянь (3.19). Таким чином, результати аналізу математичної моделі (3.19), який проведено у п. 3.2, можна поширити і на цей випадок. Отже, забезпечити кінцеві умови руху окремих зосереджених мас (3.31) неможливо.

Для даного етапу руху системи використаємо отриманий у п.п. 3.1.2 оптимальний закон руху зведеної маси вантажу (розв'язок крайової задачі (3.10) з параметрами s і q_1 , який описується виразом (3.12)).

Таким чином, оптимальний режим підйому вантажу у режимі „з підхватом” описується за допомогою кусочної функції. Для оцінки ефективності використання цієї функції на практиці необхідно провести серію розрахункових експериментів.

3.4. Планування розрахункових експериментів

Об'єктом розрахункових експериментів є математична модель руху досліджуваної системи із врахуванням режиму підйому/опускання вантажу („з підхватом” або „з вісу”). При проведенні розрахункових експериментів був врахований характер зміни частоти та напруги живлення двигуна (зміна вказаних електричних параметрів відбувається за виведеним вище оптимальним законом: частота напруги живлення змінюється пропорційно зміні швидкості руху зведеної маси приводу). Крім того, для всіх розрахункових експериментів проведено уточнення законів керування, для чого використано алгоритм, який наведено у Додатку А.

Для того, щоб оцінити ефективність використання оптимального закону руху механізму підйому вантажу проведемо дві серії розрахункових експериментів при різних умовах:

- 1) підйом/опускання вантажу „з підхватом” за умови, що вантажний візок знаходиться посередині кранового моста. Зупинка приводу механізму при опусканні вантажу починається у момент коли вантаж знаходиться на основі і створена певна слабина канату;
- 2) підйом вантажу „з вісу” за умови, що вантажний візок знаходиться посередині кранового моста. У попередньому розділі встановлено, що розташування візка на крановому мості незначно впливає на динамічні навантаження у канаті. Тому отримані для цього режиму результати

можна поширити на випадок коли візок знаходиться біля однієї з опор крана.

Для всіх розрахункових експериментів приймемо, що максимальна довжина гнучкого підвісу не більша 5 метрів. Зведена маса вантажу рівна 20 тон.

Для першої серії розрахункових експериментів незалежними факторами є: тривалість часу t_n (варіюється на рівнях 4, 6 та 8 сек), тривалість часу T (варіюється на рівнях 1, 3 та 5 сек) та початкова напруга живлення двигуна U_0 (варіюється на рівнях $0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$). На відміну від попередніх розрахункових експериментів нульовий рівень фактору U_0 не використовувався. Це пов'язано з тим, що при нульовій початковій напрузі живлення двигуна його електромагнітний момент є невеликим: він не дозволяє створити достатнє зусилля для підйому вантажу масою 20 тон. Для розрахункових експериментів, які проведені у четвертому розділі величина слабину канату рівна 6,27 м. Ця ж величина слабину канату використана у розрахункових експериментах у даному розділі.

Зміна фактору тривалості часу t_n призводить до того, що максимальне значення швидкості руху приводу на цьому етапі змінюється. Це впливає на максимальне значення частоти напруги живлення двигуна: при $t_n=4$ сек воно рівне 95 Гц, при $t_n=6$ сек – 62 Гц, при $t_n=8$ сек – 44 Гц (рис. 3.8).

У сучасних частотних перетворювачах при збільшенні частоти напруги живлення електродвигуна вище 50 Гц амплітуда напруги не змінюється – вона рівна амплітуді номінальної напруги двигуна, про що свідчать дані лабораторного експерименту, який описано у Додатку Б. Таким чином, напруга живлення електродвигуна змінюється в залежності від частоти за виразом:

$$U_{живл} = \begin{cases} U_0 + (U_{ном} - U_0) \frac{f}{f_{ном}}, & \text{якщо } f \leq f_{ном}; \\ U_{ном}, & \text{якщо } f > f_{ном}. \end{cases} \quad (3.32)$$

Із залежності (3.32) випливає те, що величина напруги живлення двигуна $U_{живл}$ є нелінійною функцією частоти f напруги живлення.

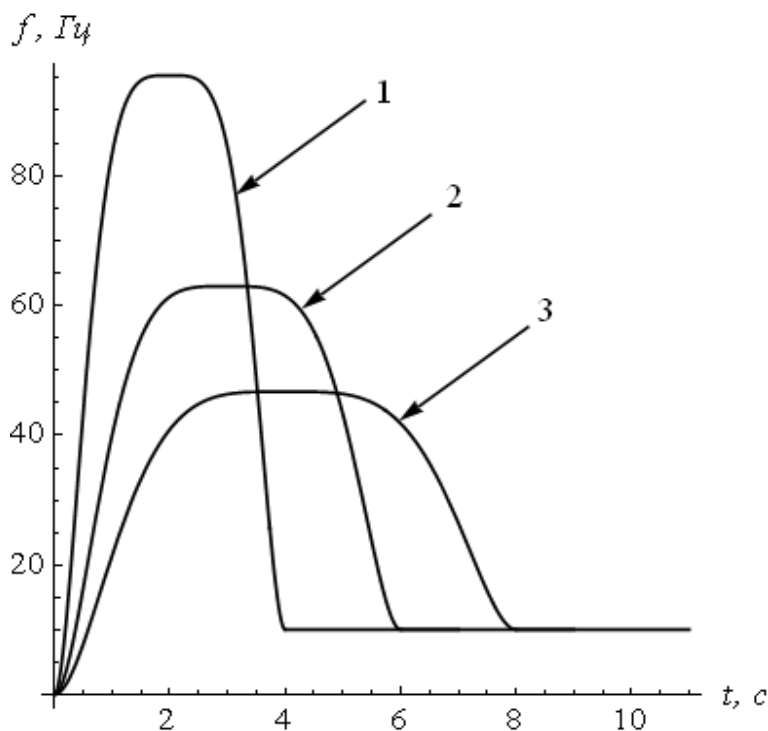


Рис. 3.8. Графіки зміни частоти напруги живлення двигуна протягом першого етапу: 1 – для $t_n=4$ сек; 2 – для $t_n=6$ сек; 3 – для $t_n=8$ сек

Для того, щоб наглядно оцінити характер зміни частоти та напруги живлення двигуна протягом циклу підйому/опускання вантажу у режимі „з підхватом” на рис. 3.9 наведено графіки цих функцій. На рис. 3.9 графіки побудовані при таких параметрах: $t_n=4$ сек; $U_0=0,1U_{ном}$; $T=5$ сек.

Незалежними факторами для другої серії розрахункових експериментів є: тривалість часу T (варіюється на рівнях 1, 3 та 5 сек) та початкова напруга живлення двигуна U_0 (варіюється на рівнях 0, $0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$). Загальна кількість розрахункових експериментів складає $2 \cdot 3^2 + 3^2 = 27$.

Для підйому/опускання вантажу у режимі „з вісу” при проведенні розрахункових експериментів враховано, що до початку руху зосереджених мас системи на обмотки двигуна подається напруга для створення електромагнітного моменту. Це необхідно для того, щоб не допустити опускання вантажу під дією власної ваги.

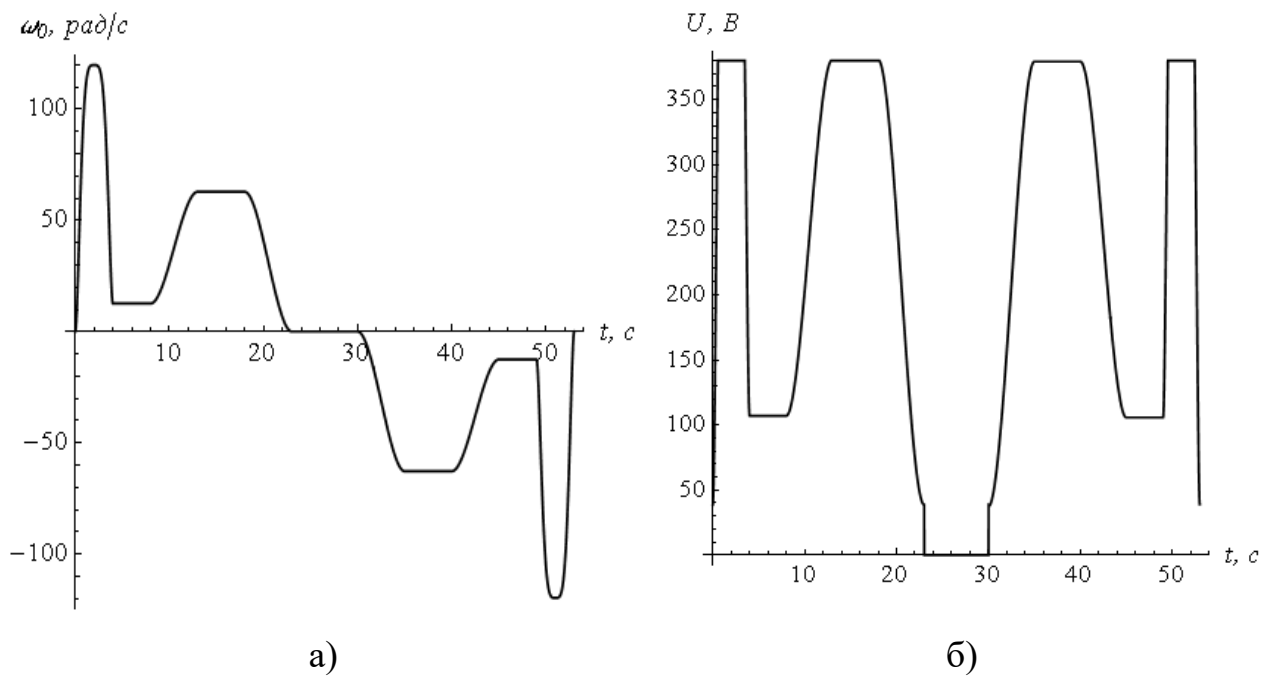


Рис. 3.9. Графіки параметрів двигуна протягом всього циклу підйому/опускання вантажу у режимі „з підхватом”: а) швидкість ідеального холостого ходу; б) діюче значення напруги живлення двигуна

Для оцінки результатів проведення розрахункових експериментів використано показники, які описані у п. 2.3.

3.5. Аналіз руху динамічної системи при оптимальному частотному керуванні електроприводу механізму підйому вантажу

3.5.1. Підйом/опускання вантажу у режимі „з підхватом”

Показники, які відповідають першій серії розрахункових експериментів, наведені у таблиці 3.3. Два значення показника у кожній комірці табл. К.1 відповідають початковим напругам живлення двигуна $0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$. Всі розрахункові експерименти, які входять у першу серію, характеризуються однаковою швидкістю руху приводу під час підйому вантажу з основи та при його опусканні на неї. Це зумовлює те, що динамічні

показники для всіх розрахункових експериментів не змінюються при зміні незалежних експериментальних факторів.

Таблиця 3.3

Енергетичний та електричні оціночні показники при підйомі вантажу „3 підхватом” за умови, що вантажний візок знаходиться посередині кранового моста

ПОКАЗНИКИ		Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу, сек		
		1	3	5
1		2	3	4
Тривалість часу $t_n=4$ секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	467383	170828	192176
		183113	173542	191280
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	4,02	1,21	1,90
		3,99	2,08	4,09
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{max}	5,18	5,18	5,18
		5,14	5,14	5,14
Тривалість часу $t_n=6$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	467494	170863	192203
		183124	173554	198881
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	2,56	2,36	2,36
		2,42	2,25	2,21
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{max}	4,98	4,98	4,98
		1,91	1,91	1,91
Тривалість часу $t_n=8$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	467519	170871	192217
		183129	173558	196760
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	2,56	1,94	1,94
		2,42	2,07	2,07

Продовж. табл. 3.3

1		2	3	4
Елект- ричні	Кратність максимального струму	2,78	2,78	2,78
	двигуна, \tilde{I}_{\max}	1,60	1,60	1,60

Динамічні оціночні показники для першої серії розрахункових експериментів винесено у таблицю 3.4.

Таблиця 3.4

Динамічні оціночні показники при підйомі вантажу „з підхватом” за умови, що вантажний візок знаходиться посередині кранового моста

ПОКАЗНИК	ЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКА
Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{m.\max}$	1,04
Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{k.\max}$	1,04
Кратність максимального зусилля у основі $\tilde{F}_{o.\max}$	1,05

3.5.2. Підйом/опускання вантажу у режимі „з вісу”

Всі значення показників, що відповідають розрахунковим експериментам, які проведені для оптимального керування приводом при підйомі/опусканні вантажу „з вісу”, наведено у таблиці 3.5.

Три значення показника у кожній комірці таблиці 3.4 відповідають початковим напругам живлення двигуна $0, 0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$. При проведенні розрахункових експериментів встановлено, що зміна фактора U_0 не має впливу на показник витрат енергії E . Тому три значення показника E у кожній комірці табл. 3.5 відповідають трьом рівням незалежного фактора U_0 .

Проведемо аналіз оціночних показників при оптимальному керуванні режимом підйому та опускання вантажу „з підхватом” та „з вісу”. Головна мета проведеного аналізу полягає у тому, щоб встановити ступінь зменшення

небажаних оціночних показників руху системи у порівнянні з результатами, які отримані у попередньому розділі.

Таблиця 3.5.

Оціночні показники при підйомі вантажу „з вісу” за умови, що вантажний візок знаходиться посередині кранового моста

ПОКАЗНИКИ		Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу, сек		
		1	3	5
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	241018	243493	430136
		230000	242933	398118
		222114	218386	331389
Динамічні	Кратність максимального зведеного зусилля у мості $\tilde{R}_{м.маx}$	1,04	1,02	1,02
	Кратність максимального зведеного зусилля у канаті $\tilde{F}_{к.маx}$	1,08	1,06	1,04
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{маx}$	5,01	3,42	3,51
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{маx}$	3,63	3,73	3,83

3.5.3. Аналіз витрат енергії

Аналіз енергетичних показників, які відповідають розрахунковим експериментам для підйому/опускання вантажу у режимі „з підхватом” показує, що вони значно залежать від параметрів T і в меншій мірі від U_0 . При $T=5$ сек електромеханічні перехідні процеси затягуються, що викликає довше протікання вільних струмів в обмотках електродвигуна. Незначна величина параметра T (наприклад $T=1$ сек) викликає відносно великі витрати електроенергії, які спричиняють нагрівання обмоток електродвигуна.

У рамках проведених розрахункових експериментів найбільш енергоефективним є цикл підйому/опускання вантажу при наступних параметрах процесу: тривалість етапу вибору слабину канату $t_n=4$ сек, тривалість розгону та гальмування двигуна $T=3$ сек, початкова напруга

живлення двигуна $U_0=0,1U_{ном}$. При таких параметрах енерговитрати рівні 170828 Дж. Перейдемо до аналізу енергетичних показників для режиму підйому/опускання у режимі „з вісу”. Збільшення параметру T викликає зростання енерговитрат на виконання переміщення вантажу. Крім того, зростання початкової напруги живлення двигуна сприяє незначному зниженню енерговитрат. Найменші енерговитрати (242651 Дж) при підйомі/опусканні вантажу „з вісу” відповідають таким параметрам процесу: $T=3$ сек, $U_0=0,3U_{ном}$. Зниження енергоспоживання електроприводу механізму підйому вантажу пов’язано зі зниженням енергетичних втрат в приводному двигуні. Таким чином, для режимів підйому/опускання вантажу у режимах „з вісу” та „з підхватом” бажано збільшувати початкову напругу живлення приводного двигуна. Загалом перехід на оптимальні режими руху механізму підйому вантажу при раціональному налаштуванні параметрів T та U_0 дозволяє підвищити енергетичну ефективність роботи механізму.

3.5.4. Аналіз динамічних показників

Для того, щоб проаналізувати динамічні показники роботи механізму підйому вантажу у режимі „з підхватом” необхідно порівняти дані занесені у табл. 2.6 та табл. 3.4. Аналіз показує, що зниження динамічних зусиль у елементах системи складає: 16% – для максимального зведеного зусилля у мості; 34% – для максимального зведеного зусилля у канаті; 7% – для максимального зведеного зусилля у основі. Загалом, при моделюванні оптимального керування рухом механізму підйому вантажу у режимі „з підхватом” динамічні навантаження у канаті, мості та основі лише на 4-5% більші аніж статичні (рис. 3.10).

Зусилля, які виникають у основі при взаємодії з нею вантажу, також знижуються. Якщо основою на яку опускається вантаж є платформа транспортного засобу (вагон, причеп, кузов автомобіля), то зниження

динамічних навантажень сприяє збільшенню довговічності підвіски транспортного засобу.

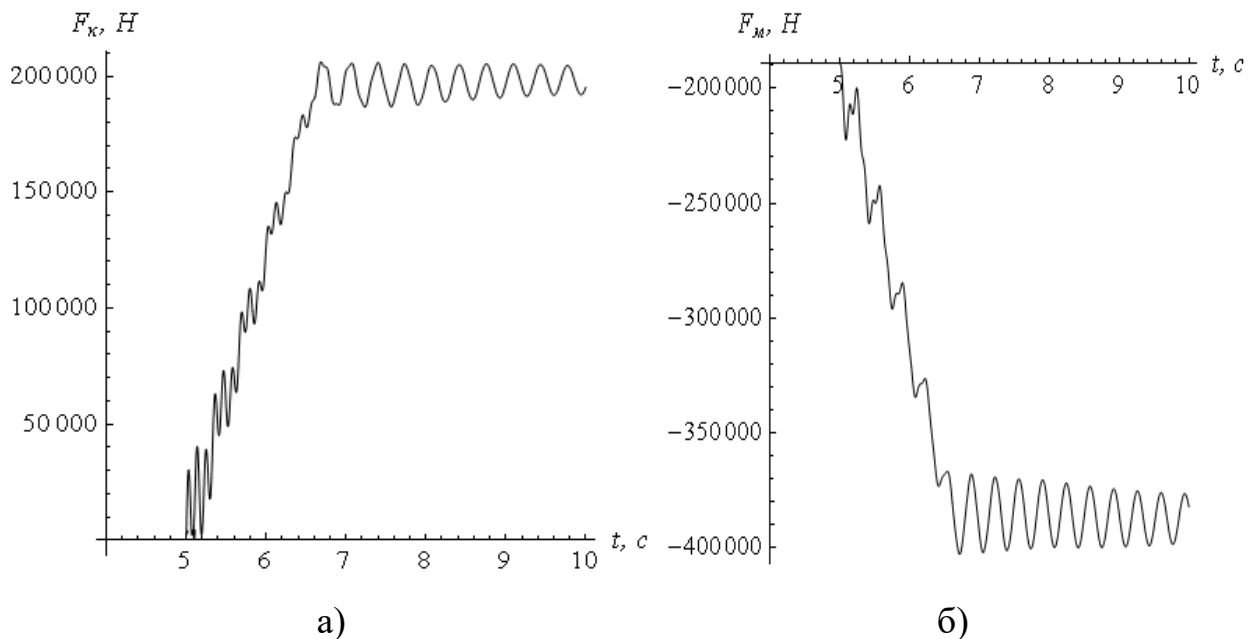


Рис. 3.10. Графіки зміни зведених зусиль у кранових елементах при навантаженні їх вагою вантажу: а) в канаті; б) в крановому мості

Зниження динамічних навантажень у елементах системи пов'язано зі зниженням швидкості посадки вантажу на основу і піднімання вантажу з неї. При виборі посадочної швидкості руху приводу необхідно вибирати таке значення v_n , щоб продуктивність роботи механізму була достатньо високою, а динамічні зусилля у елементах системи – незначними.

3.5.5. Аналіз електричних показників

Аналіз максимального значення струму двигуна у режимі підйому вантажу „з підхватом” показує, що для зменшення піків струму необхідно збільшувати параметри U_0 та t_n . Величина параметра T не впливає на максимальне значення струму двигуна. Раціональне налаштування параметрів U_0 та t_n дає змогу значно зменшити максимальне значення струму та тривалість його протікання. При налаштуванні тривалості вибору слабину

канату необхідно враховувати те, що збільшення цього параметру призводить до зниження максимального струму.

Електромагнітний момент значно залежить від тривалості етапу вибору слабину канату. Отже, для зменшення максимального електромагнітного моменту двигуна необхідно збільшувати параметр t_n . Електричні показники для оптимального керування гірші, ніж для стандартних законів зміни частоти напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу, які досліджені у попередньому розділі. Для оптимального керування рухом механізму підйому вантажу в режимі „з вісу” максимальне значення електромагнітного моменту при переході на оптимальне керування збільшилось в середньому на 8,1%. Для режиму підйому вантажу „з підхватом” перехід на оптимальне керування зумовлює збільшення максимального значення струму двигуна в середньому на 32,1%. Максимальні значення електромагнітного моменту двигуна збільшились на 10-46,7%.

Висновки до третього розділу

1. Для режиму підйому вантажу у режимі „з вісу” виконано постановку та аналіз задачі оптимального керування рухом динамічної системи „механізм підйому вантажу - вантаж”. Поставлена задача розв’язана за допомогою класичного варіаційного числення та за допомогою прямого варіаційного методу.
2. Використовуючи метод нелінійної регресії, встановлено характер зміни величини оптимізаційного критерію в залежності від кількості умов у крайовій задачі, на розв’язку якої шукається наближений розв’язок варіаційної задачі. Встановлено, що оцінка значення оптимізаційного критерію, яка отримана в результаті запропонованого підходу, лише на 0,04% відрізняється від значення критерію, яке отримане у результаті аналітичного розв’язування варіаційної задачі. Запропонований підхід дає змогу прийняти рішення про зупинку розрахунків у випадку, коли отримане на певній ітерації значення критерію є досить близьким до оцінки його „точного” значення. У іншому випадку необхідно ускладнювати задачу, тобто переходити до наступної ітерації.
3. На основі аналізу математичної моделі руху системи „крановий міст - механізм підйому вантажу - вантаж” встановлена неможливість забезпечення умов усунення коливань зведених мас системи у кінці режиму розгону механізму підйому вантажу.
4. Для етапу вибору слабину канату у режимі підйому/опускання вантажу „з підхватом” виконано постановку та розв’язання задачі оптимального керування механізмом підйому вантажу.
5. Здійснено планування розрахункових експериментів для режимів підйому вантажу „з підхватом” та „з вісу”. Вибрано незалежні фактори та рівні їх варіювання. Розраховано енергетичний, динамічні та електричні показники, за якими оцінено ефективність роботи механізму підйому вантажу при оптимальному керуванні його рухом.

6. Аналіз динамічних оціночних показників виявив значне зниження динамічних зусиль у канаті, крановому мості та основі, на яку опускається вантаж. Динамічні навантаження у вказаних елементах лише на 4-5% більші за статичні навантаження, що дозволяє збільшити їх надійність та довговічність. Зниження динамічних зусиль досягається за рахунок зниження швидкості набігання канату на барабан на етапі навантаження канату (підйом вантажу) або збігання канату з барабану при розвантаженні канату (опускання вантажу).
7. Встановлено, що електричні показники для оптимального керування погіршились у порівнянні з стандартними законами зміни частоти напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу.

РОЗДІЛ 4

ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА МЕТОДИКА ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

4.1. Характеристика об'єктів експериментальних досліджень

Для того, щоб провести оцінку динаміки руху механізмів підйому вантажу та переміщення крана необхідно провести експериментальні дослідження. Всі експериментальні дослідження, які описані у даному розділі, були проведені на базі ремонтної майстерні Відокремленого підрозділу НУБіП України „Агрономічна дослідна станція” (с. Пшеничне, Васильківського р-ну Київської обл.).

Метою проведення експериментальних досліджень є встановлення характеру зміни динамічних, кінематичних, енергетичних та електричних параметрів при виконанні підйому (опускання) вантажу і переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі при різних способах керування електричними двигунами (прямий пуск, частотне керування та частотне керування з реалізацією оптимальних законів руху системи). Об'єктом досліджень є вантажопідйомний мостовий кран, який виконує переміщення вантажу та навантажувально-розвантажувальні роботи на кузов вантажного автомобіля ГАЗ-53 (рис. 4.1). Мостовий кран переміщується вздовж ремонтного цеха по металевих балках, які з'єднані з колонами будівлі. Вантажопідйомність крана складає 3,2 тон. Прольот балки, яка виконана з двотавру №45, дорівнює 10,5 метрів. На двотавровій балці рухається крановий візок масою 450 кг. Максимальна висота підйому мостового крана складає 6 метрів, номінальна швидкість підйому вантажу – 8 м/хв. Механізм підйому вантажу приводиться в рух електродвигуном 4АВС132А4Э потужністю 5 кВт. Номінальна швидкість обертання двигуна – 1390 об/хв. Передаточне число редуктора механізму підйому вантажу 73,4.



Рис. 4.1. Зовнішній вигляд об'єкта експериментальних досліджень

Для керування рухом електродвигунів кранових механізмів використано частотні перетворювачі FR-D700 та FR-E700 виробника Mitsubishi Electric, технічні характеристики яких наведені у таблиці 4.1 [61, 62]. Принципова електрична схема електроцита керування частотними перетворювачами та опис її роботи наведено у Додатку В.

Таблиця 4.1.

Технічні характеристики частотних перетворювачів FR-D700 та FR-E700
виробника Mitsubishi Electric

Параметр	Значення параметра для частотних перетворювачів	
	FR-D700	FR-E700
Потужність, кВт	3,7	2,2
Номінальний вихідний струм, А	8	6
Перевантаження	150% при 60 сек; 200% при 3 сек	
Напруга живлення, В	380	
Діапазон вихідних частот, Гц	0,2...400	
Час розгону/гальмування, сек	0,1...3600	
Тип характеристики розгону/гальмування	лінійна, S-подібна, подвійна S-подібна	
Керування	зовнішнє, керування з пульта, комп'ютерне	
Ступінь захисту	IP 20	
Охолодження	примусове повітряне	

Під час проведення експериментів для механізму підйому вантажу вимірювались такі фізичні величини: 1) кутове положення канатного барабану; 2) зусилля у гнучкому підвісі вантажу; 3) прискорення кранового моста посередині прольоту; 4) прискорення кузова транспортного засобу, на який виконується посадка вантажу; 5) прискорення вантажу; 6) струм, який споживається електродвигуном механізму підйому вантажу.

На рис. 4.2 показано схему розташування датчиків при дослідженні режимів руху механізму підйому вантажу.

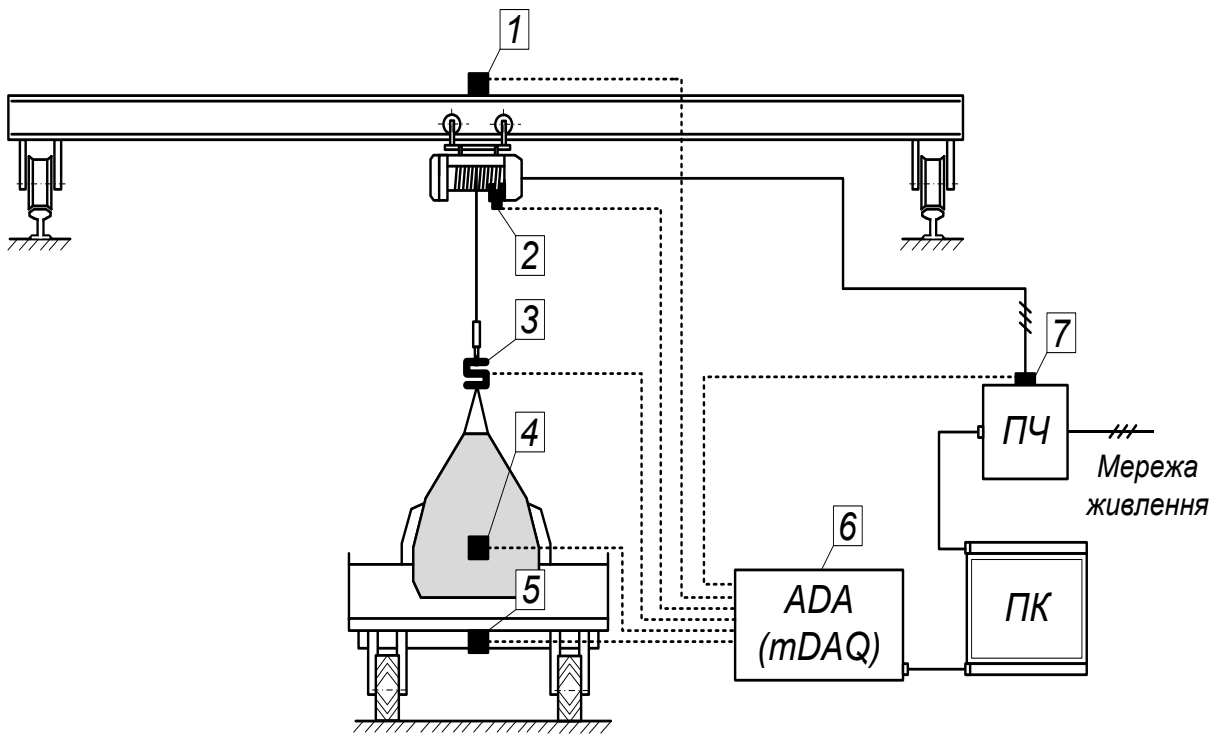
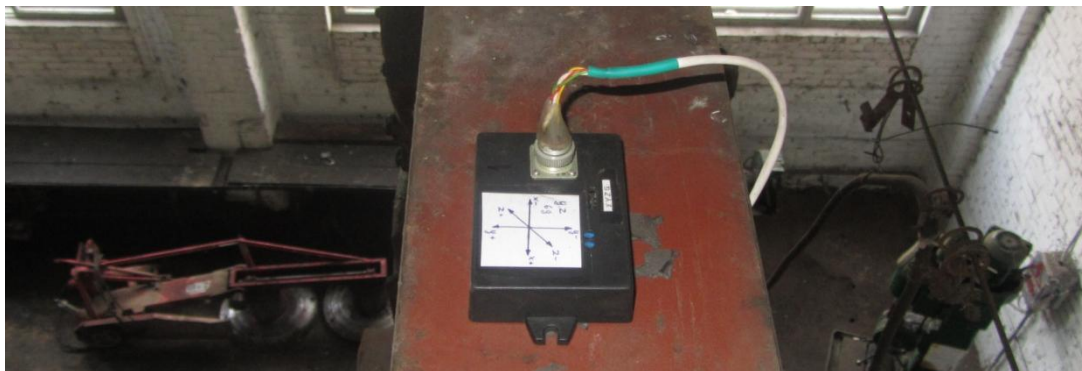


Рис. 4.2. Схема розташування датчиків на об'єкті натурних експериментів для дослідження режимів руху механізму підйому вантажу:

- 1 – датчик прискорення кранового моста;
- 2 – датчик кутового положення канатного барабану;
- 3 – датчик зусилля у гнучкому підвісі;
- 4 – датчик прискорення вантажу;
- 5 – датчик прискорення кузова транспортного засобу;
- 6 – пристрій збору даних (АЦП);
- 7 – датчики струму та напруги двигуна

Розташування датчиків на об'єктах експериментів зображено на рис. 4.3.



а)



б)



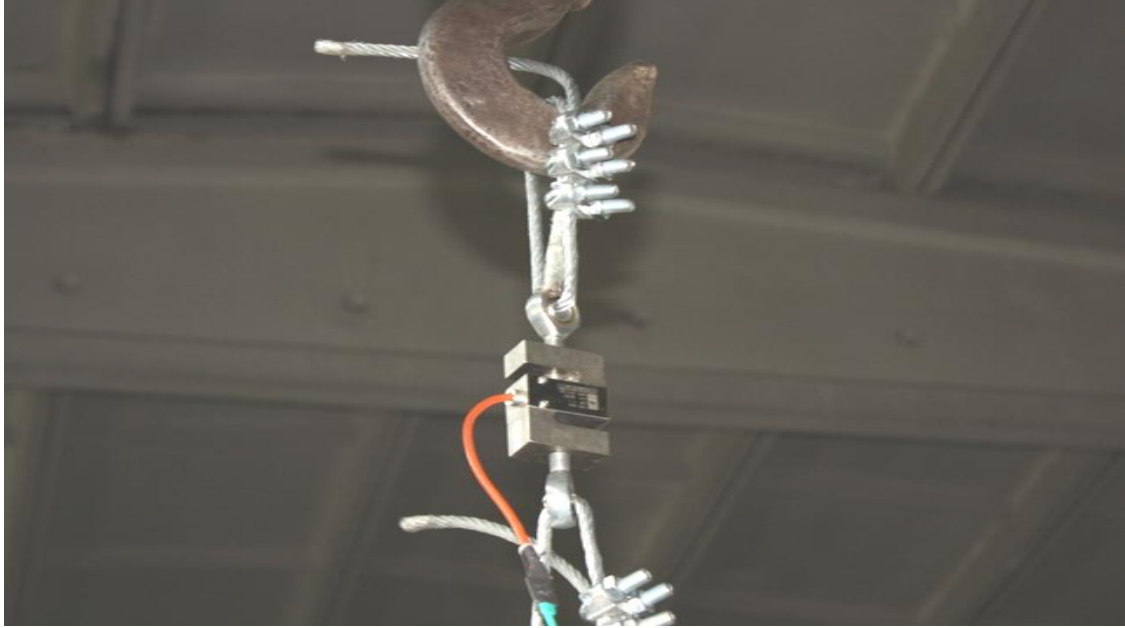
в)



г)



д)



е)



ж)

Рис. 4.3. Розташування датчиків: а) прискорення кранового моста; б) прискорення кузова транспортного засобу; в) кутового положення канатного барабану; г) датчик прискорення вантажу; д) положення кінцевої балки крана; е) зусилля у канаті (тензومتر); ж) струму

4.2. Вимірювально-реєструюче обладнання для проведення експериментальних досліджень

Технічні характеристики датчиків, які використані у експериментальних дослідженнях, наведено в таблиці 4.2.

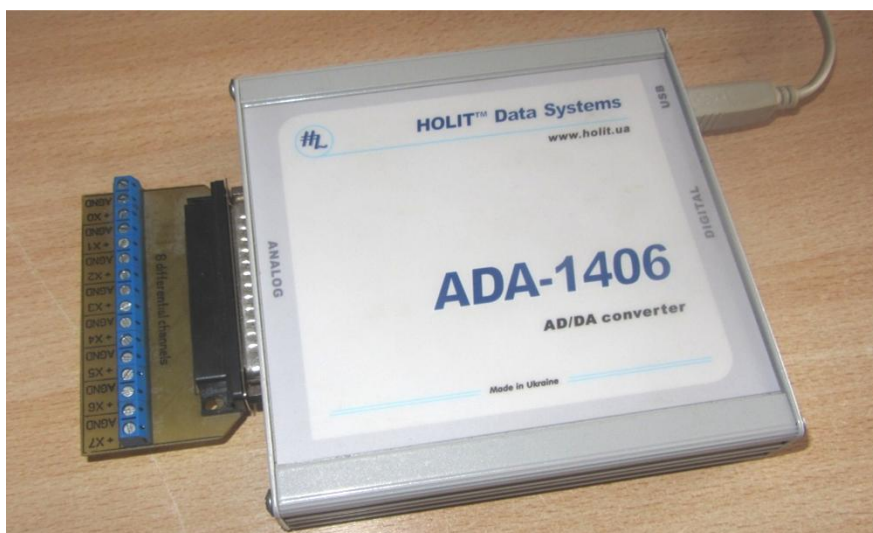
Таблиця 4.2.

Технічні характеристики датчиків

Вимірюваний параметр	Марка чутливого елементу	Фірма-виробник чутливого елементу	Абсолютна похибка вимірювання	Межі вимірювання	Чутливість
Струм	CSLA1CD 0612 MEX	Honeywell	0,03 А	0... 57 А	0,05 В/А
Зусилля	DEF-A	Keli	100 Н	0...10000 Н	0,00021 В/Н
Лінійне переміщення	ENC	Autonics	1 мм	–	1 імп/мм
Кутове переміщення	MOL-40	Megatron	0,1 ⁰	–	3600 імп/об
Прискорення	MMA7260Q	Freescale Semiconductor	0,03 м/с ²	-60...+60 м/с ²	0,078 В·с ² /м

Для збору експериментальних даних були використані пристрої ADA-1406 та mDAQ-14 (рис. 4.4).

Технічні характеристики пристроїв ADA-1406 та mDAQ-14 наведені у таблиці 4.3 [63, 64].



а)



б)

Рис. 4.4. Зовнішній вигляд пристроїв збору даних:

а) ADA-1406; б) mDAQ-14

Таблиця 4.3.

Технічні характеристики пристроїв збору даних (АЦП)

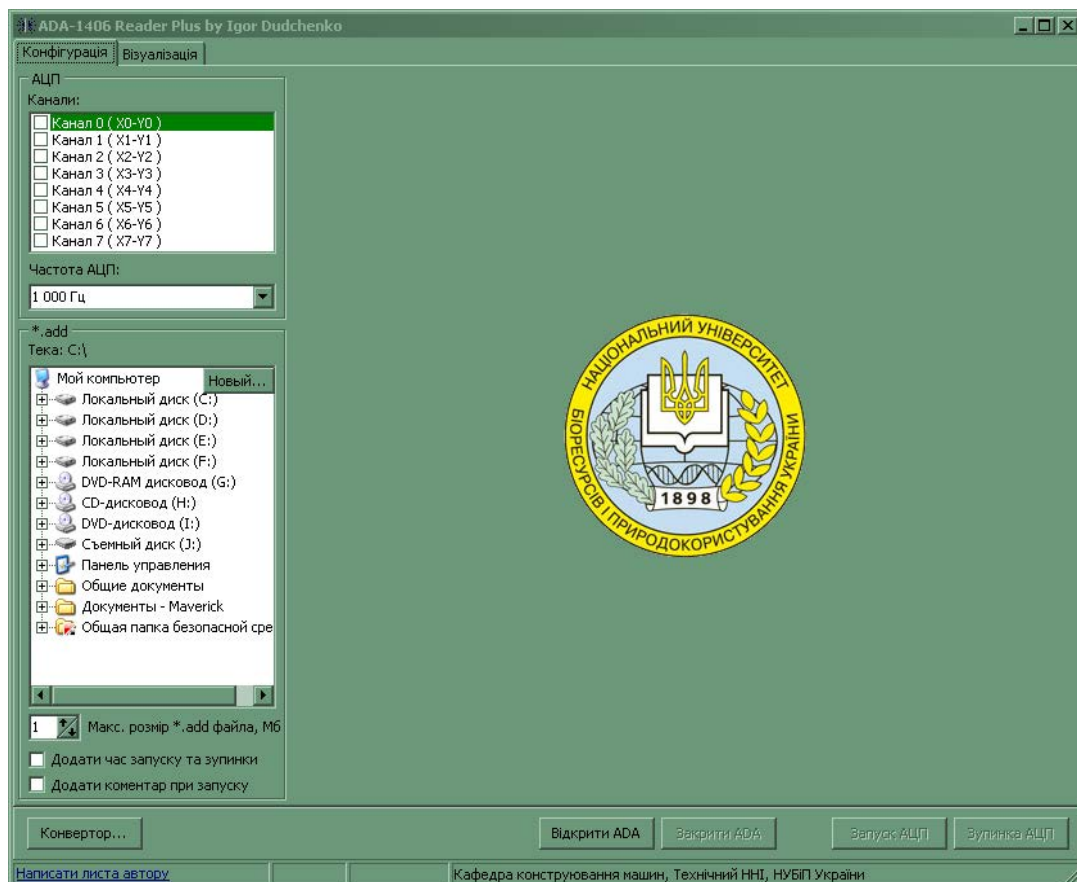
Характеристика	Значення характеристики пристроїв	
	ADA-1406	mDAQ-14
1	2	3
Інтерфейс зв'язку з ПК	USB 1.1	USB 2.0
Кількість аналогових каналів	8 диференціальних або 16 однопровідних	4 диференціальних або 8 однопровідних
Діапазон вхідних сигналів, В	± 10	

1	2	3
Гранична вхідна напруга відносно A_{GND} (землі), В	± 35 (при включеному інтерфейсі USB) ± 10 (при відключеному інтерфейсі USB)	± 15 (при включеному інтерфейсі USB) ± 10 (при відключеному інтерфейсі USB)
Розрядність АЦП, біт	14	
Максимальна диференціальна нелінійність перетворення, МЗР	-1...+1,5	
Максимальна інтегральна нелінійність перетворення, МЗР	$\pm 1,5$	
Максимальна частота дискретизації, кГц	350	100
Живлення пристрою	від шини USB	
Максимальний споживаний струм, мА:	460 (в момент вмикання); 260 (в активному режимі)	250 (в активному режимі)
Габаритні розміри, мм	140x140x35	60x100x28
Маса, кг	0,35	0,10
Тип роз'ємну для підключення аналогових сигналів	DB-37M	DB-25F
Відносна вологість, %	5-90 (без конденсації вологи)	
Температурний діапазон, °С	0...+60	5...+40
Матеріал корпусу	алюміній	пластик

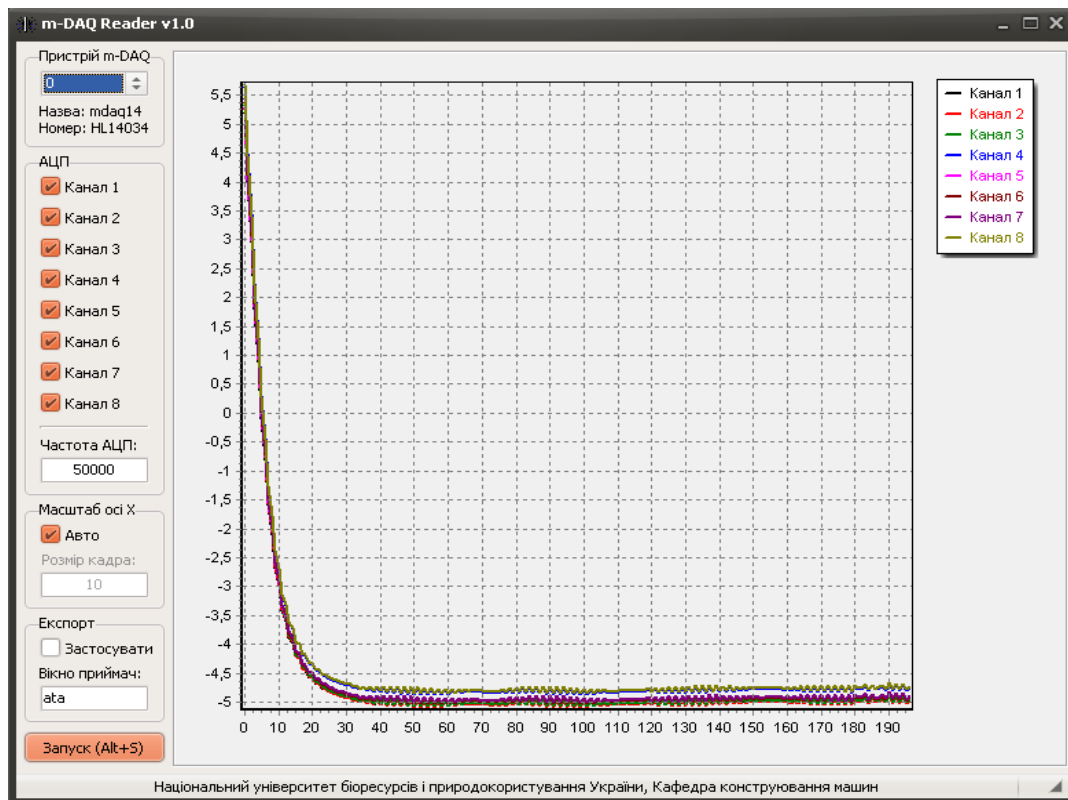
АЦП пристроїв, які виконані на базі 14-ти розрядної інтегральної схеми фірми Linear Technology, мають паралельні канали передачі даних, що дозволяє отримати високу швидкодію. Запуск АЦП описаних пристроїв виконується із внутрішнього таймера або за запитом програмного забезпечення. Керування роботою пристроїв ADA-1406 та mDAQ-14 виконується за допомогою програм ADA-1406 Reader Plus та mDAQ-14 Reader (рис. 4.5).

В обох програмних продуктах для налаштування опитування датчиків спочатку відмічають канали, які задіяні в вимірюваннях. Надалі встановлюють частоту опитування каналів.

Вибір частоти опитування є дуже важливим етапом. Встановлення великої частоти опитування може призвести до значного об'єму даних, що у свою чергу призведе до уповільнення їх обробки. Мала частота опитування каналів пристрою може викликати втрату корисної інформації про досліджуваний процес.



а)



б)

Рис. 4.5. Інтерфейси програм: а) вікно „конфігурація” програми ADA-1406 Reader Plus; б) вікно програми mDAQ-14 Reader v 1.0

При застосуванні енкодера MOL-40 частота його опитування розрахована за формулою:

$$f_{MOL-40} = 7200 n_{MOL-40} n, \quad (4.1)$$

де f_{MOL-40} – частота опитування каналу ADA-1406, до якого підключений енкодер MOL-40, Гц; n_{MOL-40} – швидкість обертання вала енкодера MOL-40, об/с; n – кількість опитувань одного імпульсу напруги енкодера, яка дозволяє ідентифікувати імпульс (як правило, вибирають $n=5$).

Після налаштування частоти опитування датчиків вмикають АЦП, який починає послідовно опитувати канали, до яких підключені датчики. Включення АЦП виконують до початку руху елементів досліджуваної системи. Це необхідно для того, щоб зафіксувати рівень сигналів датчиків,

які відповідають стану спокою об'єкта натурних експериментів. Надалі вмикають електропривод. Після зупинки приводу необхідно лише через певний проміжок часу вимкнути АЦП. Цей проміжок часу вибирається для того, щоб зафіксувати залишкові коливання та переміщення елементів механізму.

Всі дані під час проведення експерименту записуються у файл ADD.log. Після зупинки АЦП виконують конвертацію даних: файл ADC_Log.add перетворюється у текстовий файл з розширенням txt, який у подальшому імпортують у документ Mathematica (файл з розширенням nb) для проведення обробки експериментальних даних.

Для підключення датчиків до пристроїв ADA-1406 та mDAQ-14 та до роз'ємів блоків живлення використовуються екрановані гнучкі багатожильні мідні кабелі. Живлення датчиків виконується за допомогою блока живлення постійного струму HY3003M-3 фірми MASTECH [65] (рис. 4.6 а).



а)



б)

Рис. 4.6. Зовнішній вигляд блоків живлення: а) HY3003M-3; б) SPD05051 та SPD12051

Блок живлення НУ3003М-3 має три незалежні канали: два регульованих і один нерегульований з напругою 5 В. Технічні характеристики блока живлення НУ3003М-3 наведені у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4.

Технічні характеристики блока живлення НУ3003М-3*

Параметр	Значення параметрів для каналів	
	Нерегульованого	Регульованого
Напруга живлення, В	220	
Допустиме відхилення напруги живлення, %	10	
Робоча температура, °С	0...+40	
Відносна вологість, %	20-80%	
Індикатори	світлодіодні	
Маса, кг	близько 10	
Габаритні розміри, мм	365x265x164	
Вихідна напруга, В	5	0-30
Максимальний вихідний струм, А	3	0-3
Вплив напруги мережі живлення, %	<0,02	<0,01
Вплив навантаження, %	<0,1	<0,01
Рівень пульсацій, мВ	<0,5	

*наведені у таблиці 4.4 характеристики забезпечуються після попереднього прогріву блока живлення не менше 15 хвилин.

У випадку коли живлення датчика виконувати із стаціонарного блока живлення незручно, використовувалися гальванічні елементи типу КРОНА.

При проведенні деяких експериментальних досліджень були використані блоки живлення SPD05051 та SPD12051 фірми Carlo Gavazzi (рис. 4.7 б). Технічні характеристики блоків живлення SPD05051 та SPD12051 наведені у таблиці 4.5.

Технічні характеристики блоків живлення SPD05051 та SPD12051

Параметр	Значення параметру для блока живлення	
	SPD05051	SPD12051
Опір ізоляції, МОм	100	
Температурний діапазон, °С	-10...+71	
Відносна вологість, %	до 95	
Номінальний діапазон напруги живлення, В	100-240	
Відносна похибка вихідної напруги, %	±1	
Пульсації та шум вихідної напруги, мВ	50	
Відносна зміна вихідної напруги при зміні навантаження в робочих межах, %	±2	
Номінальна вихідна напруга, В	5	12
Номінальний вихідний струм, А	1	0,42
Номінальна споживана потужність, Вт	18	

4.3. Тарування вимірювально-ресруючого обладнання

Окремі положення методики тарування датчиків наведено у роботах [66, 67].

4.3.1. Датчик струму

Для тарування датчика струму та напруги використано цифровий мультиметр Mastech MS8218 AC/AC+DC TRUE RMS, основні технічні характеристики якого наведені в таблиці 4.6.

Після тарування датчика струму (рис. 4.7) було знайдено рівняння його статичної характеристики (залежність, яка описує відповідність величини

напруги (сигналу) з датчика сили струму, яка протікає у просвіті чутливого елемента датчика):

$$I = -111,40 + 18,55U_{вих.}, \quad (4.2)$$

де $U_{вих.}$ – величина напруги на виході датчика, В;

I – сила струму, що протікає у просвіті чутливого елемента датчика, А.

Таблиця 4.6.

Технічні характеристики цифрового мультиметру Mastech MS8218
AC/AC+DC TRUE RMS

Параметр	Величина
Відносна похибка вимірювання сили струму:	
- у діапазоні 0-500 мА, %	0,75
- у діапазоні 0-5 А, %	0,75
- у діапазоні до 10 А, %	1,00
Відносна похибка вимірювання змінної напруги, %	0,5
Температурний діапазон використання пристрою, °С	0-30
Відносна вологість використання пристрою, %	0-80



Рис. 4.7. Тарування датчика струму

Залежність (4.2) отримана на основі регресійного аналізу даних. Коефіцієнт детермінації регресійної залежності (4.2) рівний 0,998.

На рис. 4.8 показано графік статичної характеристики датчика струму, яка описується рівнянням (4.2) та дані, які отримані при таруванні датчика струму.

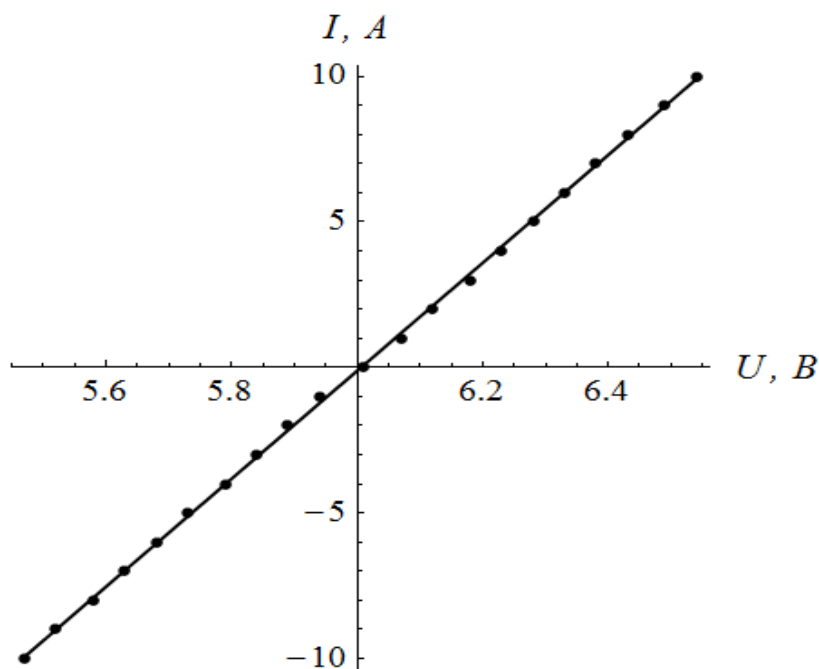


Рис. 4.8. Графік статичної характеристика датчика струму, яка описується рівнянням (4.2) та дані, які отримані при таруванні датчика струму

4.3.2. Датчик зусилля (тензометр)

Для тарування датчика зусилля використовувалась гідравлічна лабораторна установка для досліджень розриву зразків металу (рис. 4.9). На основі даних, які отримані при таруванні тензометра. було знайдено статичну характеристику датчика (рівняння регресії), яке пов'язує зусилля, що прикладається для розтягування датчика, та напругу на виході датчика (рис. 4.9). Рівняння статичної характеристики має такий вигляд:

$$F = 35 + 4686 U_{вих}, \quad (4.3)$$

де F – зусилля розтягу, яке прикладається до S-подібного тензOMETричного датчика, Н;

$U_{вих}$ – напруга на виході датчика, В.

Коефіцієнт детермінації рівняння (4.3) рівний 0,99991.



Рис. 4.9. Тарування датчика зусилля

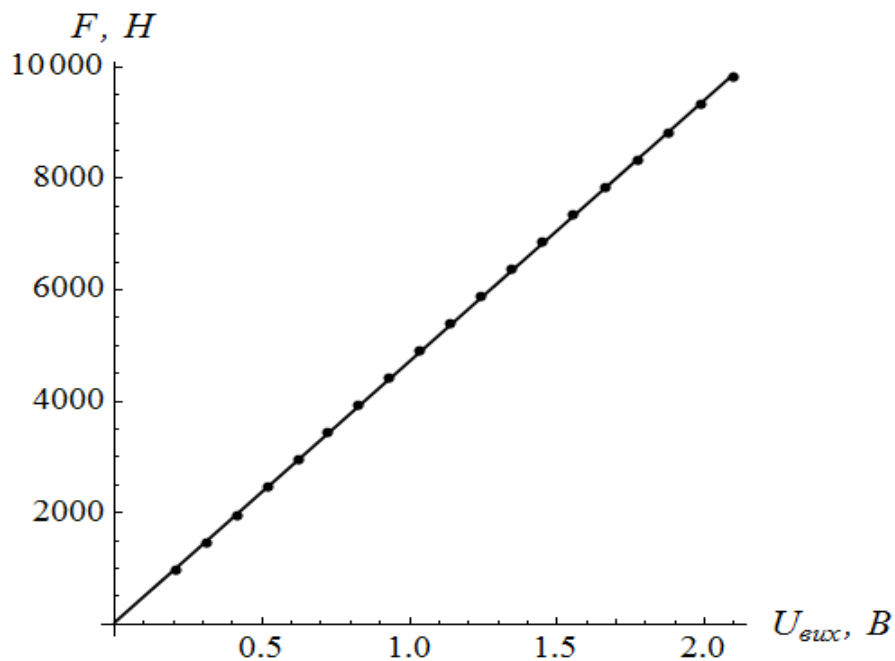


Рис. 4.10. Графік статичної характеристики тензOMETра (4.3) та дані, які отримані при його таруванні

4.3.3. Датчик прискорення (акселерометр)

Для тарування акселерометра (рис. 4.11) використано цифровий мультиметр Mastech.



Рис. 4.11. Тарування акселерометра

По вертикальній осі координат (z -осі) чутливого акселерометра діє прискорення вільного падіння g , а по інших координатних осях (x - та y -осях) у стані спокою прискорення відсутнє. Сигнали у каналах, які відповідають осях x та y , рівні 1,65 В. У каналі, який відповідає z -осі (вертикальна вісь) акселерометра, напруга рівна 2,44 В. При повертанні датчика на 180 градусів відносно z -осі (на чутливий елемент датчика тепер діє прискорення $-g$) напруга у каналі, який відповідає z -осі, стає рівною 0,9 В. Таким чином, були отримані напруги на виході датчика, які відповідають прискоренням $-g$, 0 та g . За цими даними отримана статична характеристика датчика:

$$a = -21,16 + 12,74U_{вих}, \quad (4.4)$$

де a – прискорення, яке діє по z -осі акселерометра, м/с^2 ;

$U_{\text{вих}}$ – напруга на виході датчика, В. Графік, який відповідає рівнянню (4.4), наведено на рис. 4.12. Коефіцієнт детермінації рівняння (4.4) рівний 0,9996.

Для того, щоб визначити статичні характеристики для каналів датчика, які відповідають іншим осям, було проведено аналогічне тарування. Встановлено, що статична характеристика (4.4) справедлива для всіх декартових осей датчика.

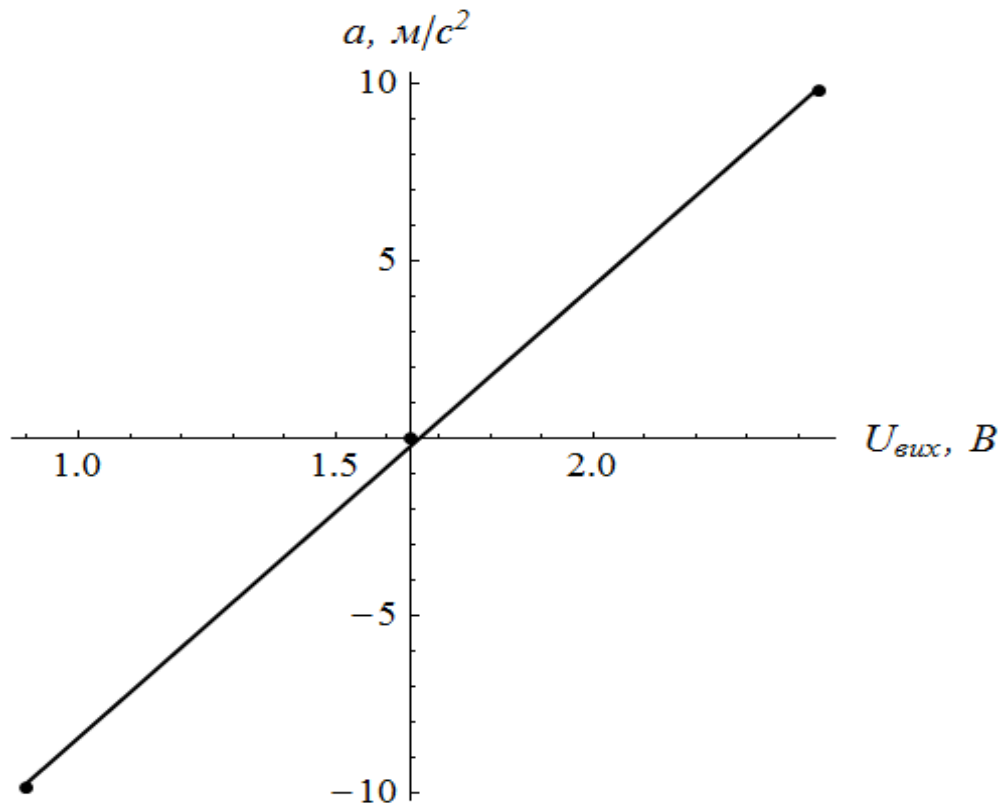


Рис. 4.12. Графік статичної характеристики акселерометра (4.3) та дані, які отримані при його таруванні

4.3.4. Датчики лінійного та кутового положень (оптичні енкодери)

Кінематичні параметри при проведенні експериментальних досліджень вимірюються за допомогою енкодерів лінійного та кутового переміщення. Тарування таких датчиків виконувати не потрібно, оскільки це вже виконано фірмою-виробником. Енкодери формують електричні імпульси, кількість яких пропорційна кутовому або лінійному переміщенню датчика. Для

вимірювання лінійного переміщення використовується енкодер ENC фірми Autonics (рис. 4.13, а), а для кутового енкодери MOL-40 фірми Megatron (рис. 4.13, б).



а)



б)

Рис. 4.13. Зовнішній вигляд енкодерів: а) ENC Autonics; б) MOL-40 Megatron

4.4. Програмне забезпечення для керування частотними перетворювачами

4.4.1. Алгоритм використання розробленого програмного забезпечення під час проведення експериментальних досліджень

Під час проведення експериментальних досліджень були використані програми, які дозволяють керувати частотними перетворювачами. Процес проведення експериментальних досліджень із використанням програм можна формалізувати у вигляді алгоритму, який показано на рис. 4.14.

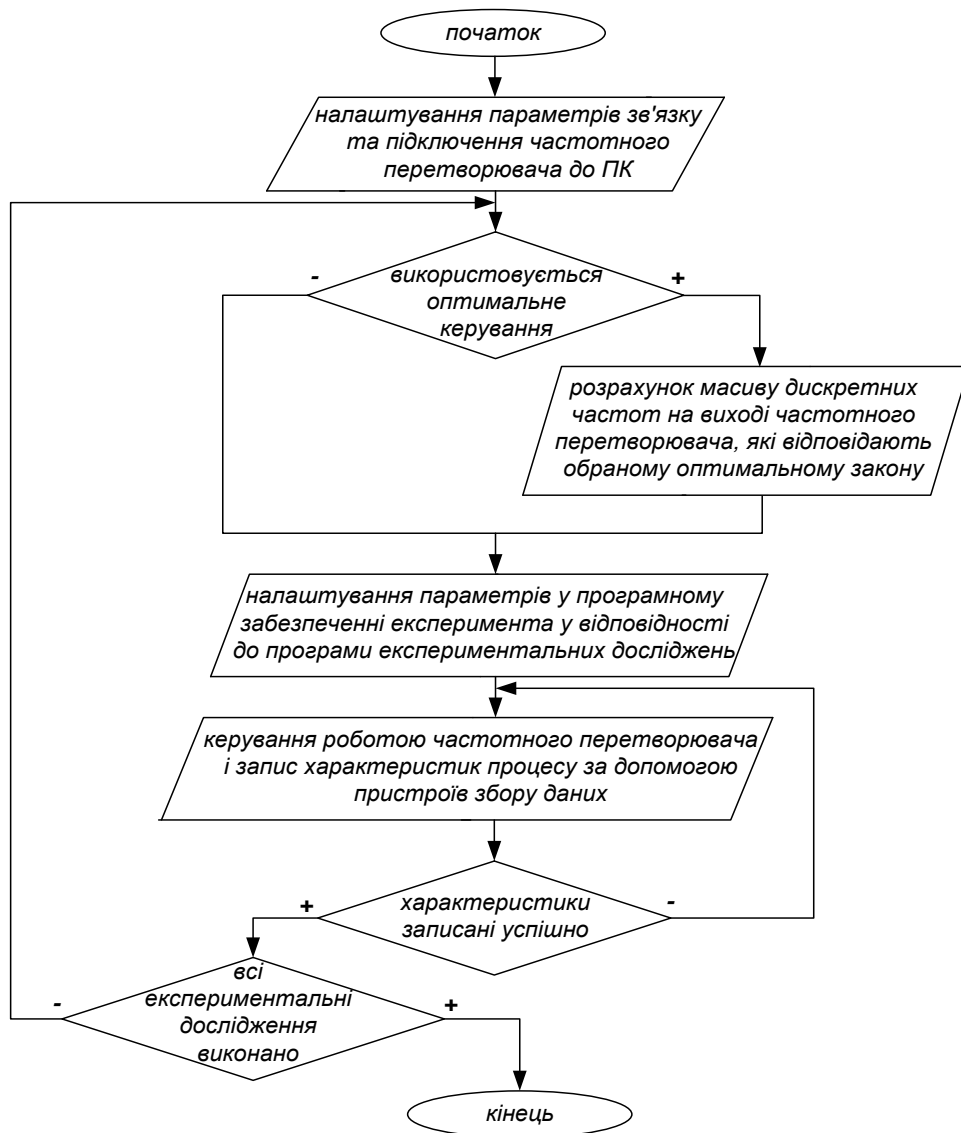


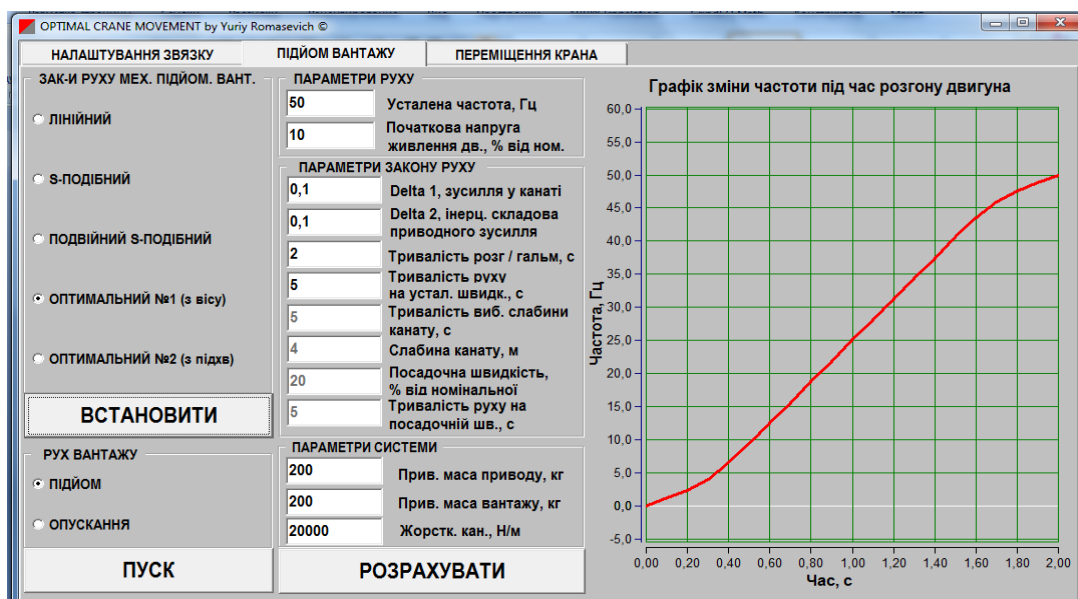
Рис. 4.14. Алгоритм використання програмного забезпечення під час проведення експериментальних досліджень

Детальний опис програм буде дано у наступних підпунктах. Використання програм дозволяє автоматизувати процес проведення експериментів. Крім того, комп'ютерне керування дає змогу оцінити недоліки та переваги такого способу впливу на частотні перетворювачі.

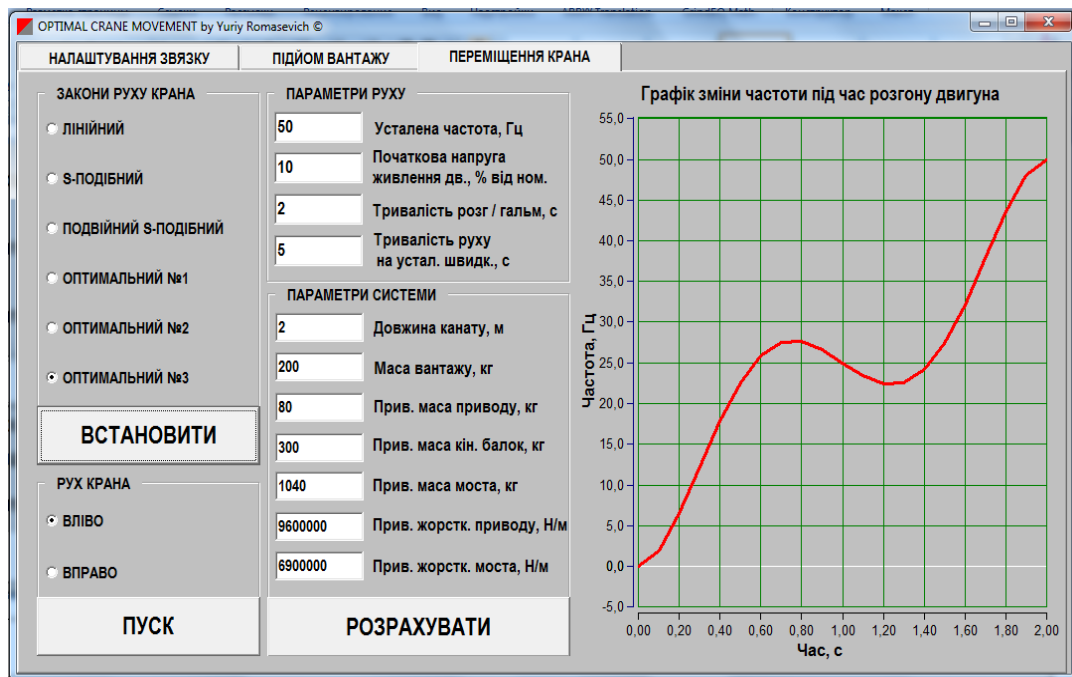
4.4.2. Розробка програмного забезпечення для проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень використано програмне забезпечення „OPTIMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich”. На рис. 4.15 показано зовнішній вигляд вкладок (вікон) програми.

У вкладці „НАЛАШТУВАННЯ ЗВ'ЯЗКУ” користувач вибирає номер комунікаційного порта ПК та виконує переведення керування частотним перетворювачем у режим керування з мережі (від ПК). У вкладках „ПІДЙОМ ВАНТАЖУ” та „ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА” виконується налаштування режимів руху механізмів переміщення крана та підйому вантажу відповідно. Програма „OPTIMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich” дозволяє керувати двома частотними перетворювачами одночасно.



a)



б)

Рис. 4.15. Вкладки розробленої програми „OPTIMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich”: а) „ПІДЙОМ ВАНТАЖУ”; б) „ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА”

Одночасне керування роботою частотних перетворювачів досягається за рахунок: 1) розпаралелювання потоків відправки команд їх керування (відправка команд керування частотними перетворювачами відбувається по одному каналу зв'язку); 2) використання повідомлень.

При відправці команд керування по одному каналу зв'язку між ПК та частотними перетворювачами використані програмні повідомлення. Наприклад, доступ до ресурсу комунікаційного порта (каналу зв'язку) може бути зайнятий лише одним потоком. Коли інший потік намагається „захопити” ресурс, то може виникнути конфлікт. Для уникнення таких ситуацій у програмі використано повідомлення. При необхідності відправки команд керування на порт у потоці відбувається відправка повідомлення основному потоку програми з командою. Продовження виконання команд у потоці відбувається лише після того, як оброблювач процедури відправки повідомлення закінчує свою роботу. Це дозволяє уникнути конфліктів.

4.5. Методика попередньої обробки експериментальних даних

Процедура збору даних складається з наступних етапів: 1) підключення датчиків до АЦП та налаштування програмного забезпечення для їх опитування; 2) безпосередній запис даних у ПК; 3) конвертація даних у файл txt; 4) експорт даних в програму Mathematica. Опишемо докладніше кожен з цих етапів.

Під час вимірювання всі дані записувались у файл ADC_Log.add. За допомогою програми ADA-1406 Reader Plus відкривають файл ADC_Log.add та конвертують його у формат txt, в якому дані записані у форматі:

$$\{\{x_{11}, x_{12}, \dots, x_{1i}, x_{1i+1}, \dots, x_{1n}\}, \{x_{21}, x_{22}, \dots, x_{2i}, x_{2i+1}, \dots, x_{2n}\}, \{x_{m1}, x_{m2}, \dots, x_{mi}, x_{mi+1}, \dots, x_{mn}\}\}, \quad (4.5)$$

де m – кількість задіяних каналів;

n – довжина масиву (кількість вимірів);

x – величина вимірюваного параметра. Для того, щоб ідентифікувати експеримент файлу з розширенням txt дають певну назву, наприклад, називають за номером експерименту „Експеримент 1.txt”.

Для попередньої обробки даних файл з розширенням txt підключають (експортують) у робочий документ Mathematica. Це виконується шляхом присвоєння змінній *InputData* вмісту файлу з розширенням txt.

Після того, як дані завантажені у робочий документ Mathematica виконується вибір даних з потрібного каналу шляхом присвоювання змінній *DataList* елементу *InputData* з номером потрібного каналу.

Попередня обробка даних для аналогових сигналів включає наступні операції з масивом *DataList*: 1) визначення моментів початку та закінчення процесу; 2) калібровка нуля (якщо потрібно); 3) згладжування даних (якщо потрібно); 4) формування двомірного масиву „час - вимірювана величина”.

Для сигналів енкодерів операції попередньої обробки даних такі: 1) визначення моментів початку та закінчення процесу; 2) формування

двомірного масиву „час - вимірювана величина”. Окремі положення розробки алгоритмів попередньої обробки даних наведено у роботі [68].

Опишемо процедуру визначення моментів початку та закінчення досліджуваного процесу. Для цього виконують алгоритм, блок-схема якого показана на рис. 4.16.

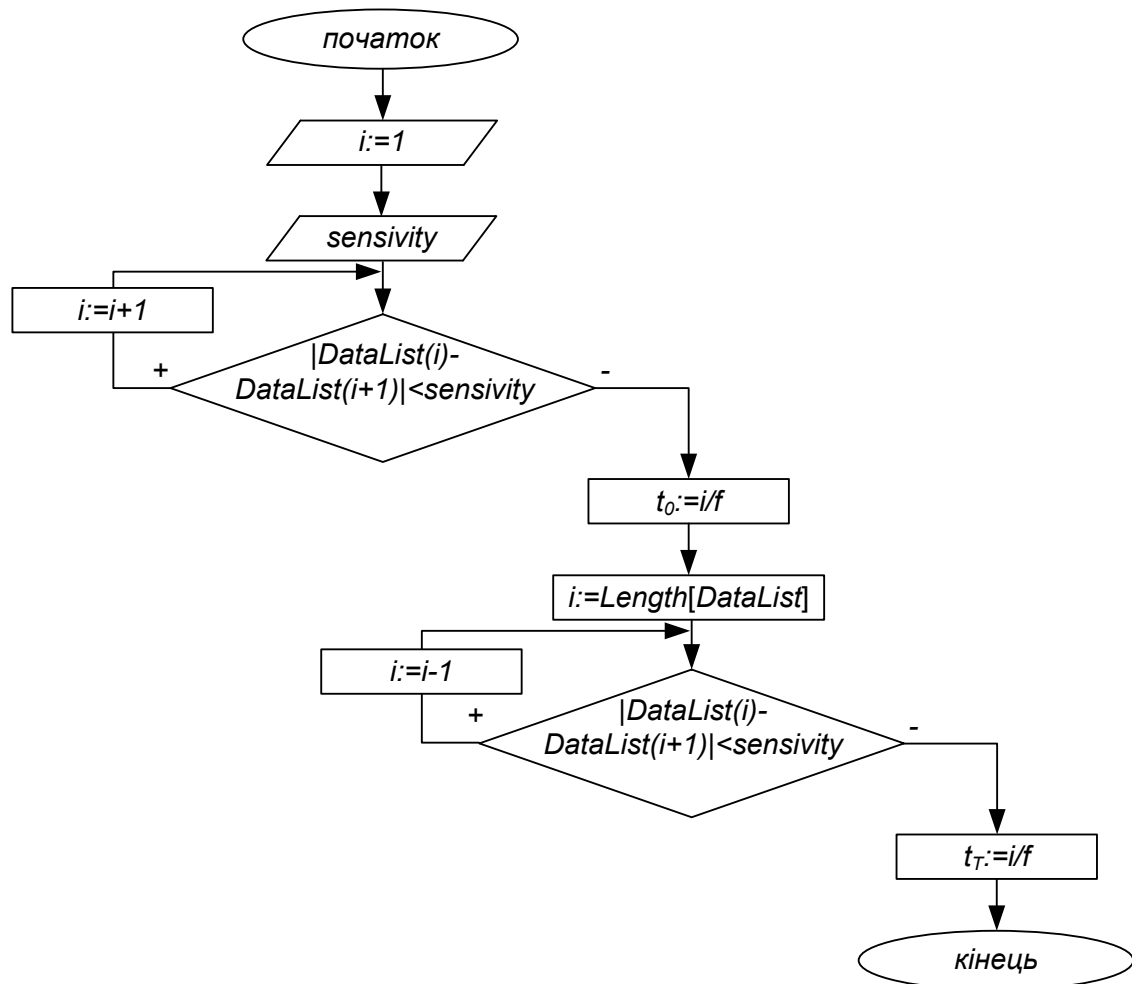


Рис. 4.16. Блок-схема алгоритма для визначення моментів початку t_0 та закінчення t_T процесу

Алгоритм працює таким чином. Задають змінну i рівною одиниці. Далі встановлюють чутливість (*sensitivity*) до зміни даних. Наступний етап – порівняння модуля різниці сусідніх значень у масиві з величиною чутливості *sensitivity* (порівняється i -тий та $(i+1)$ -ий елементи масиву). Якщо модуль цієї різниці менш за величину чутливості, то це свідчить про те, що вимірюваний параметр при переході від i -того до $(i+1)$ -ого дискретного значення не

змінюється. Надалі збільшують значення змінної i на одиницю і знову повторюють порівняння. Якщо модуль цієї різниці i -того та $(i+1)$ -ого елементів масиву більший за чутливість, то це значить, що вимірюваний параметр почав змінюватись. Тоді встановлюють значення початку процесу як відношення поточного значення змінної i до частоти опитування f . Процедура визначення моменту часу t_T закінчення процесу аналогічна описаній вище. Відмінність проявляється лише в тому, що порівняння сусідніх значень масиву *DataList* виконується у напрямку з кінця масиву до його початку.

Для калібровки нуля виконують дві операції: 1) визначення середнього значення параметра на проміжку від початку масиву *DataList* до значення, яке відповідає початку процесу t_0 (отримане значення є величиною „дрейфу нуля”); 2) віднімання всіх даних у масиві *DataList* від величини „дрейфу нуля”. Калібровку нуля виконують у випадку коли апріорі відомо, що вимірювальний параметр до початку процесу має нульове значення (наприклад, сила струму до вмикання двигуна у мережу).

Інколи у даних спостерігаються промахи, тобто занадто великі значення, які не відповідають фізичній дійсності процесу. Вони, як правило, є наслідками електромагнітної дії на вимірювальне обладнання силового устаткування (двигунів, контакторів, автоматичних вимикачів тощо). Для усунення цих викидів використовується процедура згладжування даних. Блок-схема алгоритму згладжування даних зображена на рис. 4.17. Алгоритм працює так: встановлюють значення змінної i рівне t_0/f , що відповідає моменту початку процесу. Далі встановлюють значення чутливості *sensitivity**, яке виступає критерієм фізичної можливості збільшення вимірюваного параметра при переході від i -того елемента масиву до $(i+1)$ -го. Після цього виконують цикл, який полягає у порівнянні між собою сусідніх значень елементів масиву. Якщо модуль їх різниці більший, аніж величина чутливості *sensitivity**, що вказує на наявність промаху у вимірюваннях, то $(i+1)$ -шому елементу масиву *DataList* присвоюють i -те значення елемента

масиву. При кожному переході між значеннями вимірюваного параметра перевіряють поточне значення змінної i . Якщо змінна i стала рівною t_T/f , що відповідає моменту закінчення процесу, то процедура згладжування даних закінчується.

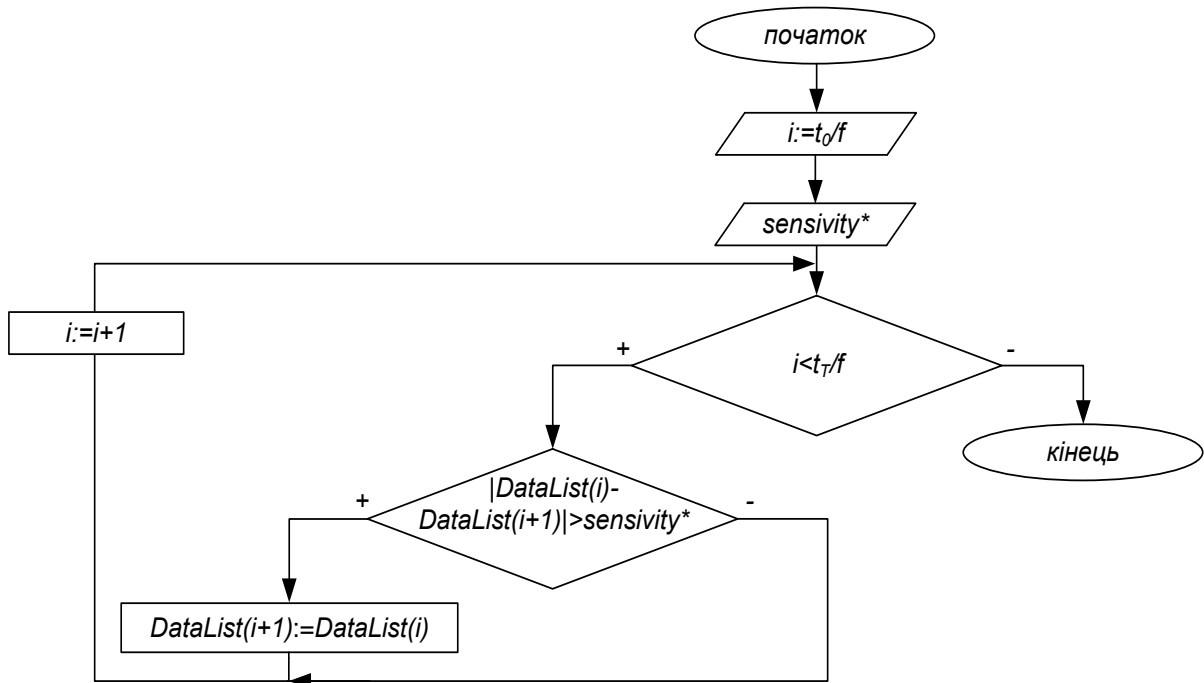


Рис. 4.17. Блок-схема алгоритму згладжування даних

Всі описані вище процедури виконуються із одномірним масивом. Для того, щоб встановити відповідність між значенням параметра та моментом його дії виконують формування двомірного масиву „час - вимірювана величина”. На рис. 4.18 показано блок-схему алгоритма формування двомірного масиву „час - вимірювана величина”. Спочатку об’являють одномірний двоелементний масив *element* та двомірний масив *NeededData*. Після цього встановлюють значення змінної i , що відповідає моменту початку t_0 процесу. Надалі для всього проміжку даних $(t_0/f; t_T/f)$ масиву *DataList* виконують такі операції: 1) у масив *element* додають значення дискретного часу та i -того елемента *DataList*, яка діє в цей момент часу; 2) у масив *NeededData* додають масив *element*; 3) очищають масив *element*. Після досягнення змінної i значення t_T/f , яке відповідає моменту закінчення процесу

t_T , процедура формування двомірного масиву „час - вимірювана величина” закінчується.

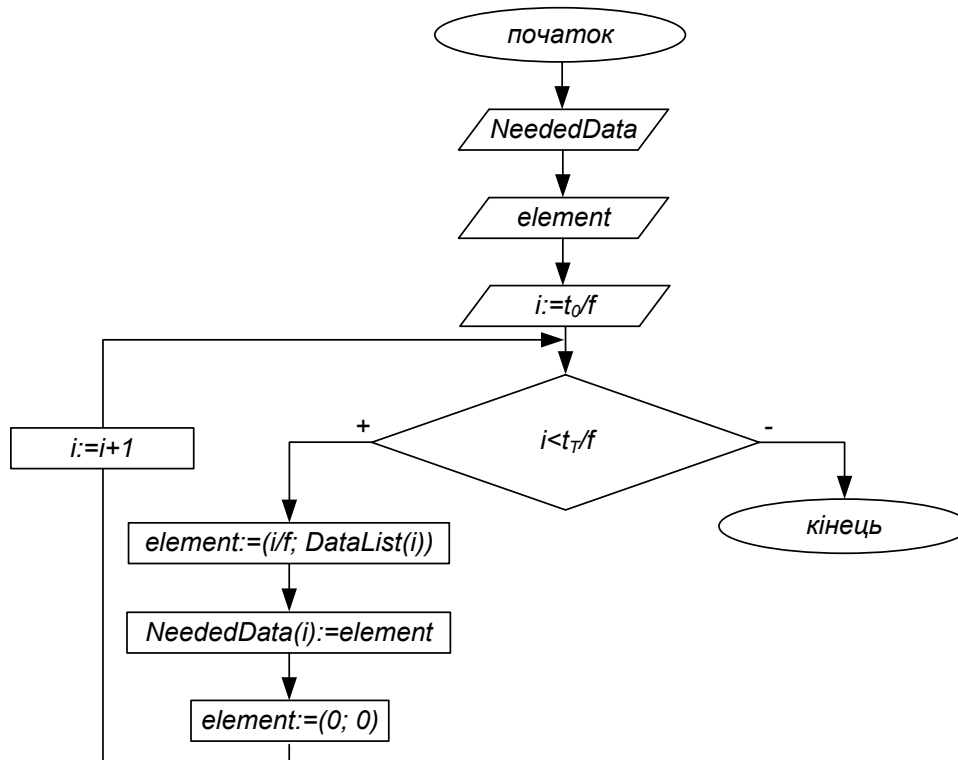


Рис. 4.18. Блок-схема алгоритму формування двомірного масиву „час - вимірювана величина”

Таким чином, всі процедури попередньої обробки сигналів з датчиків струму, зусилля та прискорення описані. Нижче наведемо опис процедур, які виконуються для обробки сигналів з енкодерів. Ми виокремлюємо процедури попередньої обробки даних з енкодерів оскільки вихідні сигнали з цих датчиків представляються у вигляді імпульсів напруги.

Перша процедура дозволяє визначити моменти початку та закінчення процесу. Опишемо алгоритм знаходження моменту початку процесу t_0 (рис. 4.19). Спочатку об'являють змінну i та величину чутливості $sensivity^{**}$, яка вибирається меншою, ніж різниця рівнів логічної одиниці та логічного нуля енодера. Надалі перевіряють різницю $(i+1)$ -го та i -того значень елементів масиву $DataList$. Якщо ця різниця більша за встановлену чутливість $sensivity^{**}$, то це означає, що у масиві зафіксовано перехід від логічного нуля

до одиниці, тобто фронт першого імпульсу напруги енкодера. Після цього присвоюють значення змінної i іншій змінній i_0 . Аналогічно відшуковують номер елемента масива *DataList* для фронту другого імпульсу. Момент початку процесу визначається так $t_0=(2i_0-i)/f$. Це означає, що момент початку процесу рівний різниці моменту настання фронту першого імпульсу та тривалості першого імпульсу. Для моменту закінчення процесу t_T працює подібний алгоритм з тією лише різницею що „рух” в масиві *DataList* виконується з кінця на початок.

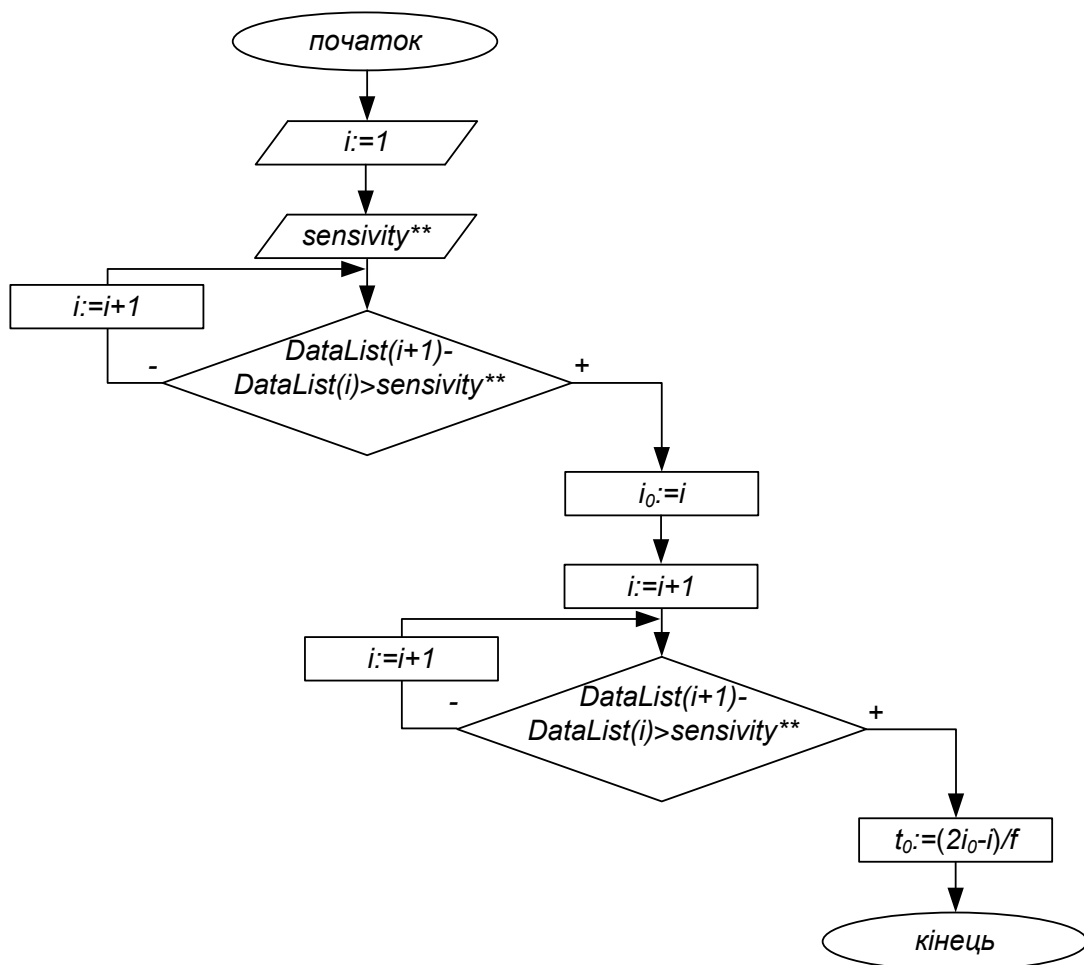


Рис. 4.19. Блок-схема алгоритму для визначення моменту початку t_0 процесу

В результаті вимірювання кінематичних функцій руху елемента механізму отримують одномірний масив, який включає два рівні напруги: рівень логічного нуля та одиниці. Для того, щоб із вихідних даних сформувати дані положення елемента механізму у часі необхідно використати алгоритм, блок-схема якого зображена на рис. 4.20.

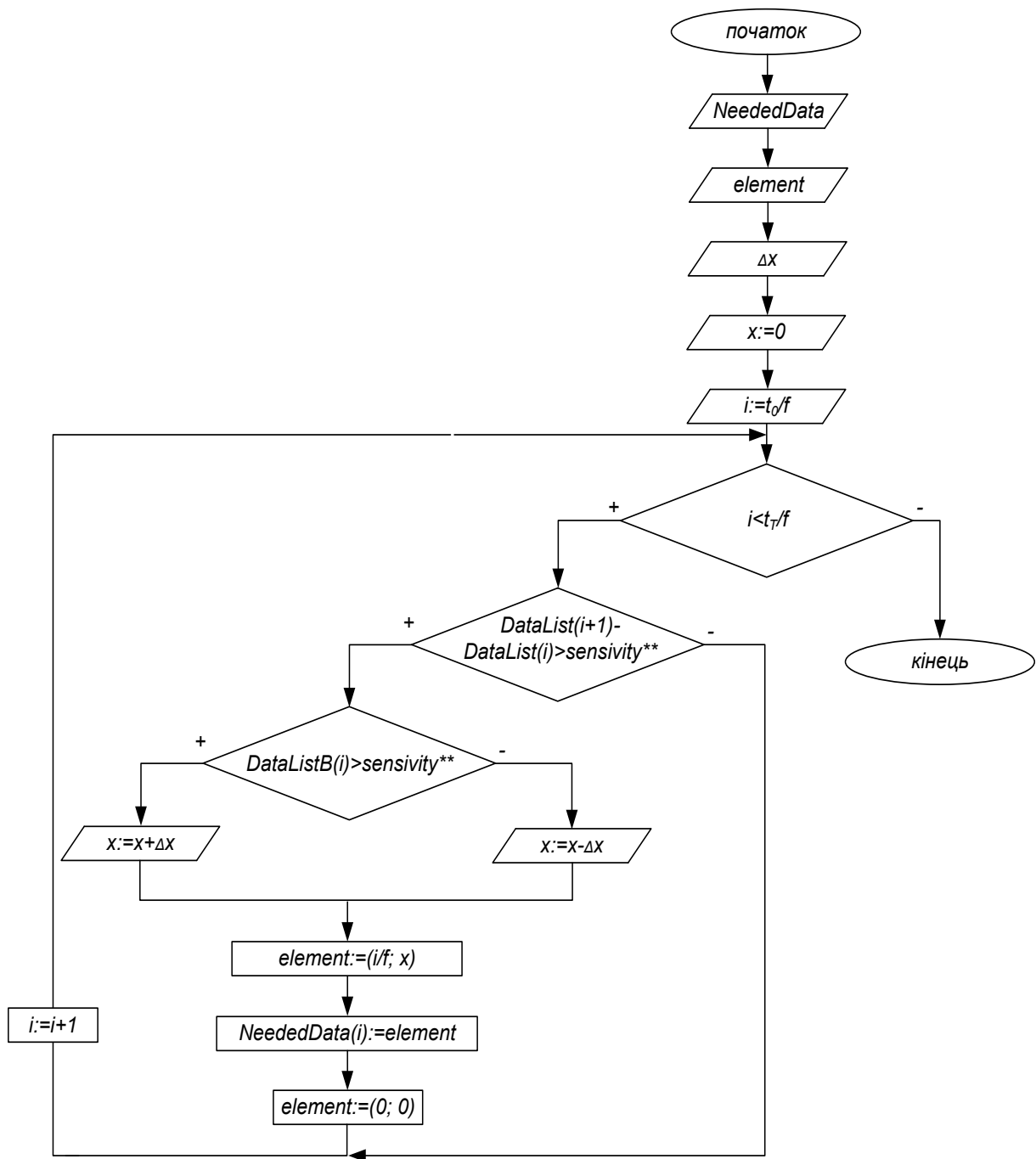


Рис. 4.20. Алгоритм формування двомірного масиву „час - вимірювана величина”

Для формування двомірного масиву „час - вимірювана величина” спочатку об’являють двомірний масив *NeededData*, двоелементний масив *element*, встановлюють ціну одного імпульсу напруги Δx (наприклад, для енкодера ENC $\Delta x=0,001$ м), поточне значення положення елемента (наприклад, $x=0$) та переходять у масиві *DataList* до змінної *i*, яка відповідає

моменту початку процесу. Після цього йде послідовний перехід від одного елемента масиву *DataList* до іншого, що викликане збільшенням змінної *i*. При виконанні переходу йде перевірка умови досягнення значення змінної *i*, яке відповідає моменту закінчення процесу. Якщо умова $i < t_T/f$ не виконується, то це означає, що не всі дані оброблені і процедура повинна бути продовжена. У іншому випадку ($i = t_T/f$) процедура закінчується.

Тілом циклу для даного алгоритму є порівняння різниці значень сусідніх елементів масиву *DataList* із величиною чутливості *sensitivity*** . Якщо умова $DataList(i+1) - DataList(i) > sensitivity$ ** виконується, це значить, що у масиві *DataList* ми „напрапили” на фронт імпульса (перехід від логічного нуля до логічної одиниці).

Фронт імпульса означає переміщення датчика на відстань Δx . Для того, щоб визначити напрямок переміщення необхідно перевірити рівень сигналу у каналі В енкодера. Якщо у каналі В енкодера діє рівень логічного нуля, то необхідно поточне положення датчика збільшити на величину Δx ($x = x + \Delta x$). Навпаки, якщо при фронті імпульса у масиві *DataList* у каналі В енкодера діє рівень логічної одиниці, то положення енкодера зменшують на величину кроку Δx ($x = x - \Delta x$). Сигнали з каналу В енкодера записані у масив даних *DataListB*.

Наступними діями у циклі є запис даних дискретного часу та поточного положення *x* у масив *element*, запис масиву *element* у масив *NeededData*, обнулення масиву *element* та збільшення змінної *i* на одиницю.

На рис. 4.21 показано графічну інтерпретацію результатів роботи алгоритму двомірного масиву „час - вимірювана величина” при обробці даних з енкодера ENC. З представленого рисунку видно, що перехід у інше положення датчика викликане фронтом імпульса, який на рис. 4.21 показано тонкими сірими лініями.

Таким чином, отриманий двомірний масив „час - вимірювана величина” готовий для аналізу статистичними методами.

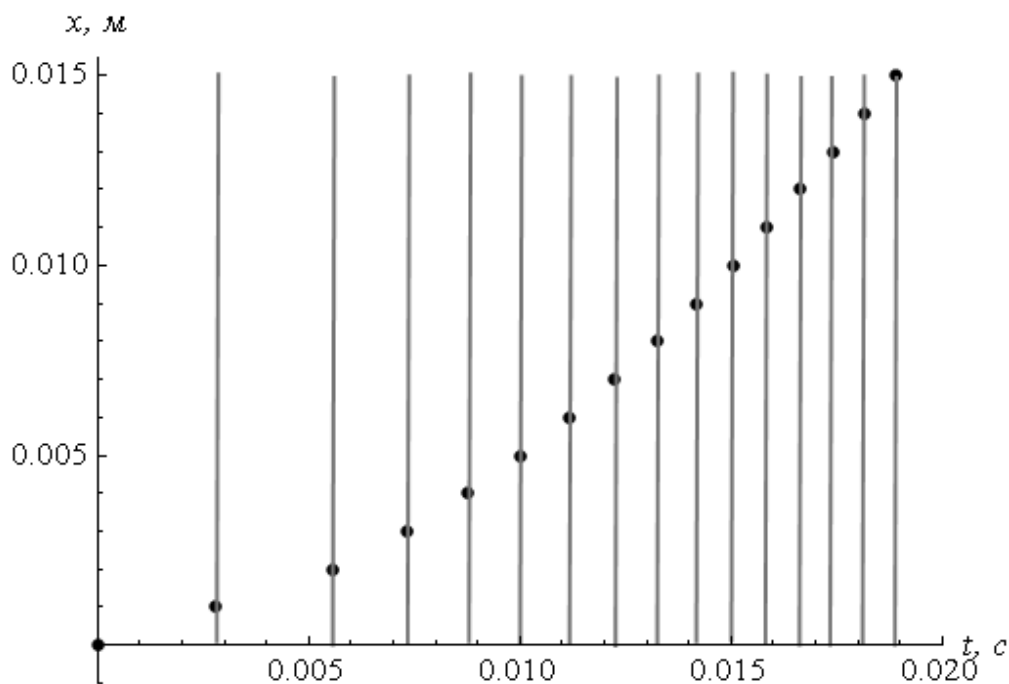


Рис. 4.21. Графік дискретної функції, яка відповідає сформованому двомірному масиву „час - вимірювана величина”

4.6. Методика оцінки швидкості за дискретними значеннями положення

Подальша обробка експериментальних даних, які надходять з енкодера полягає у оцінці функції швидкості. Ми свідомо не вживаємо терміни „визначення” або „вимірювання” швидкості, оскільки енкодер – це датчик положення, він не дає змоги безпосередньо вимірювати швидкість руху ланки механізму або машини.

Тут необхідно зробити одне зауваження: досить часто при обробці експериментальних даних, які представлені у дискретній формі, використовують метод лінійної або нелінійної регресії [48]. Отримана регресійна функція, якщо вона досить вдало підібрана, відображає оцінку досліджуваної характеристики, наприклад, зміну положення ланки механізму у часі. У подальшому регресійна функція може диференціюватись за часом для оцінки функції швидкості руху ланки механізму. Однак, при цьому може виникнути ситуація, коли похідна регресійної функції за часом не відображає

реальної динаміки зміни швидкості ланки механізму або відображає її зі значною похибкою. Причиною цього є те, що регресійна функція включає параметри, які лише дають оцінку істинним параметрам функції положення. При диференціюванні регресійної функції це може викликати значне відхилення отриманого результату від реального.

Для уникнення таких ситуацій у подальших дослідженнях було використано дискретне диференціювання. Одним із методів визначення швидкості руху ланки механізму за відомими дискретними значеннями його положення є використання формули центральної різницевої похідної [69]:

$$\dot{x}[i] \approx \frac{x(i+1) - x(i-1)}{t_{i+1} - t_{i-1}}, \quad (4.6)$$

де $x(i+1)$ та $x(i-1)$ – $(i+1)$ -е та $(i-1)$ -е значення положення ланки механізму відповідно;

t_{i+1} та t_{i-1} – моменти часу, які відповідають значенням положення $x(i+1)$ та $x(i-1)$ відповідно.

При обробці експериментальних даних використано іншу методику, в основі якої лежить наступний вираз:

$$\dot{x}(i) \approx \left. \frac{df_{\text{int}}}{dt} \right|_{t=t_i}, \quad (4.7)$$

де f_{int} – інтерполяційна функція;

t_i – момент часу, в який оцінюється функція швидкості руху ланки механізму.

Використання методики полягає у наступному: 1) знаходять інтерполяційну функцію f_{int} , яка включає значення елементів масиву $x(i+1)$, $x(i)$ та $x(i-1)$ (графік функції f_{int} проходить по точках з координатами $(t_{i+1}; x(i+1))$, $(t_i; x(i))$ та $(t_{i-1}; x(i-1))$); 2) знаходять похідну інтерполяційної функції \dot{f}_{int} за часом; 3) знаходять значення похідної інтерполяційної функції при значенні аргументу $t=t_i$. Перевагою запропонованої методики є те, що інтерполяційна функція f_{int} проходить по всіх точках і є гладкою. Для

збільшення точності дискретного диференціювання можна змінювати порядок інтерполяційної функції і кількість точок, які включає інтерполяційна функція.

4.7. Планування експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження дають змогу провести верифікацію результатів теоретичних розрахунків. Аналіз експериментальних даних дає змогу підвищити ефективність роботи вантажопідйомного крана. При цьому необхідно встановити вплив кожного незалежного фактора на показник якості реалізації керованого руху механізму підйому вантажу. Всі натурні експерименти проведені при роботі механізму підйому вантажу у режимах підйому вантажу „з вісу” та „з підхватом”. Всі експериментальні дослідження розбиті на серії. Перша серія експериментів виконується при роботі двигуна на природній механічній характеристиці. Друга серія експериментів для режиму підйому вантажу „з вісу” виконується при зміні частоти напруги живлення двигуна за стандартними (лінійною і S-подібною) характеристиками. Третя серія виконується при зміні частоти напруги живлення двигунів за оптимальними законами, які визначені у другому розділі. У таблиці 4.7 наведено незалежні фактори та рівні їх варіювання для режиму підйому вантажу „з вісу”. Отже, перша серія експериментів включає $2^2=4$ дослідів; друга – $2^4=16$ дослідів; третя – $2^3=8$ дослідів. Загальна кількість дослідів для режиму підйому вантажу „з вісу” $4+16+8=28$.

Таблиця 4.7

Незалежні фактори та рівні їх варіювання для підйому вантажу „з вісу”

Незалежні фактори	Рівні варіювання незалежних факторів
1	2
Перша серія експериментів	
Напрямок руху вантажу	підйом; опускання

Продовж. табл. 4.7

1	2
Висота підвісу вантажу, м	3; 5
Друга серія експериментів	
Напрямок руху вантажу	підйом; опускання
Висота підвісу вантажу, м	3; 5
Характеристика наростання та спадання частоти напруги живлення приводу	лінійна; S-подібна
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу, сек	0,5; 2
Третя серія експериментів	
Напрямок руху вантажу	підйом; опускання
Висота підвісу вантажу, м	3; 5
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу, сек	0,5; 2

Наведемо таблицю 4.8, в якій вкажемо незалежні фактори та рівні їх варіювання для режиму підйому вантажу „з підхватом”. Перша серія експериментів включає 2 досліди; друга – $9 \cdot 2 = 18$ дослідів. Загальна кількість дослідів для режиму підйому вантажу „з підхватом” $2 + 18 = 20$.

Таблиця 4.8

Незалежні фактори та рівні їх варіювання для режиму підйому вантажу
„з підхватом”

Незалежні фактори	Рівні варіювання незалежних факторів
1	2
Перша серія експериментів	
Напрямок руху вантажу	підйом; опускання
Друга серія експериментів	
Напрямок руху вантажу	підйом; опускання

1	2
Частота напруги живлення двигуна під час натягу канату або посадки вантажу на транспортний засіб, процент від номінальної частоти 50 Гц	10; 20; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90

4.8. Статистичні показники оцінки експериментальних даних

Для того, щоб інтерпретувати експериментальні дані необхідно використати комплекс статистичних показників. Наведемо їх опис.

До позиційних показників належать такі:

- 1) максимальне значення вимірюваної величини $x_{i \max}$:

$$x_{i \max} = \max(x_i), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4.8)$$

де x_i – значення i -тої вимірюваної величини;

n – кількість елементів у масиві вимірюваної величини. Цей показник використовується для оцінки максимального зусилля у гнучкому підвісі вантажу, пікових значень струму двигуна, максимальних прискорень тощо. На основі показника (4.8) розраховані кратності максимальних величин;

- 2) різниця заданої та реальної величини Δx_i у момент часу t_i :

$$\Delta x_i = x_{i.z} - x_{i.p}, \quad (4.9)$$

де $x_{i.z}$ та $x_{i.p}$ – задане (теоретично очікуване) та реально виміряне значення i -тої величин.

Сумарні показники включають:

- 1) середнє абсолютне значення вимірюваної величини \bar{x} :

$$\bar{x} \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|. \quad (4.10)$$

Показник (4.10) використано для знакозмінних величин, наприклад, для оцінки ступеня коливальності кранового моста;

2) середньоквадратичне відхилення вимірюваної та заданої величин δ :

$$\delta = \sqrt{n^{-1} \sum_{i=1}^n (x_{z,i} - x_{p,i})^2}. \quad (4.11)$$

Сумарні та позиційні показники мають розмірність величин, для яких вони застосовуються. Використання безрозмірного коефіцієнта варіації V дозволяє оцінити міру відносного розкиду вимірюваної величини відносно середнього значення заданої величини:

$$V = \frac{\delta}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{z,i}}. \quad (4.12)$$

Показники (4.8)-(4.12) дають змогу оцінити якість реалізації оптимальних законів руху кранових механізмів.

Висновки до четвертого розділу

1. Наведено опис об'єкта експериментальних досліджень. Вказані основні технічні характеристики обладнання (датчики, пристрої збору даних, блоки живлення, частотні перетворювачі тощо), яке використано для проведення натурних експериментів.
2. Проведено тарування датчиків зусилля (тензومتра), прискорення (акселерометрів) та струму. На основі отриманих даних знайдено їх статичні характеристики. Обґрунтовано вибір частоти дискретизації при опитуванні оптичних датчиків кутового і лінійного переміщення.
3. Описано правила використання програмних продуктів ADA-1406 Reader Plus та mDAQ-14 Reader v 1.0, які використані для запису масивів експериментальних даних на персональний комп'ютер.
4. Наведено опис розроблених програм „OPTIMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich” для персонального комп'ютера, які призначена для керування частотними перетворювачами шляхом відправки з персонального комп'ютера на інформаційний вхід частотних перетворювачів керуючих команд у визначені моменти часу при розпаралелюванні окремих потоків програми.
5. Розроблено алгоритми попередньої обробки масивів дискретних експериментальних даних. Всі розроблені алгоритми виконують перетворення експериментальних даних у вигляд придатний для подальшого статистичного аналізу за допомогою ПК.
6. Запропоновано методику чисельного диференціювання дискретних функцій, яка забезпечує незначну похибку диференціювання.
7. Проведено планування натурних експериментальних досліджень. Для кожної серії експериментів встановлено незалежні фактори і рівні їх варіювання та вибрано комплекс статистичних показників, за якими виконується оцінка експериментальних даних.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

5.1. Встановлення адекватності математичних моделей

Важливим питанням у дослідженні руху механізму підйому мостових кранів є встановлення адекватності математичних моделей, які були прийняті у розрахунках.

Проведемо аналіз зміни зусилля у гілці канату в режимі підйому вантажу „з вісу”. Для цього побудуємо графіки зусилля у гілці канату (рис. 5.1) за теоретичними розрахунками та експериментальними даними.

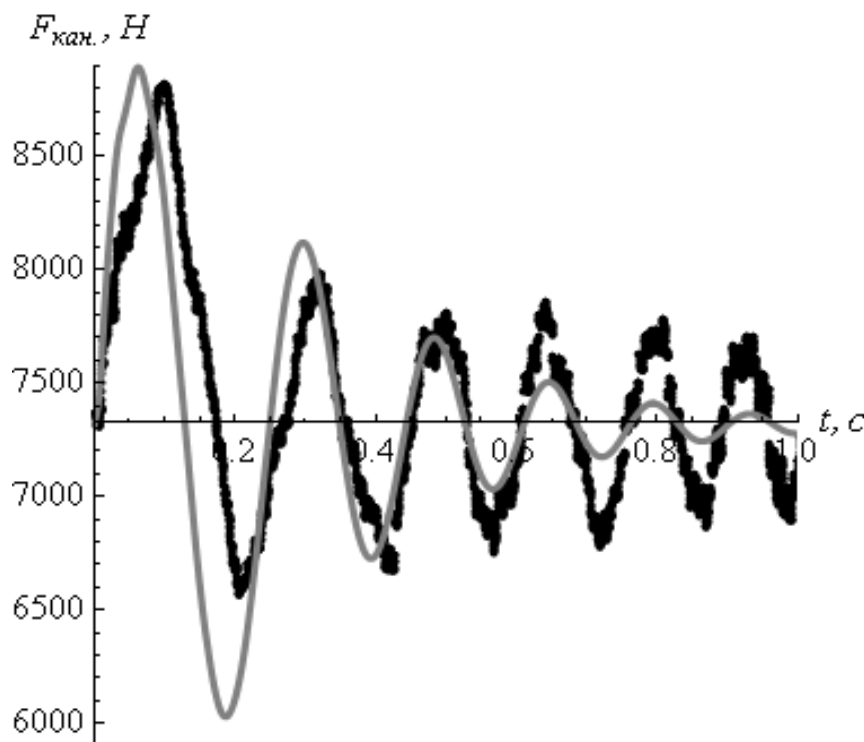


Рис. 5.1. Графіки зусилля у гілці канату, що отримані за допомогою теоретичних розрахунків (сіра суцільна лінія) та за експериментальними даними (точковий графік)

З рис. 5.1 видно, що зміна зусилля у гілці канату у обох випадках має коливний характер. Максимум зусилля припадає на першу хвилю коливань.

Як видно з рис. 5.1, функція зусилля в гілці канату для різних методів її визначення (теоретичного та експериментального) має різний ступінь швидкості затухання. Розраховано логарифмічний декремент коливань [70] функції зусилля для експериментальних даних, який для першої хвилі коливань рівний 0,095, а для наступних хвиль знаходиться в межах 0,012-0,013. Зменшення логарифмічного декременту коливань спричинено зменшенням дисипативних властивостей системи. Зазначимо, що для експериментальних та теоретичних даних коливання зусилля у гілці канату до початку гальмування механізму підйому вантажу встигають затухнути.

У динамічному аналізі механізму підйому вантажу використано показник максимального зусилля у канаті, за яким теоретичні та експериментальні дані для всіх серій експериментальних досліджень відрізняються лише на 1,2-12,4%.

При проведенні експериментальних досліджень у режимі підйому/опускання вантажу „з підхватом” вантаж взаємодіє з кузовом транспортного засобу. Встановлено, що при опусканні на кузов транспортного засобу вантажу масою 1490 кг „просадка” кузова складає 37 мм. Звідси знаходимо жорсткість підвіски транспортного засобу, яка рівна 395051 Н/м.

Надалі наведемо графік прискорення кузова транспортного засобу під час опускання на нього вантажу (рис. 5.2). З рис. 5.2 видно, що коливання функції прискорення транспортного засобу одногармонічні, що підтверджує прийняту у розрахунках динамічну модель основи, на яку опускається або з якої піднімається вантаж.

Затухання коливань функції прискорення транспортного засобу викликано дією дисипативних зусиль у амортизаторах.

У динамічних розрахунках механізмів вантажопідйомних машин можуть використовуватись статичні та динамічні механічні характеристики приводних двигунів. Застосування динамічної механічної характеристики

дозволяє врахувати електромагнітні процеси у двигуні, які мають значний вплив на динамічні та енергетичні процеси у крані.

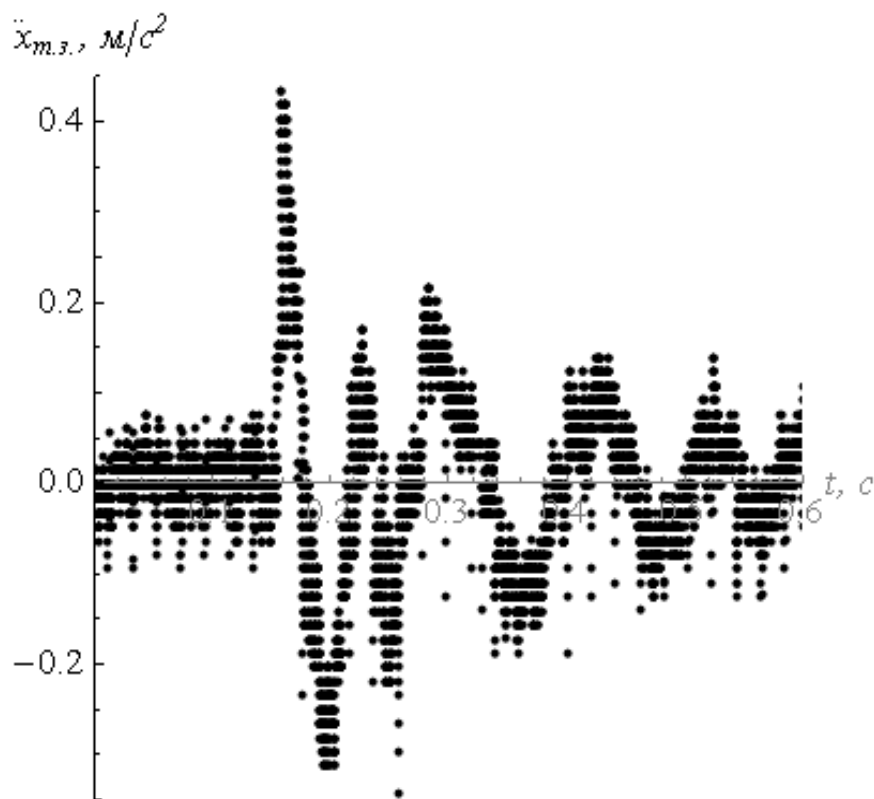


Рис. 5.2. Графік прискорення кузова транспортного засобу під час опускання на нього вантажу

Для того, щоб встановити адекватність використання динамічної механічної характеристики приводних двигунів необхідно провести порівняння теоретичних та експериментальних даних. Таке порівняння проведено за двома показниками: швидкістю руху канатного барабану та струмом електродвигуна.

На рис. 5.3 показано графіки кутової швидкості руху канатного барабану під час його розгону з яких видно, що використання динамічної механічної характеристики двигуна є доцільним. Це впливає з того, що характеристики, які отримані при застосуванні динамічної механічної характеристики, краще збігаються з експериментальними даними, ніж ті, що отримані для статичної механічної характеристики.

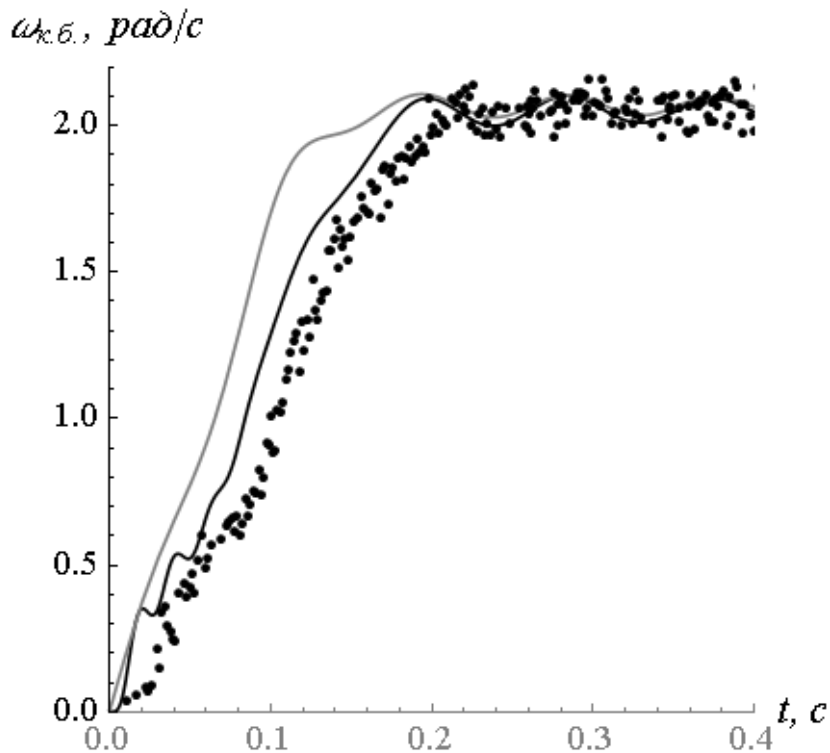


Рис. 5.3. Графіки кутової швидкості руху канатного барабану, які побудовані із використанням динамічної (суцільна чорна лінія) і статичної (суцільна сіра лінія) механічних характеристик двигуна та за експериментальними даними (точковий графік)

У таблиці 5.1 наведено основні показники кінематичних функцій руху канатного барабану під час його розгону для режимів підйому (верхні комірки таблиці) та опускання (нижні комірки таблиці) вантажу.

Таблиця 5.1.

Показники кінематичних функції руху канатного барабана

Показник	За якими даними розраховано показник		
	Експериментальні дані	Моделювання із використанням механічної характеристики	
		динамічної	статичної
1	2	3	4
Максимальне значення	2,13-2,12	2,08	2,09
кутової швидкості, рад/с	2,24-2,28	2,25	2,21

1	2	3	4
Тривалість розгону до усталеної швидкості, сек	0,22-0,21	0,18	0,15
	0,12	0,12	0,13
Середньоквадратичне відхилення, м	-	0,071-0,083	0,131-0,177
Коефіцієнт варіації, %	-	17,7-20,7	32,7-44,2

Аналіз даних, які наведені у табл. 5.1, показують, що за показником максимального значення кутової швидкості статична та динамічна механічні характеристики двигуна досить точно відображають експериментальні дані.

Тривалість розгону канатного барабану до усталеної швидкості за динамічною механічною характеристикою двигуна на 16,6-22,2% менша, ніж за експериментальними даними, а за статичною механічною характеристикою двигуна – на 40,0-46,6% менше. Статистичні показники (середньоквадратичне відхилення та коефіцієнт варіації) при використанні динамічної механічної характеристики значно менші, ніж для результатів, що отримані із використанням статичної механічної характеристики двигуна.

Проведемо аналіз адекватності моделі приводного моменту за показником струму двигуна. На рис. 5.4 представлено графіки струму двигуна механізму підйому вантажу при підйомі вантажу (функція, графік якої представлений лінією сірого кольору представляє діюче значення струму при використанні статичної механічної характеристики двигуна механізму підйому вантажу).

У таблиці 5.2 наведено основні показники, які відповідають експериментальним даним та теоретичним розрахункам струму електродвигуна механізму підйому вантажу. Верхні значення у табл. 5.2 відповідають підйому вантажу, а нижні його опусканню. З табл. 5.2 видно, що, характеристики, які отримані із використанням динамічної механічної

характеристики, збігаються з експериментальним даним за всіма показниками.

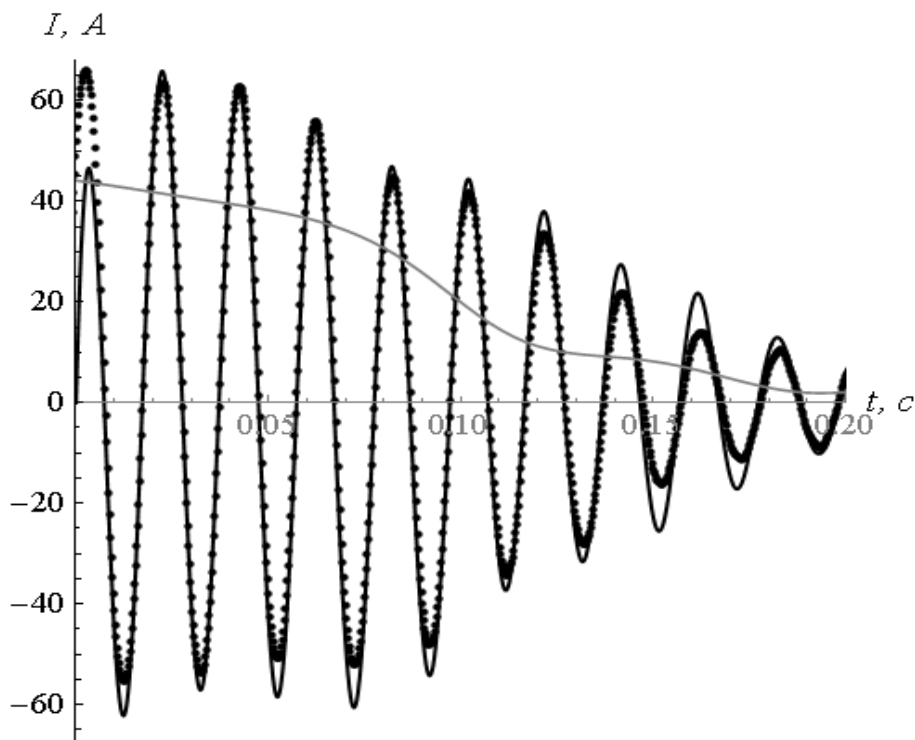


Рис. 5.4. Графіки струму двигуна механізму підйому вантажу (режим підйому вантажу), які побудовані із використанням динамічної (суцільна чорна лінія) і статичної (суцільна сіра лінія) механічних характеристик двигуна та за експериментальними даними (точковий графік)

Таблиця 5.2.

Показники функції струму двигуна механізму підйому вантажу

Показник	За якими даними розраховано показник		
	Експериментальні дані	Моделювання із використанням механічної характеристики	
		динамічної	статичної
1	2	3	4
Максимальне значення струму, А	61,3-61,8	61,2	62,2*
	60,5-61,2	61,0	63,1*
Середнє діюче значення струму протягом розгону двигуна, А	31,1-31,8	31,8	22,2
	24,5-24,9	25,0	14,9

1	2	3	4
Усталене діюче значення струму, А	6,8	6,9	6,1
	6,5	6,6	6,9

*значення рівне добутку максимального діючого значення струму та $\sqrt{2}$.

Статична механічна характеристика має відхилення від експериментальних даних у 40,1-67,1 % за показником середнього діючого значення струму протягом розгону двигуна. Саме цей показник визначає теплові втрати енергії у двигуні. Для того, щоб з'ясувати причину розходження даних необхідно проаналізувати рис. 5.4 з якого випливає, що зменшення діючого значення струму двигуна, який розраховано з використанням статичної механічної характеристики, проходить швидше, ніж зменшення струму за експериментальними даними.

З рис. 5.4 видно, що максимальне значення струму для теоретичних розрахунків знаходяться у першій хвилі, а для експериментальних даних – у другій. Такий розбіг можна пояснити тим, що вмикання двигуна при проведенні експерименту відбувається при значній величині миттєвого значення напруги.

Проведений аналіз показує, що використана у розрахунках режимів руху кранових механізмів динамічна механічна характеристика їх приводних двигунів є адекватною реальній зміні приводного моменту двигунів.

5.2. Аналіз підйому/опускання вантажу у режимі „з вісу”

5.2.1. Некерований режим руху механізму

Наведемо дані, які отримані при проведенні першої серії експериментів для режиму підйому/опускання вантажу „з вісу” (прямий пуск двигуна). Виміряні значення показників для режиму підйому/опускання вантажу „з

вісу” наведено у таблиці 5.4. Досліди виконані для механізму підйому вантажу з двократним поліспастом.

Таблиця 5.4

Значення показників експериментальних досліджень

Показники	Напрямок руху вантажу	
	підйом	опускання
Довжина гнучкого підвісу вантажу 3 метри		
Максимальне прискорення моста крана, м/с^2	0,54	0,50
Максимальне прискорення вантажу, м/с^2	0,42	0,59
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с^2	0,048	0,087
Середнє абсолютне прискорення вантажу, м/с^2	0,055	0,053
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,20	1,13
Довжина гнучкого підвісу вантажу 5 метрів		
Максимальне прискорення моста крана, м/с^2	0,32	0,40
Максимальне прискорення вантажу, м/с^2	0,40	0,50
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с^2	0,042	0,076
Середнє абсолютне прискорення вантажу, м/с^2	0,058	0,054
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,21	1,13

Аналіз даних наведених у табл. 5.4 показує, що максимальне зусилля у канаті залежить від напрямку руху вантажу. Для режиму опускання вантажу максимальне навантаження у канаті виникає під час пуску двигуна (рис. 5.7).

Значні динамічні зусилля у канаті діють і протягом гальмування вантажу у режимі його опускання, однак вони менші за пускові, що пов’язано з більшою тривалістю перехідного процесу гальмування механізму підйому вантажу. Максимальне значення зусилля у канаті при підйомі вантажу виникає у першій хвилі коливання вантажу, коли починається рух системи (рис. 5.1). Середнє абсолютне прискорення моста крана більше для

режиму опускання вантажу, ніж для режиму підйому. Довжина гнучкого підвісу незначно впливає на цей показник.

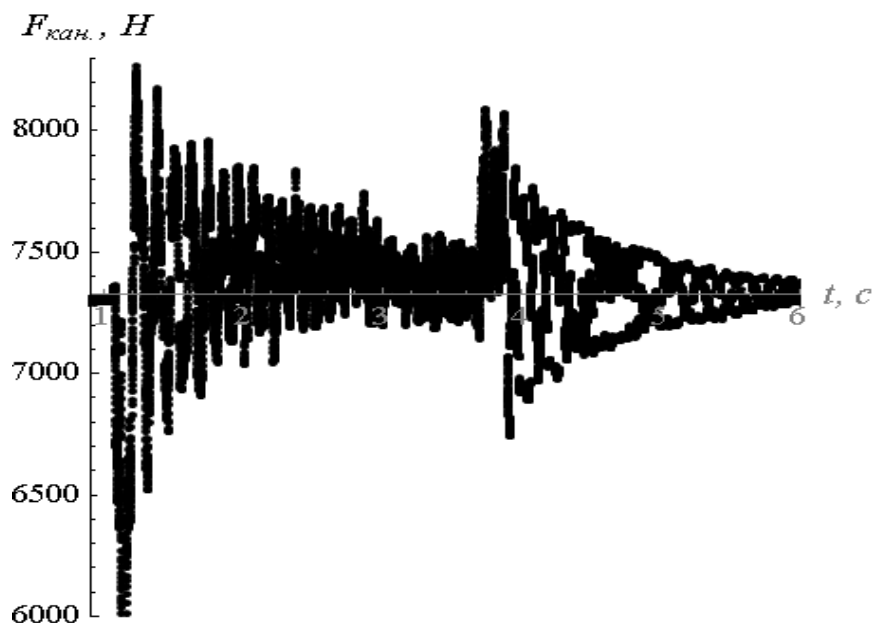


Рис. 5.7. Зусилля у гілці каната під час опускання вантажу

Що стосується максимальних значень прискорень моста та вантажу, то вони спостерігаються у перших хвилях їх коливань (рис. 5.8). Збільшення довжини гнучкого підвісу викликає зменшення максимальних прискорень вантажу та кранового моста. Очевидно, що динамічні зусилля у мості при цьому також будуть меншими.

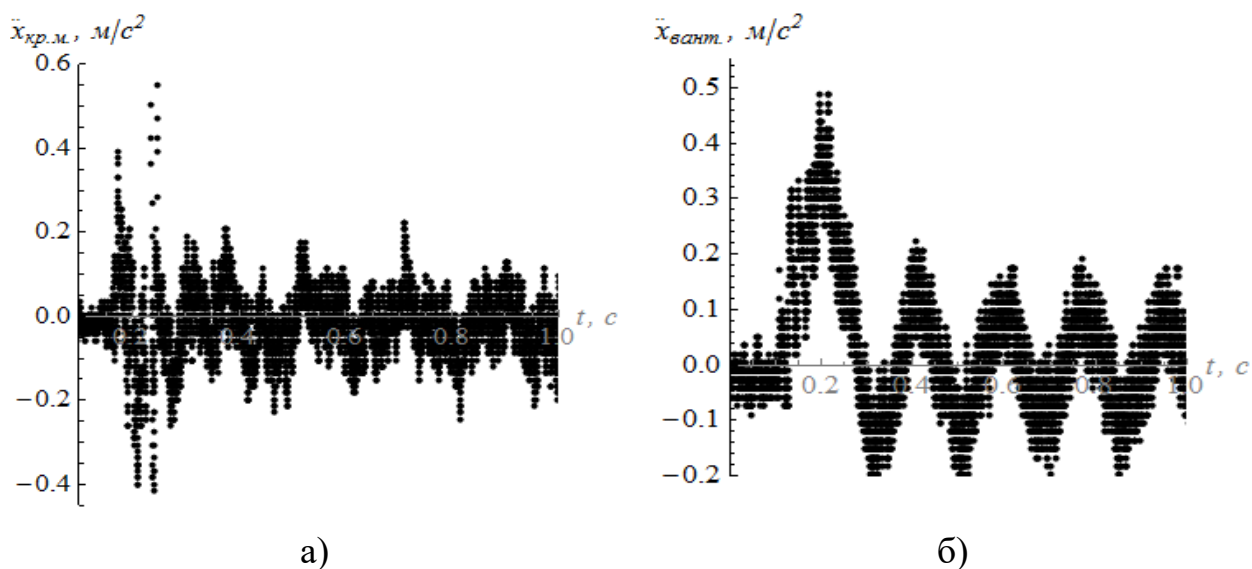


Рис. 5.8. Графіки прискорень (на початку підйому вантажу):

а) кранового моста; б) вантажу

5.2.2. Частотнокеровані режими руху механізму підйому вантажу

Для зниження динамічних зусиль у канаті та крановому мості необхідно певним чином керувати режимами розгону та гальмування механізму підйому вантажу. Проаналізуємо показники, які отримані при частотному керуванні перехідними режимами руху механізму підйому вантажу.

Дані для другої та третьої серії експериментів наведено у таблицях 5.5 та 5.6. Верхнє та нижнє значення показника у кожній комірці таблиць 5.5 та 5.6 відповідають довжинам гнучкого підвісу 5 м та 3 м відповідно.

Таблиця 5.5.

Динамічний, кінематичні та електричний показники для режиму підйому вантажу „з вісу”

Показники	Характеристика наростання та спадання частоти напруги живлення приводу		
	лінійна	S-подібна	оптимальна
1	2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги двигуна 0,5 секунд			
Максимальне прискорення моста крана, m/c^2	0,32	0,34	0,31
	0,34	0,36	0,34
Максимальне прискорення вантажу, m/c^2	0,21	0,23	0,19
	0,27	0,21	0,19
Середнє абсолютне прискорення моста крана, m/c^2	0,065	0,055	0,052
	0,067	0,060	0,058
Середнє абсолютне прискорення вантажу, m/c^2	0,053	0,050	0,050
	0,052	0,051	0,050
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,09	1,06	1,04
	1,08	1,05	1,04
Максимальний струм двигуна, А	12,8	12,6	13,1
	12,4	13,3	12,4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги двигуна 2 секунди			
Максимальне прискорення моста крана, m/c^2	0,38	0,34	0,28
	0,33	0,30	0,24
Максимальне прискорення вантажу, m/c^2	0,20	0,21	0,18
	0,19	0,22	0,17

1	2	3	4
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,045	0,043	0,041
	0,055	0,055	0,053
Середнє абсолютне прискорення вантажу, м/с ²	0,044	0,040	0,039
	0,046	0,043	0,040
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,07	1,06	1,05
	1,07	1,06	1,05
Максимальний струм двигуна, А	12,9	12,5	13,0
	12,6	12,8	12,2

Таблиця 5.6.

Динамічний, кінематичні та електричні показники для режиму опускання вантажу „з вісу”

Показники	Характеристика наростання та спадання частоти напруги живлення приводу		
	лінійна	S-подібна	оптимальна
1	2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги двигуна 0,5 секунд			
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	0,30	0,30	0,24
	0,29	0,30	0,26
Максимальне прискорення вантажу, м/с ²	0,19	0,19	0,17
	0,18	0,18	0,16
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,086	0,080	0,081
	0,093	0,090	0,090
Середнє абсолютне прискорення вантажу, м/с ²	0,052	0,048	0,047
	0,052	0,050	0,044
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,13	1,10	1,09
	1,10	1,10	1,08
Максимальний струм двигуна, А	12,7	12,2	12,3
	12,8	12,8	13,0
Тривалість наростання та спадання частоти напруги двигуна 2 секунди			
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	0,27	0,24	0,21
	0,29	0,26	0,22
Максимальне прискорення вантажу, м/с ²	0,20	0,19	0,17
	0,19	0,18	0,16
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,077	0,073	0,071
	0,090	0,087	0,089
Середнє абсолютне прискорення вантажу, м/с ²	0,044	0,043	0,041
	0,047	0,044	0,045

1	2	3	4
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,07	1,05	1,04
	1,06	1,06	1,04
Максимальний струм двигуна, А	12,4	12,8	12,0
	12,3	12,4	11,8

Аналіз зусилля у канаті при використанні частотнокерованого приводу показує зниження кратності максимального динамічного зусилля. Максимум зусилля у канаті при переході на частотнокерований режим руху приводу механізму підйому вантажу зменшився на 10,1-14,3%. Причому максимум зусилля у канаті знаходиться не у першій хвилі коливань вантажу (рис. 5.9). Оптимальне керування у порівнянні з лінійною та S-подібною характеристиками наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу призводить до зниження максимального зусилля у канаті на 0,9-4,8%.

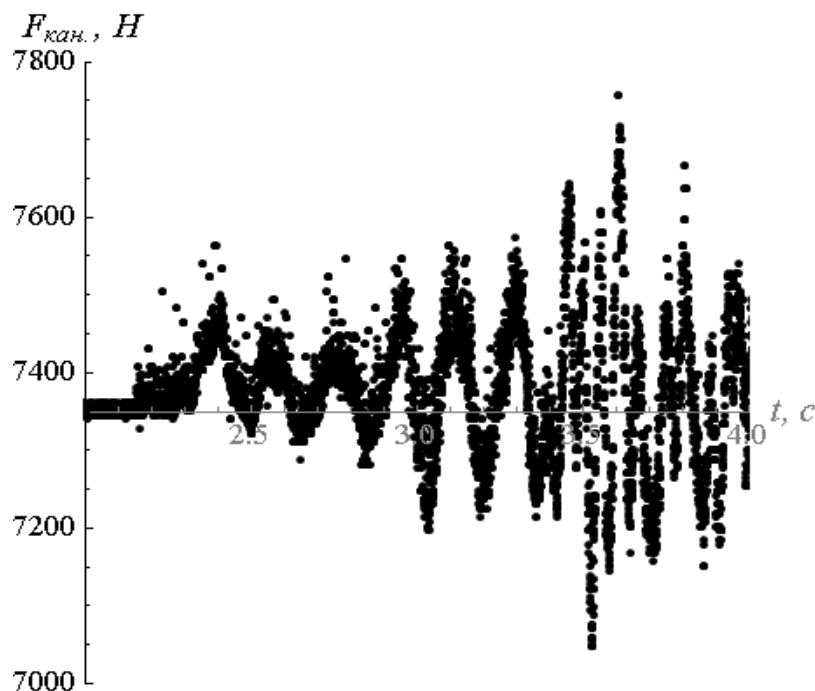


Рис. 5.9. Графік зусилля у гілці каната при частотнокерованому режимі руху механізму підйому вантажу (режим підйому вантажу „з вісу”)

Аналіз даних, які наведені у табл. 5.5 та 5.6, показує, що значний вплив на динамічні зусилля має тривалість розгону/гальмування електроприводу

механізму підйому вантажу. Навіть незначне подовження тривалості перехідних процесів зумовлює суттєве зниження динамічних зусиль у вантажопідйомному канаті. При опусканні вантажу у випадку частотного керування приводом механізму підйому вантажу спостерігаються значно менші навантаження каната динамічними зусиллями, ніж при підйомі.

Проаналізуємо зміну показника максимального прискорення вантажу. Під час розгону/гальмування механізму підйому вантажу із використанням частотного керування приводом максимальне прискорення вантажу у 2,18-2,50 разів менше, ніж при прямому пуску двигуна. Рух механізму за оптимальним законом, який визначений у другому розділі роботи, дозволяє зменшити максимальне прискорення вантажу у порівнянні зі стандартними характеристиками наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу на 11,8-18,5%. Максимальне прискорення кранового моста при частотному керуванні приводом зменшилось у порівнянні з режимом прямого пуску двигуна на 5,2-66,6%. З рис. 5.10 видно, що найінтенсивніші коливання моста виникають протягом перехідних режимів руху механізму підйому вантажу.

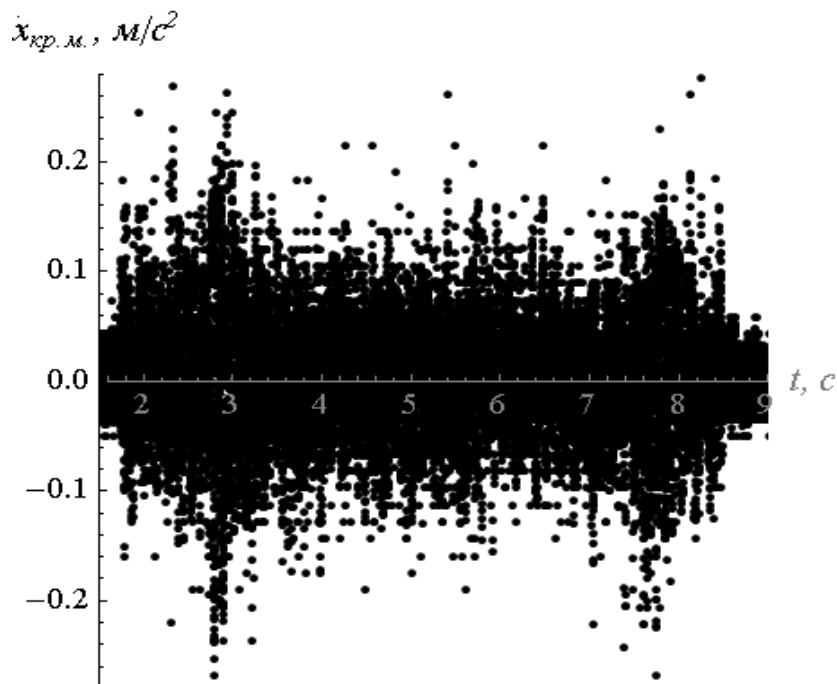


Рис. 5.10. Графік прискорення кранового моста (підйом вантажу „з вісу”) при оптимальному керуванні рухом механізму підйому вантажу

Застосування оптимального закону розгону/гальмування механізму підйому вантажу, дозволяє знизити інтенсивність коливань моста на 14,3-37,5% у порівнянні з лінійною та S-подібною характеристиками наростання і спадання частоти напруги живлення електроприводу механізму підйому вантажу. При цьому зменшується динамічна навантаженість кранового моста.

Перейдемо до аналізу показника електричного струму, який споживається двигуном механізму підйому вантажу. Для цього наведемо графік, який відображає струм двигуна при підйомі вантажу для лінійної характеристики зміни частоти напруги живлення (рис. 5.11).

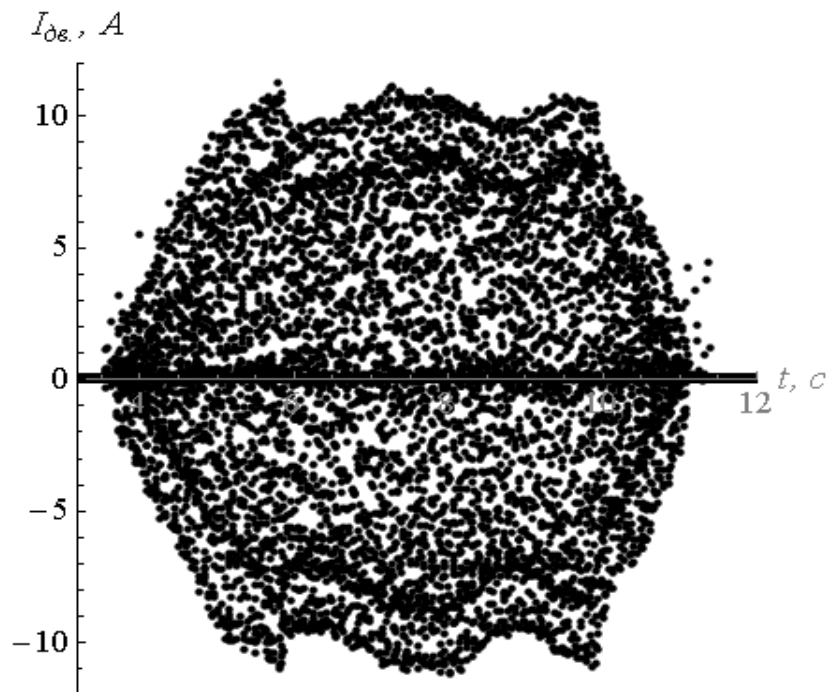


Рис. 5.11. Графік струму двигуна при лінійній характеристиці зміни частоти напруги живлення двигуна

Характер зміни струму для всіх законів аналогічний: при частотному керуванні відсутні значні пікові (пускові) струми, які характерні для прямого пуску двигуна. Наростання та спадання діючого значення струму відбувається повільно. Тривалість перехідного процесу співпадає з тривалістю наростання та спадання напруги живлення двигуна. Це дає змогу

стверджувати, що двигун весь час працює при незначному ковзанні, що викликає значно менші втрати електроенергії.

Використання оптимального керування рухом механізму підйому вантажу не впливає на максимальний струм двигуна.

Для всіх проведених експериментів максимальне значення струму практично співпадає з його ustalеним значенням. Отже, в середньому максимум струму двигуна механізму підйому вантажу при переході на його частотне керування зменшився у 4,92 рази.

5.3. Аналіз підйому/опускання вантажу „з підхватом”

5.3.1. Некерований режим руху механізму

Дані, які отримані при проведенні першої серії експериментів для режиму підйому/опускання вантажу „з підхватом” (прямий пуск двигуна), наведені у таблиці 5.7.

Таблиця 5.7

Значення показників для режиму підйому/опускання вантажу „з підхватом”

Показники	Напрямок руху вантажу	
	підйом	опускання
1	2	3
Максимальне прискорення моста крана, м/с^2	2,45	1,01
Максимальне прискорення вантажу, м/с^2	0,73	0,78
Максимальне прискорення транспортного засобу, м/с^2	0,23	0,43
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с^2	0,091	0,067
Середнє абсолютне прискорення вантажу, м/с^2	0,080	0,076

1	2	3
Середнє абсолютне прискорення транспортного засобу, м/с^2	0,035	0,045
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,06	1,01
Максимальний струм двигуна, А	61,9	61,2

На рис. 5.12 показано графік зміни зусилля у канаті при підйомі вантажу з транспортного засобу та при його опусканні на транспортний засіб. З рис. 5.12 видно, що найбільше зусилля у канаті виникає під час його натягу. На цьому етапі швидкість набігання канату на барабан є значною і тому в канаті виникає зусилля максимальне значення якого на 6% перевищує вагу вантажу.

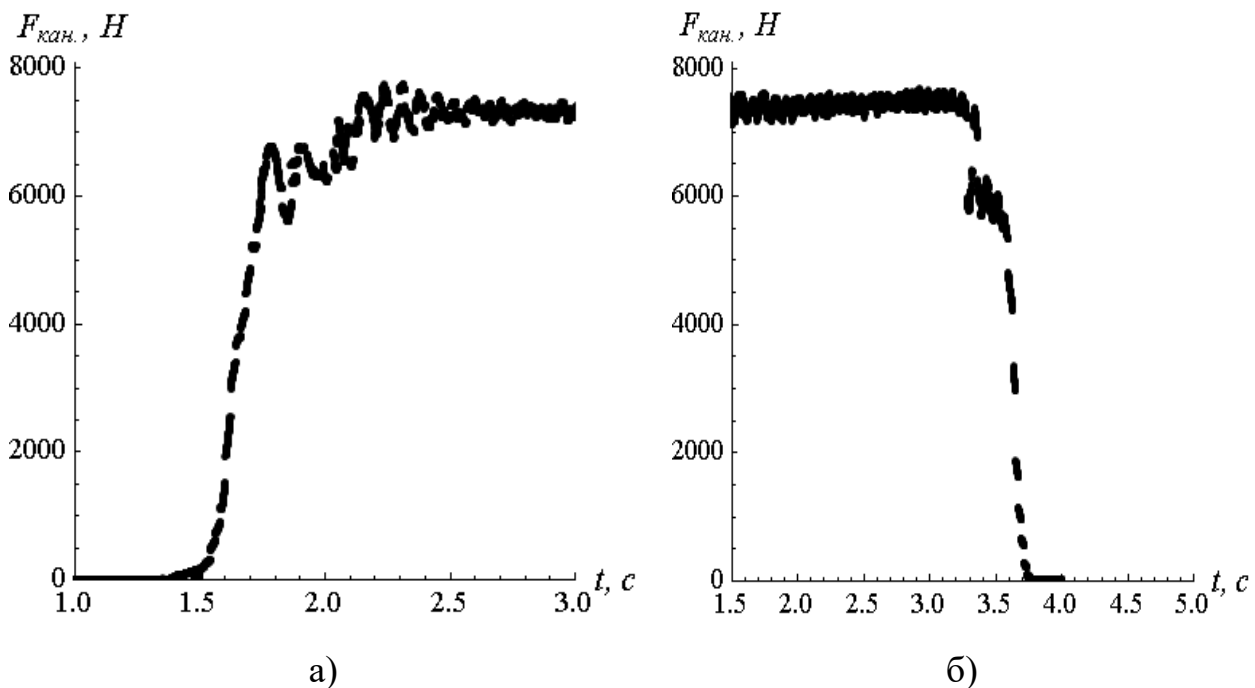


Рис. 5.12. Графіки зміни зусилля у гілці канату при: а) підйомі вантажу;
б) опусканні вантажу

При підйомі вантажу в режимі „з підхватом” на початку руху системи вантаж знаходиться на транспортному засобі. „Передача” ваги вантажу з підвіски транспортного засобу на канат (навантаження каната) відбувається

відносно тривалий час (згідно отриманих експериментальних даних 0,8 секунд). Вага вантажу „передається” поступово, тому кратність максимального зусилля у гільці каната є незначною.

Для того, щоб оцінити інтенсивність коливань транспортного засобу та кранового моста наведемо графіки їх прискорень (рис. 5.13). Навантаження кранового моста динамічними зусиллями починається у момент початку натягу канату. Під дією дисипативних зусиль коливання кранового моста затухають (рис. 5.13 б).

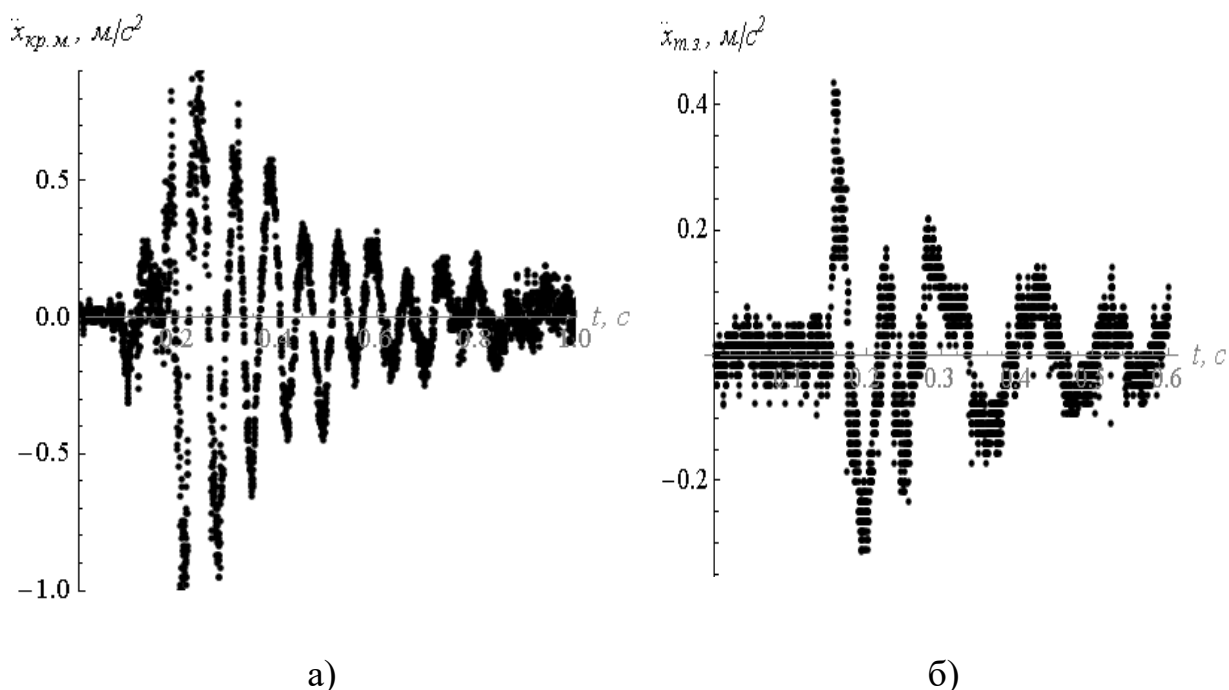


Рис. 5.13. Графіки прискорення: а) транспортного засобу при опусканні на нього вантажу; б) кранового моста при підйомі вантажу

З рис. 5.13 а видно, що коливання транспортного засобу виникають після його взаємодії з вантажем, який на нього опускається. Після моменту дотикання вантажу до транспортного засобу амплітуда коливань останнього зростає. Це вказує на виникнення динамічних навантажень у підвісці транспортного засобу. Для їх зниження необхідно зменшити швидкість посадки вантажу на транспортний засіб.

Що стосується максимального значення струму двигуна механізму підйому вантажу то воно не залежить він напрямку руху вантажу. Крім того,

максимальний струм двигуна для режимів підйому вантажу „з вісу” та „з підхватом” практично однакові. Аналіз зміни струму протягом циклу підйому/опускання вантажу показує, що навантаження двигуна моментом від ваги вантажу при його підйомі (або його розвантаження при опусканні вантажу) викликає відносно незначну зміну діючого значення струму.

5.3.2. Частотнокеровані режими руху механізму підйому вантажу

Проведемо аналіз показника зусилля у гілці вантажного каната. Для цього побудуємо графіки функцій зусилля, які відповідають швидкості набігання каната на барабан при частоті напруги живлення приводного двигуна $0,1f_{ном}$ та $0,9f_{ном}$ (рис. 5.14).

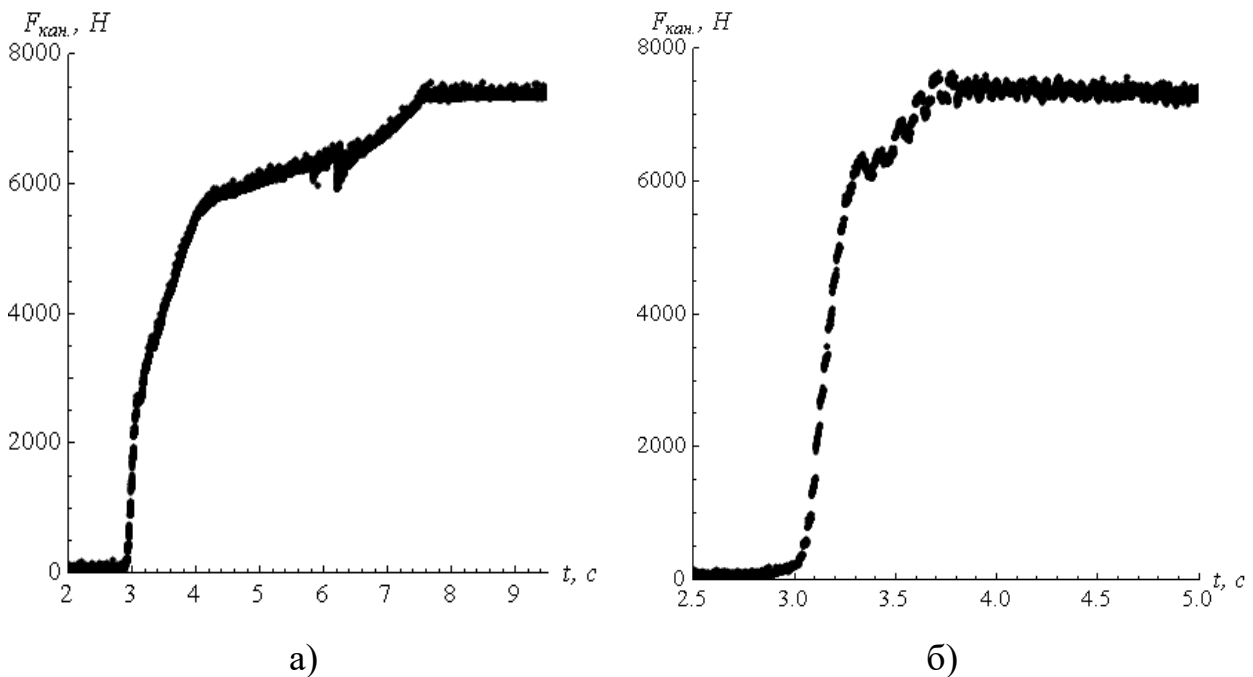


Рис. 5.14. Графіки зусилля у канаті при підйомі вантажу на швидкості, що відповідає частоті напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу:

а) $0,1f_{ном}$; б) $0,9f_{ном}$

З наведених графіків видно, що зменшення частоти напруги живлення приводу механізму підйому вантажу на етапі натягу канату дозволяє знизити

максимум динамічного зусилля у канаті. Однак при цьому подовжується тривалість перехідного процесу.

Всі експериментальні дані другої серії експериментів для режиму підйому вантажу у режимі „з підхватом” наведено у таблиці 5.8. Верхнє значення показника у кожній комірці таблиці 5.8 відповідає режиму підйому вантажу, а нижнє – опусканню.

Таблиця 5.8.

Динамічний, кінематичні та електричний показники для оптимального режиму підйому/опускання вантажу „з підхватом”

Показники	Частота напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу під час натягу канату або посадки вантажу на транспортний засіб, процент від номінальної частоти 50 Гц								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	0,56	0,78	1,01	1,70	1,78	2,010	2,23	2,40	2,45
	0,35	0,40	0,40	0,65	0,77	0,85	0,90	0,98	1,01
Максимальне прискорення вантажу, м/с ²	0,29	0,31	0,32	0,45	0,55	0,64	0,70	0,70	0,71
	0,26	0,30	0,30	0,47	0,56	0,67	0,70	0,75	0,76
Максимальне прискорення транспортного засобу, м/с ²	0,15	0,14	0,14	0,15	0,17	0,15	0,20	0,20	0,21
	0,20	0,20	0,21	0,25	0,31	0,32	0,36	0,41	0,40
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,051	0,053	0,053	0,055	0,060	0,071	0,073	0,086	0,090
	0,037	0,038	0,040	0,043	0,052	0,057	0,062	0,065	0,066

Продовж. табл. 5.8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Середнє абсолютне прискорення вантажу, м/с ²	0,039	0,040	0,042	0,047	0,050	0,066	0,067	0,075	0,077
	0,037	0,038	0,042	0,046	0,053	0,060	0,064	0,070	0,074
Середнє абсолютне прискорення транспортного засобу, м/с ²	0,020	0,022	0,021	0,020	0,024	0,025	0,030	0,032	0,034
	0,024	0,025	0,027	0,028	0,030	0,032	0,031	0,038	0,041
Кратність максимального зусилля у гілці каната	1,01	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,06
	1,01	1,01	1,01	1,02	1,01	1,01	1,02	1,01	1,01
Максимальний струм двигуна, А	12,6	11,5	13,1	12,7	11,7	12,1	12,1	12,3	12,8
	12,0	11,8	13,2	13,2	13,0	12,5	12,8	12,0	13,3

Аналіз даних, які занесені у табл. 5.8, показує, що при частоті напруги живлення двигуна $0,1f_{ном}-0,4f_{ном}$ динамічні навантаження у канаті не перевищують 1-2% від ваги вантажу. Подальше зростання частоти призводить до підвищення динамічних навантажень у канаті до рівня, який відповідає некерованому режиму руху механізму підйому вантажу. При зниженні швидкості опускання вантажу, яке викликано пониженою частотою живлення приводного двигуна на етапі посадки вантажу на транспортний засіб, прискорення транспортного засобу знижується. Вже при частоті напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу $0,3f_{ном}$ відбувається зниження максимального прискорення транспортного засобу у 2,42-2,52 рази. Подальше зниження частоти напруги живлення двигуна не призводить до значного зменшення інтенсивності коливань транспортного засобу. Аналіз

максимальних значень прискорень кранового моста та вантажу, які наведені у табл. 5.8, показує, що зроблений вище висновок можна поширити і на коливання цих елементів: при частоті напруги живлення приводного двигуна $0,3f_{ном}$ відбувається зниження максимальних амплітуд коливань кранового моста у 1,50-1,90 рази, а вантажу у 2,22-2,53 рази. Аналіз показника максимального струму двигуна дозволяє встановити, що він не залежить від частоти напруги живлення приводного двигуна на етапі навантаження канату. Як видно з рис. 3.15 максимальне значення струму двигуна може виникати як під час розгону двигуна так і протягом його навантаження. На рис. 5.15 а ділянка графіка струму від 3,4 сек до 20,3 сек відповідає живленню приводного двигуна напругою з частотою 5 Гц.

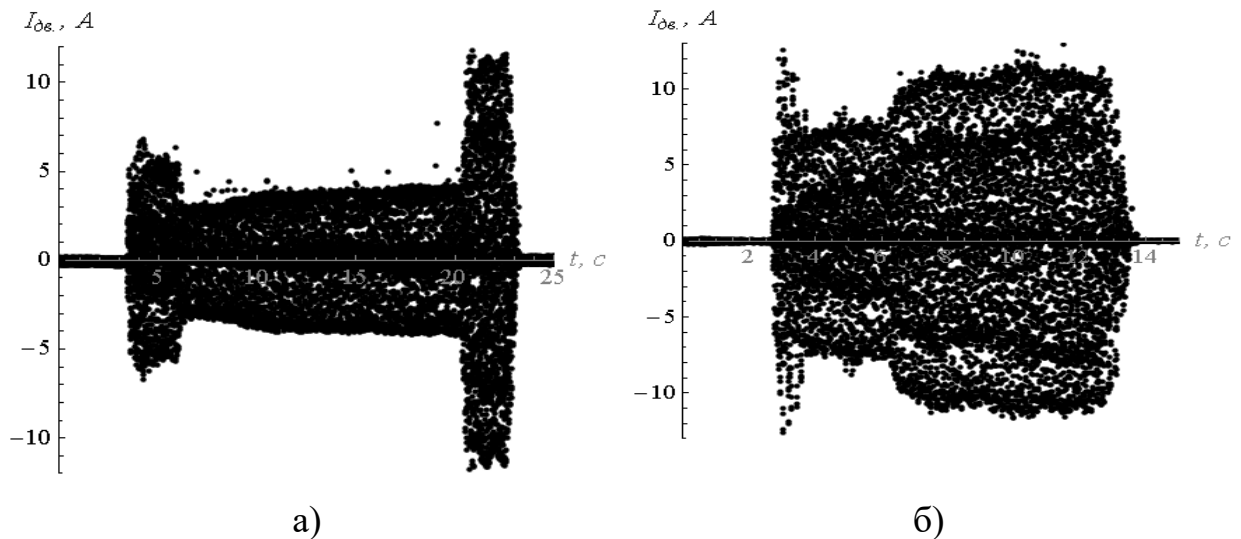


Рис. 5.15. Графіки струму двигуна на етапі навантаження канату при частоті напруги живлення двигуна: а) $0,1f_{ном}$; б) $0,9f_{ном}$

Лише після того, як канат повністю прийняв на себе навантаження від ваги вантажу виконується зростання частоти до 50 Гц. Разом із частотою збільшується швидкість обертання двигуна механізму підйому вантажу, що викликає зростання споживаного двигуном струму (на рис. 5.15 а це ділянка від 20,3 сек до 22,1 сек). З рис. 5.15 б видно, що пік споживаного двигуном струму виникає під час пуску двигуна. Оскільки частота напруги живлення рівна 45 Гц ($0,9f_{ном}$), то режим розгону двигуна близький до прямого пуску.

Висновки до п'ятого розділу

1. Встановлено, що статистичні показники відхилення теоретичних та експериментальних даних є незначними (відхилення максимального зусилля у гільці канату при підйомі вантажу складає 1,2-12,4%; коефіцієнт варіації кутової швидкості руху канатного барабану рівний 17,7-20,7%; середні діючі значення струму двигуна механізму підйому вантажу при його розгоні практично однакові). Це вказує на те, що прийняті у теоретичних розрахунках математичні моделі руху механізмів підйому вантажу адекватно відображають реальні процеси у цих механізмах.
2. Частотне керування приводом механізму підйому вантажу при його підйомі/опусканні у режимі „з вісу” за стандартними (лінійною та S-подібною) характеристиками зміни частоти напруги живлення електроприводу механізму призвів до зниження зусиль у канаті до 14,3%, максимальних прискорень вантажу у 2,18-2,50 разів, максимального прискорення кранового моста до 66,6%, максимального струму електроприводу механізму в середньому у 4,92 разів в порівнянні з прямим пуском двигуна. Використання оптимальних законів руху механізму дозволило додатково знизити амплітуди коливань кранового моста до 37,5% та динамічного зусилля у канаті до 4,8% у порівнянні зі стандартними характеристиками зміни частоти напруги живлення електроприводу механізму підйому вантажу.
3. При оптимальному керуванні рухом механізму підйому вантажу у режимі „з підхватом” зниження швидкості опускання вантажу на транспортний засіб дозволяє знизити рівень динамічного зусилля у канаті до 1% від ваги вантажу. Крім того, на етапі навантаження канату при частоті напруги живлення двигуна $0,3f_{ном}$ та нижче максимальні прискорення вантажу, транспортного засобу, кранового моста, а також динамічні навантаження у канаті значно знижуються.

РОЗДІЛ 6

РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ТА РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

6.1. Уточнення вимог до апаратної частини системи керування рухом механізмом підйому вантажу

Для ефективною реалізації оптимального керування рухом механізмом підйому вантажу необхідно забезпечити певні вимоги до програмної та апаратної частин системи керування. Наведемо основні рекомендації, які необхідно враховувати при її конструюванні. Насамперед всі апарати та пристрої умовно поділимо на силові та інформаційні. Перші виконують передачу та перетворення енергії (електричної та механічної), а другі – інформації. До силового обладнання належать: механічні передачі механізмів, електродвигуни, частотні перетворювачі, комутаційна апаратура. Інформаційне обладнання включає: датчики, перетворювачі та підсилювачі інформаційних сигналів, мікроконтролери (мікрокомп'ютери) та допоміжне обладнання (блоки живлення, блоки резервування живлення, карти пам'яті для запису характеристик роботи кранових механізмів тощо).

Робота механізму характеризується періодичністю. Підйом та опускання вантажів номінальної ваги чергується з роботою в режимі холостого ходу, коли виконується переміщення гакового захвату без вантажу. При цьому існує можливість підвищити швидкість руху механізму, оскільки двигун практично не навантажений. Для реалізації цієї можливості частотний перетворювач повинен живити обмотки електродвигуна напругою, частота якої більша, ніж промислова (50 Гц). При цьому двигун збільшує швидкість і підйом/опускання гаку або вантажу незначної маси відбувається швидше, а продуктивність роботи механізму підйому вантажу зростає. Необхідно мати на увазі, що зростання швидкості роботи механізму

призводить до зростання навантажень та зубчасті передачі та підшипникові вузли і необхідно, щоб вказані елементи були розраховані на відповідні навантаження.

Збільшення швидкості руху механізму підйому вантажу не викликає ускладнень при оптимальному керуванні, оскільки закони оптимального руху механізму підйому вантажу є аналітичними, величина усталеної швидкості руху механізму входить в вираз оптимального закону як априорі не задана величина. Розрахунок цієї величини ґрунтується на забезпеченні перевантажувальної здатності електроприводу механізму підйому вантажу.

У попередніх розділах встановлено, що зниження швидкості посадки вантажу на основу або його підйомі з неї викликає значне зниження динамічних навантажень у кранових елементах та основі. Реалізація цієї можливості вимагає зменшення швидкості руху електроприводу механізму підйому вантажу на певних етапах циклу підйому/опускання вантажу. Зниження швидкості руху двигуна призводить до погіршення умов його охолодження, що, у свою чергу, викликає перегрів обмоток двигуна та теплове пошкодження ізоляції. Для уникнення цих випадків електродвигун механізму підйому вантажу повинен бути обладнаний зовнішнім незалежним вентилятором.

Для підвищення енергоефективності роботи кранових механізмів їх електроприводи можуть обладнуватись рекуперативними блоками, які дозволяють передавати згенеровану електроприводом енергію у електричну мережу. Вартість рекуперативного блоку приблизно рівна вартості самого частотного перетворювача, тому термін його окупності може бути достатньо великим. Альтернативою використанню рекуперативних блоків може бути гальванічне з'єднання шин постійного струму декількох частотних перетворювачів, наприклад, електроприводів механізмів підйому вантажу, переміщення кранового візка та крана. У цьому разі при опусканні вантажу його потенціальна енергія перетворюється у електричну і передається споживання електроенергії з мережі.

Для якісної реалізації оптимальних законів руху механізму підйому вантажу у систему керування необхідно вводити зворотній зв'язок за одним або декількома параметрами, наприклад, за кутовою швидкістю канатного барабана. Датчик кутової швидкості канатного барабана представляється у вигляді цифрового енкодера, який кінематично з'єднаний з ребордою барабана. Цей датчик дає змогу визначити довжину гнучкого підвісу вантажу, яка необхідна для розрахунку оптимального закону переміщення крана. При виборі датчика необхідно обґрунтовано підходити до його точності, яка визначається у імпульсах за оберт вала датчика. Висока точність датчика може викликати перевантаження каналу зв'язку між датчиком та мікроконтролером або збільшити кількість розрахунків мікроконтролера, який виконує обробку сигналів датчика. Навпаки: якщо точність датчика є невеликою, то це призводить до недостатньої точності вимірювання кутової швидкості канатного барабану або довжини гнучкого підвісу вантажу. Крім того, необхідно враховувати умови зовнішнього середовища у місці установки датчика для вибору ступеня його захищеності.

Для вимірювання зусилля у канатному підвісі вантажу необхідно використовувати S-подібний тензометричний датчик, який повинен бути вибраний із врахуванням динамічних навантажень у канатному підвісі. Датчик встановлюють у розріз гілки канатного підвісу, яка закріплена до вантажного візка. Крім того, у випадку роботи крана у зовнішньому середовищі, яке характеризується наявністю вологи, пилу, агресивних газів і широкими межами коливання температури, корпус датчика повинен бути виконаний із нержавіючого металу, а схема повинна містити температурну компенсацію [71]. Використання датчика зусилля у канаті дозволяє визначити масу вантажу, значення якої необхідно для розрахунку оптимального закону руху механізму підйому вантажу. Крім того, цей датчик дає змогу автоматизувати цикл підйому/опускання вантажу.

Для оцінки електричних параметрів руху механізмів крана використовуються датчики струму на напруги. Датчики струму дозволяють

встановити навантаження електрообладнання крана. Як правило, запис основних електричних параметрів виконується частотним перетворювачем автоматично. Час від часу необхідно проводити моніторинг записаних даних для того, щоб встановити характер навантаженості роботи окремих електроприводів. Це також дає змогу визначити резерви енергозбереження крана. Аналіз отриманих при експлуатації крана даних (кількість циклів, витрати електроенергії на виконання циклу, тривалість експлуатації тощо) дозволяє задати або уточнити певні параметри у виразах оптимальних законів руху кранових механізмів, наприклад, усталену швидкість переміщення крана, тривалість розгону/гальмування крана, тривалість вибору слабину канату при підйомі вантажу тощо.

Всі описані датчики повинні мати екрановані сигнальні кабелі, для того, щоб вплив зовнішніх електромагнітних перешкод, викликаних атмосферними розрядами або комутацією силового електрообладнання (електродвигунів, частотних перетворювачів тощо) був мінімальним. Іншим способом передачі даних є безпроводний зв'язок, який необхідно застосовувати для випадків коли використання кабелів зв'язку ускладнює або унеможливорює процес передачі даних.

Вимірні параметри, які дають змогу оцінити стан кранової системи під час керування її рухом, надходять у мікроконтролер. Головними вимогами до мікроконтролера є: продуктивність роботи (вона повинна бути оптимізована під вирішення задач керування промисловими електроприводами); достатні об'єми пам'яті (постійної та оперативної); надійність; невисока вартість пристрою та його „обв'язки”; наявність доступних програмних продуктів для розробки програмного забезпечення, яке реалізує оптимальне керування роботою кранових механізмів; наявність доступних баз розроблених програмних продуктів.

Загальною вимогою до електросилового та інформаційного обладнання системи керування рухом кранових механізмів є можливість безпроблемного

сполучення у промислову мережу передачі даних із високою захищеністю та швидкодією.

6.2. Уточнення вимог до програмного забезпечення системи керування рухом механізму підйому вантажу

Розробка програмного забезпечення системи керування рухом механізмів вантажопідйомних кранів повинна проводитись спеціалізованими компаніями. При виборі розробника програмного забезпечення необхідно враховувати його специфіку: він повинен спеціалізуватись на промислових проектах в яких використовуються частотнокеровані електроприводи, енкодери та інші інтелектуальні датчики, а зв'язок між окремими елементами системи керування виконується за допомогою промислових мереж CAN, ModBus, RS-485, DeviceNet тощо [72]. Крім того, важливою є підтримка користувача програмного забезпечення, яку також виконує розробник. Вона включає: навчання персоналу (операторів кранів), консультацій в on-line режимі, діагностування програмного забезпечення (у тому числі в режимі віддаленого доступу) та можливість розширення його функціональності тощо.

Звичайно, для того, щоб отримати ефективне програмне забезпечення системи керування рухом крана необхідно обґрунтовано підійти до ключових положень технічного завдання до його розробки. В технічному завданні до розробки програмного забезпечення для системи керування рухом крана необхідно чітко вказати: мету її створення; область застосування; вимоги до програми (інтерфейс, особливі вимоги до окремих модулів тощо); структуру баз даних, з якою буде взаємодіяти програма; апаратне забезпечення системи керування.

Вкажемо основні вимоги, які ставляться до програмного забезпечення системи керування рухом механізмів вантажопідйомних кранів. Однією з таких вимог є можливість перемикання режимів керування. Це дає змогу

збільшувати або зменшувати участь оператора крана у впливі на рух кранових механізмів. Загальною тенденцією розвитку програмного забезпечення систем керування кранами є перехід на інтелектуальні алгоритми, наприклад, fuzzy-логіку [73] або штучні нейронні мережі [74]. Звичайно такі алгоритми базуються на базах експертних знань, які, в свою чергу, складаються на основі формалізації досвіду висококваліфікованих операторів кранів. Таким чином, система керування рухом кранових механізмів стає більш „інтелектуальнішою”. Користуючись тими самими знаннями що і оператор крана, „інтелектуальна” система керування позбавлена головного недоліку „людського” керування: якість її роботи не змінюється, на відміну від оператора крана, який у кінці робочої зміни допускає досить багато помилок, викликаних втомою. Отже, широкий набір режимів керування дозволяє підібрати оптимальний рівень участі оператора крана у процесі керування рухом кранових механізмів.

Зазначимо, що нижчі рівні керування, наприклад, виконавчий, не потребують „інтелектуальності”. Вона необхідна на вищих ієрархічних рівнях керування, де приймаються рішення щодо планування руху крана з врахуванням умов робочої зони (наприклад, геометричних обмежень на рух крана) та логістичних зв'язків крана з іншими об'єктами (іншими кранами, транспортними засобами тощо).

Застосування програмних оптимальних законів руху кранових механізмів виконується підсистемою планування руху. У випадку коли дія зовнішніх стохастичних збурень на рух крана і вантажу на гнучкому підвісі є значною, підсистема планування руху крана „перемикається” на застосування оптимального закону руху крана у вигляді зворотного зв'язку.

Для спрощення написання програмного забезпечення системи керування рухом кранових механізмів його представляють у вигляді певної структури. Користувача програми не цікавить її структура. Однак, розробник програмного забезпечення, умовно розбиваючи програму на певні логічно-цілісні модулі (юніти), досягає економії часу на її розробку.

Обов'язковою вимогою до програмного забезпечення є його діагностика, яка може виконуватись розробником програми, її користувачем або самою програмою (самодіагностика). Отримані під час проведення самодіагностики дані можуть бути передані розробнику програми або/її користувачу. Як правило, проведення діагностики виконується на початку і у кінці роботи системи керування рухом крана. Однак, для систем керування, які працюють з відповідальними процесами транспортування вантажу (переміщення вантажів у портах, переміщення хімічноактивних речовин, розплавленого металу тощо) діагностика програмного забезпечення може виконуватись частіше.

6.3. Приклади виконаних розробок

При експлуатації механізму підйому вантажу важливо забезпечити відсутність перевантаження його приводу та зменшити динамічні навантаження у канаті. Один зі способів, який дозволяє забезпечити ці вимоги, полягає у керуванні електродвигуном механізму підйому вантажу [75]. Сутність цього способу полягає у тому, що рух електродвигуна механізму підйому вантажу розділений на три етапи: на першому етапі електродвигун розганяється і певний час обертається на посадочній швидкості (при цьому виконується вибір слабину канату, його натяг та підйом вантажу на невелику висоту); на другому етапі виконується розгін електродвигуна до усталеної швидкості за певним законом та рух на усталеній швидкості; на третьому – гальмування електродвигуна за визначеним законом до зупинки та накладання гальма. Опишемо докладніше сутність процесів, які відбуваються на всіх трьох етапах (рис. 9.2 показано алгоритм способу керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана).

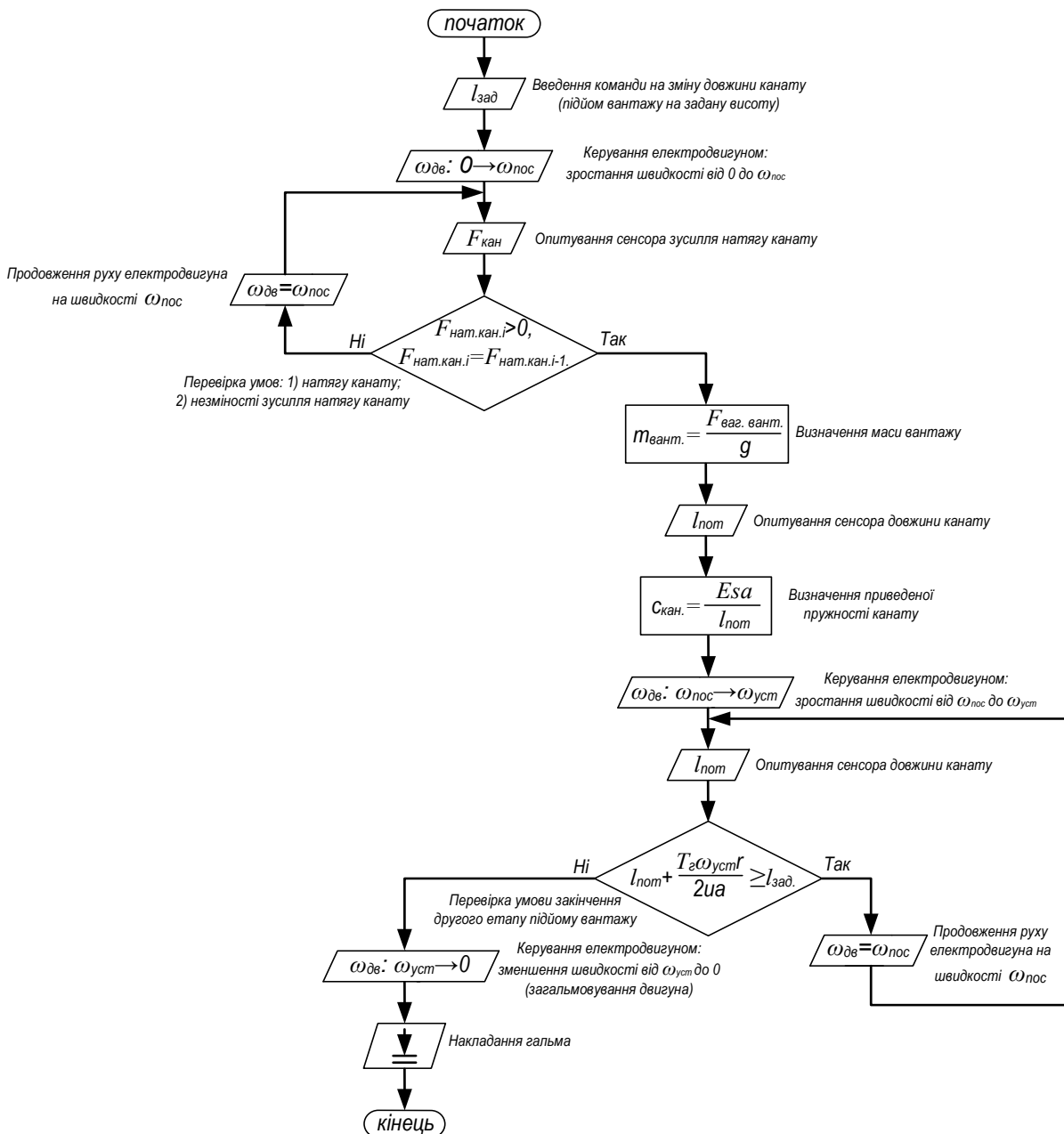


Рис. 6.2. Алгоритм способу керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана

До початку першого етапу оператор крана вводить команду на зміну довжини канату (підйом вантажу на певну висоту, яка відповідає довжині канату $l_{зад}$).

Після цього починається перший етап підйому вантажу, при якому виконують розгін електродвигуна до посадочної швидкості $\omega_{нос}$. При цьому слабина канату вибирається, вантаж починає підніматись, а у канаті

виникають незначні динамічні навантаження, які пов'язані з невеликими затухаючими коливаннями вантажу, що виникли в момент його відриву від основи. Надалі вимірюють зусилля натягу канату $F_{нат.кан.}$ і перевіряють умову:

$$\begin{cases} F_{нат.кан.i} > 0; \\ F_{нат.кан.i} = F_{нат.кан.i-1}, \end{cases} \quad (6.1)$$

де $F_{нат.кан.i}$ та $F_{нат.кан.i-1}$ – зусилля натягу канату, які відповідають i -тому (поточному) та $i-1$ -ому (попередньому) вимірам відповідно.

Виконання першої умови означає, що канат навантажений, а другої – що зусилля натягу канату $F_{нат.кан.}$ не змінилося між вимірюваннями і що коливні процеси руху вантажу затухли, а у канаті діє лише зусилля від ваги вантажу, яке визначається за виразом:

$$F_{ваг.вант.} = m_{вант.}g, \quad (6.2)$$

де $m_{вант.}$ – маса вантажу. Використовуючи формулу (6.2), знаходять масу

вантажу $m_{вант.} = \frac{F_{ваг.вант.}}{g}$. Після цього визначають поточну довжину канату $l_{пот}$

та розраховують його зведену жорсткість:

$$c_{кан.} = \frac{Esa}{l_{пот}}, \quad (6.3)$$

де E – модуль пружності канату;

s – площа поперечного перерізу канату;

a – кратність поліспасти;

$l_{пот}$ – поточна довжина канату. Другий етап підйому вантажу починається з розгону електродвигуна до усталеної швидкості $\omega_{уст}$ за законом:

$$\begin{aligned} \omega_{ел.дв.} = & (-60m_{вант.}t(2t^2 - 3tT + T^2)(\omega_{нос} - \omega_{уст}) + c_{кан.}(T^5\omega_{нос} + 15 \times \\ & \times t^4T(\omega_{нос} - \omega_{уст}) + 6t^5(\omega_{уст} - \omega_{нос}) + 10t^3T^2(\omega_{уст} - \omega_{нос})))c_{кан.}^{-1}T^{-5}, \end{aligned} \quad (6.4)$$

де T – тривалість розгону електродвигуна до швидкості $\omega_{уст}$;

t – поточний час. Як тільки електродвигун набрав швидкість $\omega_{уст}$ перевіряють умову:

$$l_{ном.} + \frac{T_e \omega_{уст} r}{2ua} \geq l_{зад.}, \quad (6.5)$$

де $l_{зад}$ – довжина канату, яка задана оператором крана (наприклад, для режиму підйому вантажу);

T_e – тривалість гальмування електродвигуна до повної зупинки;

r – радіус канатного барабана. Якщо умова (6.5) не виконується, то електродвигун продовжує працювати режимі, при якому його вал обертається з усталеною швидкістю $\omega_{уст}$. Виконання умови (6.5) означає, що необхідно загальмовувати електродвигун, оскільки для того, щоб досягти заданої оператором крана довжини підвісу $l_{зад}$ потрібно, щоб на канатний барабан набігла довжина канату, яка рівна $\frac{T_e \omega_{уст} r}{2ua}$. Як тільки умова (6.5)

виконалась, починають третій етап руху електродвигуна, на якому виконується загальмовування двигуна, причому кутова швидкість двигуна змінюється за законом:

$$\omega_{ел.дв.} = (-c_{кан.} (t - T_e)^3 (6t^2 + 3tT_e + T_e^2) + m_{вант.} \times (-120t^3 + 180t^2 T_e - 60t T_e^2 + g T_e^5)) \frac{\omega_{уст}}{c_{кан.} T_e^5}. \quad (6.6)$$

У момент зупинки електродвигуна на його вал накладають гальмо, яке унеможливорює опускання вантажу під дією ваги. Пропонований спосіб керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана дозволяє унеможливити перевантаження електродвигуна механізму підйому вантажу мостового крана, зменшити шкідливі коливання вантажу у вертикальному напрямку, подовжити термін експлуатації канатів.

Для зменшення ударних навантажень, які діють на вантаж та основу, на яку опускається вантаж, запропоновано пристрій для керування механізмом

підйому вантажу прольотного крана [76]. Сутність роботи пристрою полягає у регулюванні частоти напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу у відповідності до величини зусилля натягу канату. Використання розробленого пристрою дає змогу запобігти пошкодженню вантажу та основи, на яку він опускається.

6.4. Розрахунок економічної ефективності від зниження енергоспоживання приводів механізму підйому вантажу

Наведений нижче розрахунок ґрунтується на зменшенні витрат електроенергії, що споживається двигунами механізму підйому вантажу при виконанні перевантажувальних циклів [77, 78]. У розрахунку не враховуються наступні фактори:

- зменшення втрат електроенергії зумовлює зниження нагріву обмоток та електричної ізоляції приводних електродвигунів, що підвищує їх довговічність. Це у свою чергу дозволяє зменшити витрати на виконання ремонтних робіт кранового електрообладнання;
- зниження енерговитрат призводить до того, що з'являється можливість використовувати для приводу крана електродвигуни меншої потужності і, відповідно, меншої вартості. Використання цієї можливості повинно бути обов'язково обґрунтовано, за допомогою проведення перевірного розрахунку кранових двигунів;
- перехід на повністю керований електропривод дозволяє знизити напруженість роботи кранівника.

Розрахунок будемо проводити для двох моделей мостових кранів, одна з яких обладнана частотно-керованим електроприводом, а інша – релейним електрообладнанням. Для повної оцінки енерговитрат кранового електроприводу доцільно також врахувати втрати енергії у частотному перетворювачі. У таблиці 6.1 наведено номінальні значення ККД деяких

частотних перетворювачів, які працюють у сфері підйомно-транспортної техніки [79-83].

Таблиця 6.1

Коефіцієнти корисної дії частотних перетворювачів

Марка частотного перетворювача	Фірма-виробник	Потужність частотного перетворювача, кВт	Номінальний ККД, %
Altivar 31	Schneider	15	98
Altivar 58	Electric	22	97
SMV	Lenze-ACTech	15	97
NORDAC SK 700E	NORD	1,5...160	≈95
MICROMASTER Vector	Siemens	0,37...7,5	97
MIDIMASTER Vector		2,2...37	

6.4.1. Підйом вантажу „з підхватом” при стандартних характеристиках зміни частоти напруги живлення

Для того щоб провести розрахунок порівняємо енерговитрати двох механізмів підйому вантажу один з яких обладнаний частотно-керованим електроприводом, а інший – стандартним релейним електрообладнанням.

Енергетичні показники, які наведені у табл. 2.3, отримані при реостатному керуванні двигуном механізму підйому вантажу.

Енерговитрати для релейного способу керування двигуном рівні 1509513 Дж. Всі подальші розрахунки будемо проводити для випадку коли маса вантажу рівна 20 тон.

Порівняємо отримані дані із аналогічними даними для частотного керування. Оберемо наступні параметри розрахункових експериментів: тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна – 5 сек; початкова напруга живлення приводного двигуна $0,3U_{ном}$. При використанні лінійної характеристики змін частоти напруги живлення

двигуна енергетичні витрати при виконанні підйому/опускання вантажу рівні 267743 Дж, при використанні S-подібної 315566 Дж, подвійної S-подібної – 287895 Дж. Оберемо, для визначеності, дані, що відповідають лінійній характеристиці зміни частоти напруги живлення двигуна. Крім того, для повної оцінки енерговитрат кранового електроприводу необхідно врахувати втрати енергії у частотному перетворювачі. Для визначеності прийmemo, що ККД частотного перетворювача рівний 95%.

Отримані у даному розділі енергетичні показники справедливі для випадку коли частотно-керований електропривод крана виконує рекуперацію електроенергії у мережу. Ця можливість досягається за рахунок зворотного інвертора, яким обладнаний частотний перетворювач. Енергетичні процеси, які при цьому мають місце, описані у п.п. 2.6.3.

Якщо частотний перетворювач не обладнано зворотнім інвертором, то потенціальна енергія вантажу перетворюється у кінетичну енергію руху механічної частини системи, а та, у свою чергу, в електричну енергію в частотному перетворювачі. При цьому збільшується напруга у колі постійного струму частотного перетворювача. Надлишок електричної енергії за допомогою гальмівного резистора перетворюється у теплову енергію.

Отже, електропривод крана виконує двократне перетворення енергії (з електричної у механічну, а потім навпаки). Для всього циклу руху механізму підйому вантажу, який складається з етапів підйому/опускання вантажу та підйому/опускання гака без вантажу, витрати електроенергії при використанні рекуперативного частотного керування крановими електродвигунами становлять 562260 Дж або 0,156 кВт·год.

Для випадку коли частотний перетворювач не обладнано рекуперативним блоком за один цикл руху крана витрачається більше електроенергії. Для того, щоб визначити енергоспоживання електроприводу механізму підйому вантажу протягом усього циклу руху необхідно використати формулу:

$$E_{\text{без рекуп}} = \sum_{i=1}^9 E_{i.\text{без рекуп}} = \sum_{i=1}^9 \int_{t_{i-1}}^{t_i} P_i dt, \text{ при } P_i \geq 0, \quad (6.7)$$

де $E_{\text{без рекуп}}$ – кількість електроенергії, яку споживає частотно-керований асинхронний електропривод механізму підйому вантажу, що не обладнаний рекуперативним блоком.

Формулу (6.7) можна використовувати лише для випадку, коли активна споживана потужність двигуна є додатною („перетікання” енергії з механічної частини у електричну мережу відсутнє). Від’ємна потужність означає те, що відбувається перетворення механічної енергії системи у електричну. У випадку використання частотного керування приводом механізму підйому вантажу без рекуперативного блоку механічна енергія системи під час опускання вантажу перетворюється у електричну і надходить до частотного перетворювача, де вона „скидається” у гальмівному резисторі. Використовуючи формулу (6.7) визначимо, що витрати електроенергії при відсутності рекуперативного блоку для циклу підйому/опускання вантажу та циклу підйому/опускання гаку без вантажу складають 1125354 Дж.

Таким чином, економія електроенергії за один цикл руху механізму при переході на частотне керування асинхронним приводом механізму підйому вантажу становить: 2456766 Дж або 0,682 кВт·год – при використанні рекуперативного блоку; 1893672 Дж або 0,526 кВт·год – без використання рекуперативного блоку.

Згідно постанови Кабінету Міністрів України від 15.08.2005 № 745 „Про перехід до єдиних тарифів на електричну енергію, що відпускається споживачам” [84] та постанови Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сфері енергетики, від 24.07.2014 №1033 [85] роздрібні тарифи на електроенергію для споживачів (крім населення) з урахуванням граничних рівнів при поступовому переході до формування єдиних роздрібних тарифів для споживачів на території України з серпня 2014 року становлять (включаючи ПДВ): 111,82 коп/кВт·год – для першого класу споживачів,

142,33 коп/кВт·год – для другого (споживачі першого класу отримують від електропостачальної організації електричну енергію зі ступенем напруги 27,5 кВ і вище, другого класу – нижче 27,5 кВ). Будемо виконувати подальший розрахунок для обох класів напруги споживачів, оскільки він залежить від електричної потужності підприємства.

Отже, вартість зекономленої електроенергії для крана, що працює на підприємстві першого класу напруги, складає: 0,7626 грн/цикл – при використанні рекуперативного частотного перетворювача; 0,5882 грн/цикл – без рекуперації електроенергії у мережу.

Для крана, що працює на підприємстві другого класу напруги економія електроенергії складає: 0,9707 грн/цикл – при використанні рекуперативного частотного перетворювача; 0,7486 грн/цикл – без рекуперації електроенергії.

Подальший розрахунок проведено для випадку, коли максимальна кількість робочих циклів рівна $1 \cdot 10^6$, а мінімальна – $1,6 \cdot 10^4$. Результати розрахунків, які наведено у таблиці 6.2, показують, що вартість електроенергії, яка зекономлена з допомогою використання частотно-керованого приводу, значно залежить від інтенсивності експлуатації крана і в меншій мірі від класу напруги підприємства.

Таблиця 6.2

Вартість зекономленої електроенергії за весь термін експлуатації механізму підйому вантажу, грн

Клас напруги підприємства	Тип частотного приводу			
	з рекуперацією		без рекуперації	
	Кількість циклів			
	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$
перший	12202	762600	9411	588200
другий	15531	970700	11978	748600

Крім того, на економію електроенергії має вплив наявність рекуперативного блоку у складі частотного перетворювача.

Механізм підйому вантажу, який прийнято у розрахунках, обладнано електродвигуном потужністю 60 кВт. У подальших розрахунках приймемо, що живлення електродвигуна виконується від частотного перетворювача векторного типу VFD750B43C виробника Delta Electronics потужністю 75 кВт. Вартість одного пристрою складає 78280,64 грн [86].

Приймемо у розрахунках, що рекуперативний блок, який виконує повернення енергії у електромережу, рівний вартості частотного перетворювача. У такому разі вартість частотного перетворювача з рекуперативним блоком складає 156561,28 грн. Очевидно, що для кранів, які характеризуються незначною кількістю циклів роботи (наприклад, $1,6 \cdot 10^4$) використання частотного приводу не приносить економічної ефективності від зниження енергоспоживання.

Визначимо мінімальне значення кількості циклів механізму підйому вантажу, при яких вартість частотного перетворювача VFD750B43C окупиться за рахунок зекономленої електроенергії. Для цього необхідно вартість частотного перетворювача та рекуперативного блоку поділити на вартість зекономленої електроенергії за один цикл роботи механізму. У результаті отримаємо, що частотний перетворювач електроприводу механізму підйому вантажу окупиться за 205299 циклів для підприємств першого класу напруги і за 161287 циклів для підприємств другого класу напруги.

У випадку коли частотний перетворювач експлуатується без рекуперативного блоку (використовується гальмівний резистор) частотний перетворювач VFD750B43C електроприводу механізму підйому вантажу окупиться за 133085 циклів для підприємств першого класу напруги і за 104569 циклів для підприємств другого класу напруги.

Отже, у рамках проведеного дослідження використання рекуперативного блоку, який працює з частотним перетворювачем VFD750B43C для керування електроприводу механізму переміщення крана, є економічно доцільним.

6.4.2. Підйом вантажу „з вісу” при стандартних характеристиках зміни частоти напруги живлення

У попередніх дослідженнях розраховано, що витрати електроенергії при реостатному керуванні роботою двигуна механізму підйому вантажу у режимі підйому/опускання вантажу „з вісу” рівні 1031528 Дж.

Під час переміщення гаку без вантажу витрачається 889667 Дж електроенергії. Отже, за цикл підйому/опускання вантажу та підйому/опускання гаку без вантажу витрачається 1921195 Дж (0,534 кВт·год) електроенергії.

При розрахунку енерговитрат із використанням частотного перетворювача врахуємо його ККД, який приймемо рівним 95%. У розрахунках приймемо енерговитрати при виконанні циклу підйому/опускання вантажу із використанням лінійної характеристики зміни частоти напруги живлення двигуна, при початковій нарузі живлення двигуна $0,3U_{ном}$ і тривалості наростання і спадання частоти напруги живлення приводу 3сек. Нагадаємо, що для цих параметрів енерговитрати при підйомі/опусканні вантажу 20 тон становлять 265828 Дж. При підйомі/опусканні гаку без вантажу енерговитрати рівні 224728 Дж. У цьому випадку енерговитрати для циклу підйому/опускання вантажу та підйому/опускання гаку без вантажу становлять 515084 Дж або 0,143 кВт·год.

Розрахунки виконаємо для двох випадків: з використанням та без використання рекуперативного блоку у складі частотно-керованого електроприводу механізму підйому вантажу. Відсутність рекуперативного блоку підвищує енергоспоживання електроприводу за один цикл на 563094 Дж або 0,156 кВт·год. Таким чином, економія електроенергії за один цикл руху механізму підйому вантажу при переході на частотне керування його приводу становить: 1406111 Дж або 0,391 кВт·год – при використанні

рекуперативного блоку; 843017 Дж або 0,234 кВт·год – без використання рекуперативного блоку.

Вартість зекономленої електроенергії при використанні рекуперативного кранового приводу для підприємств першого класу напруги складає 0,4372 грн/цикл, другого – 0,5565 грн/цикл. Аналогічні показники для приводу без рекуперації енергії: 0,2616 грн/цикл – для підприємств першого класу напруги, 0,3331 грн/цикл – для підприємств другого класу напруги. Подальший розрахунок проведемо для різної кількості циклів, які виконує механізм підйому вантажу за весь термін експлуатації. Результати розрахунків занесено у табл. 6.3.

Таблиця 6.3

Вартість зекономленої електроенергії за весь термін експлуатації механізму підйому вантажу, грн

Клас напруги підприємства	Тип частотного приводу			
	з рекуперацією		без рекуперації	
	Кількість циклів			
	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$
перший	6995	437200	4186	261600
другий	8904	556500	5330	333100

Отже, вартість електроенергії, яка зекономлена з допомогою використання частотно-керованого приводу, в основному залежить від інтенсивності експлуатації механізму підйому вантажу і в меншій мірі від класу напруги підприємства.

Кількість циклів роботи механізму підйому вантажу, за які окупиться вартість частотного перетворювача VFD750B43C з рекуперативним блоком складає: 358100 – для підприємства першого класу напруги; 281332 – для підприємства другого класу напруги. Використання частотного перетворювача VFD750B43C без рекуперативного блоку окуплюється за

299238 циклів на підприємстві першого класу напруги і за 235006 циклів на підприємстві другого класу напруги.

6.4.3. Підйом вантажу „з підхватом” при оптимальному керуванні рухом механізму

У проведеному розрахунку використано величину енерговитрат, яка відповідає оптимальному керуванню механізмом підйому вантажу та керуванню при стандартних законах зміни частоти напруги живлення двигуна механізму підйому вантажу. У розрахунку прийнято, що ККД частотного перетворювача рівний 95%. Для всього циклу руху механізму підйому вантажу, який складається з етапів підйому/опускання вантажу та підйому/опускання гака без вантажу, витрати електроенергії при використанні рекуперативного частотного керування крановими електродвигунами становить 562260 Дж або 0,156 кВт·год. Витрати електроенергії при відсутності рекуперативного блоку для циклу підйому/опускання вантажу та циклу підйому/опускання гаку без вантажу складають 1125354 Дж або 0,313 кВт·год. При застосуванні оптимального керування витрати електроенергії на виконання підйому/опускання вантажу та підйому/опускання гаку без вантажу при використанні рекуперативного блоку складають 358829 Дж або 0,100 кВт·год. Отже, різниця у енергоспоживанні складає 203431 Дж або 0,056 кВт·год.

Виконаємо аналогічні розрахунки для випадку коли рекуперативний блок у складі частотно-керованого електроприводу механізму підйому вантажу відсутній. У цьому випадку електроенергія, яка „закачана” у систему не повертається у електромережу, а „скидається” на гальмівний резистор, тобто перетворюється у тепло. Енерговитрати частотно-керованого електроприводу без використання рекуперативного блоку складають: 804487 Дж або 0,223 кВт·год.

Використання оптимального керування дає змогу зекономити 320867 Дж електроенергії або 0,089 кВт·год за один цикл роботи механізму підйому вантажу. Використовуючи тарифи вартості електроенергії для промислових споживачів розраховано вартість зекономленої електроенергії (табл. 6.4).

Таблиця 6.4

Вартість зекономленої електроенергії за один цикл підйому/опускання вантажу та підйому/опускання гака без вантажу, коп

Клас напруги підприємства	Тип частотно-керованого електроприводу	
	з рекуперацією	без рекуперації
перший	6,26	9,95
другий	7,97	12,66

Надалі розрахуємо вартість зекономленої електроенергії для всього періоду експлуатації механізму підйому вантажу. Для цього задамо у розрахунку кількість циклів підйому/опускання вантажу, яку приймемо згідно „Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів” [87]. Результати розрахунку, які наведено у таблиці 6.5, показують що, економічна доцільність використання оптимального керування проявляється при значній інтенсивності роботи механізму підйому вантажу.

Таблиця 6.5

Вартість зекономленої електроенергії за весь термін експлуатації механізму підйому вантажу, грн

Клас напруги підприємства	Тип частотного приводу			
	з рекуперацією		без рекуперації	
	Кількість циклів			
	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$
перший	1002	62600	1592	99500
другий	1275	79700	2026	126600

6.4.4. Підйом вантажу „з вісу” при оптимальному керуванні рухом механізму

Енерговитрати для циклу підйому/опускання вантажу та підйому/опускання гаку без вантажу при використанні стандартних законів зміни частоти напруги живлення двигуна становлять: 515084 Дж або 0,143 кВт·год – з використанням рекуперативного блоку; 1078178 Дж або 0,300 кВт·год – без використання рекуперативного блоку. Аналогічні показники при застосуванні оптимального керування складають: 403879 Дж або 0,390 кВт·год – з використанням рекуперативного блоку; 965715 Дж або 0,268 кВт·год – без використання рекуперативного блоку. Отже, економія електроенергії за один цикл руху механізму підйому вантажу складає: 111205 Дж або 0,031 кВт·год – з використанням рекуперативного блоку, 112463 Дж або 0,031 кВт·год – без використання рекуперативного блоку. Вартість зекономленої електроенергії за один цикл руху механізму підйому вантажу складає: 3,46 коп/цикл – для підприємств першого класу напруги; 4,41 коп/цикл – для підприємств другого класу напруги. Результати розрахунків економічної ефективності від використання оптимальних законів руху механізму підйому вантажу наведені у таблиці 6.6. Дані, які наведені у табл. 9.10 показують, що застосування оптимальних режимів руху механізму підйому вантажу доцільне лише при значній інтенсивності роботи механізму.

Таблиця 6.6

Вартість зекономленої електроенергії за весь період експлуатації механізму підйому вантажу (гривні)

Клас напруги підприємства	Кількість циклів руху крана	
	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$
перший	554	34600
другий	706	44122

Використання частотно-керованого приводу може бути економічно недоцільним, тому у п. 6.5 наведено розрахунок (у загальному вигляді) економічної доцільності використання частотно-керованого електроприводу кранових механізмів, що реалізують оптимальні режими їх руху за рахунок економії енергоспоживання у кранових механізмах.

6.5. Розрахунок економічної доцільності використання частотно-керованого електроприводу кранових механізмів, які реалізують оптимальні режими руху

Для встановлення економічної доцільності використання частотного приводу (рекуперативного або нерекуперативного), який реалізує оптимальні закони руху кранових механізмів, спочатку проводять розрахунки для випадку відсутності у складі частотно-керованого приводу рекуперативного блоку. Перший крок у розрахунку – визначення витрат електроенергії для виконання типового циклу роботи кранового механізму при реостатному та частотному керуванні приводним механізмом із реалізацією оптимальних режимів руху. Такі розрахунки виконуються за допомогою проведення комп'ютерного моделювання роботи кранового механізму. Надалі визначається різниця, яка показує кількість зекономленої електроенергії за типовий цикл руху механізму:

$$E'_{ч.} - E'_{р.} = \Delta E'_{р.-ч.}, \quad (6.8)$$

де $E'_{ч.}$ та $E'_{р.}$ – витрати електроенергії при реостатному та частотному безрекуперативному керуванні приводом кранового механізму з реалізацією оптимальних режимів його руху відповідно. Величина $E'_{ч.}$ визначається за умови відсутності рекуперативного блоку. Для цього у розрахунку необхідно покласти, що енергія, яка генерується у ланку постійного струму частотного

перетворювача при переході двигуна у режим генератора, перетворюється у теплову енергію гальмівного реостату, тобто втрачається.

Надалі розраховується кількість зекономленої електроенергії за весь період експлуатації кранового механізму:

$$E'_{\Sigma} = C_{\text{ц}} \Delta E'_{\text{р.-ч.}}, \quad (6.9)$$

де $C_{\text{ц}}$ – кількість циклів виконуваних крановим механізмом за весь термін експлуатації, який наближено можна прийняти згідно „Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів”. Після цього визначається вартість зекономленої електроенергії B'_{Σ} :

$$B'_{\Sigma} = B_{\text{е.е.}} E'_{\Sigma}, \quad (6.10)$$

де $B_{\text{е.е.}}$ – вартість електроенергії, яка відпускається підприємству де працює вантажопідійомний кран.

Надалі розраховується вартість апаратних засобів та виконаних робіт при переході від реостатної системи керування приводом на частотну безрекуперативну, яка реалізує оптимальні режими руху механізму:

$$B'_{\text{р.-ч.}} = B'_{\text{ч.п.}} + B'_{\text{роб.}}, \quad (6.11)$$

де $B'_{\text{ч.п.}}$ – вартість частотного перетворювача, гальмівного резистора, реактора, силових кабелів та кабелів зв'язку, комутаційної апаратури тощо; $B'_{\text{роб.}}$ – вартість робіт по заміні реостатної системи та частотно-керувану та її налаштування на реалізацію оптимальних режимів руху механізму.

Після цього виконується розрахунок вартості зекономленої електроенергії за весь період експлуатації кранового механізму при переході від реостатного до частотного рекуперативного керування приводом механізму та вартість апаратних засобів і виконаних робіт при переході від

реостатної системи керування приводом на частотну рекуперативну, яка реалізує оптимальні режими руху механізму. Розрахунок виконується за формулами (6.8)-(6.11) із врахуванням наступних зауважень:

- 1) у розрахунку витрат електроенергії при частотному рекуперативному керуванні приводом з реалізацією оптимальних режимів руху кранового механізму приймають, що при переході приводу у режим генератора енергія з ланки постійного струму частотного перетворювача передається у мережу живлення. Крім того, враховують ККД рекуперативного блоку;
- 2) вартість апаратних засобів та виконаних робіт при переході від реостатної системи керування приводом на частотну рекуперативну, яка реалізує оптимальні режими руху механізму, приймається із врахуванням вартості рекуперативного блоку та вартості робіт з його введення в експлуатацію.

Після цього перевіряється умова:

$$B'_{\Sigma} - B'_{p.-ч.} > B''_{\Sigma} - B''_{p.-ч.}, \quad (6.12)$$

де B''_{Σ} – вартість зекономленої електроенергії при використанні частотно-керованого рекуперативного приводу кранового механізму, який реалізує оптимальні режими руху механізму;

$B''_{p.-ч.}$ – вартість апаратних засобів та виконаних робіт при переході від реостатної системи керування приводом на частотну рекуперативну, яка реалізує оптимальні режими руху механізму. Якщо умова (6.12) виконується, то для даного кранового механізму недоцільно використовувати рекуперативний привод. У цьому випадку в подальших розрахунках приймають величини B'_{Σ} і $B'_{p.-ч.}$. Якщо умова (6.12) не виконується, то для кранового механізму використання рекуперативного приводу є доцільним і тоді для подальших розрахунків приймають величини B''_{Σ} і $B''_{p.-ч.}$. Позначимо прийняті для подальших розрахунків величини B_{Σ} і $B_{p.-ч.}$.

Економічна доцільність використання оптимальних режимів руху кранових механізмів, що реалізовані за допомогою частотно-керованого приводу досягається у випадку виконання нерівності:

$$B_{\Sigma} > B_{p.-ч.} \quad (6.13)$$

Нерівність (6.13) із врахуванням виразів (6.9)-(6.11) можна подати у наступному вигляді:

$$B_{e.e.} C_{\psi} (E_{ч.} - E_{p.}) > B_{ч.н.} + B_{роб.} \quad (6.14)$$

Проведемо аналіз нерівності (6.14). Для цього замість величин $B_{e.e.}$ та C_{ψ} підставимо у неї границі зміни їх значень 1,1182-1,4233 грн/кВт·год та $1,6 \cdot 10^4$ - $4 \cdot 10^6$ циклів відповідно:

$$(1,1182 \dots 1,4233)(1,6 \cdot 10^4 \dots 4 \cdot 10^6)(E_{ч.} - E_{p.}) > B_{ч.н.} + B_{роб.} \quad (6.15)$$

або

$$(17891 \dots 5693200)(E_{ч.} - E_{p.}) > B_{ч.н.} + B_{роб.} \quad (6.16)$$

Ліва частина нерівності (6.16) залежить від функціональності частотного перетворювача, наявності у складі частотно-керованого приводу додаткових пристроїв (фільтра вхідної напруги, синус-фільтра тощо) та об'єму робіт з модернізації системи керування приводом кранового механізму.

Ліва частина нерівності (6.16) в основному залежить від змінного множника перед величиною $(E_{ч.} - E_{p.})$. Величина цього множника може змінюватись у 318 разів в залежності від вартості електроенергії та інтенсивності експлуатації механізму. Таким чином, вартість електроенергії та інтенсивності експлуатації кранового механізму в основному визначають економічну доцільність використання частотно-керованого електроприводу.

Висновки до шостого розділу

1. Уточнено загальні вимоги до інформаційного та силового обладнання системи керування механізмом підйому вантажу, які необхідно враховувати при реалізації оптимального керування рухом механізму. До них належать: наявність регуляторів руху механізму, достатня забезпеченість датчиками, використання частотних перетворювачів, використання продуктивних (спеціалізованих) мікроконтролерів та можливість сполучення вказаних елементів у промислову мережу передачі даних.
2. Уточнено загальні вимоги до програмного забезпечення системи керування рухом механізму серед яких: наявність декількох режимів роботи з різними ступенями задіяності оператора крана; структурованість програми; інтегрованість оптимальних законів руху кранових механізмів у підсистему планування руху механізму; наявність діагностичних функцій.
3. Описано розроблені на рівні патентів способи та пристрій керування механізмами підйому вантажу. Виконані розробки дозволяють оптимізувати роботу механізму підйому вантажу, що підвищує його експлуатаційні характеристики.
4. Розраховано економічну ефективність використання частотно-керованого електроприводу механізму підйому вантажу залежно від класу напруги підприємства та наявності рекуперативного блоку. Вартість зекономленої електроенергії для режиму підйому вантажу „з підхватом” складає 0,5882-0,9707 грн/цикл, а для режиму підйому вантажу „з вісу” 0,2616-0,5565 грн/цикл.

ВИСНОВКИ

Проведені у роботі теоретичні та експериментальні дослідження дозволили вирішити важливу науково-прикладну проблему синтезу режимів руху механізму підйому вантажу . Отримані у роботі результати дають змогу підвищити продуктивність роботи крана, покращити енергоефективність кранового електроприводу, збільшити довговічність і надійність механізму за рахунок зниження рівня динамічних навантажень у їх елементах, знизити втомлюваність оператора крана.

1. На основі проведеного аналізу робіт з динаміки та оптимального керування механізмом підйому вантажу мостового крана встановлено, що невирішеними залишаються важливі науково-прикладні проблеми аналізу та синтезу режимів руху механізму при впливі на їх рух сучасних мехатронних систем.
2. Проведений аналіз режиму підйому вантажу „з підхватом” показав значне динамічне навантаження каната (коефіцієнт динамічності 1,58), кранового моста (коефіцієнт динамічності 1,24) та основи, на яку опускається вантаж (коефіцієнт динамічності 1,13). Зниження швидкості набігання канату на барабан на етапі навантаження канату при підйомі вантажу або збігання канату з барабану при розвантаженні канату на етапі опускання вантажу викликає зниження динамічних навантажень у канаті на 34%, у крановому мості на 16% і не супроводжується значним зменшенням продуктивності роботи механізму підйому вантажу.
3. Для механізма підйому вантажу необхідно налаштовувати відносно велику початкову напругу електричних двигунів, які отримують живлення від частотних перетворювачів.
4. Встановлено, що прийняті у розрахунках математичні моделі адекватно відображають реальні процеси у механізмах підйому, оскільки відмінності між розрахованими та визначеними експериментально

характеристиками руху механізму підйому вантажу статистично не значимі (наприклад, різниця максимальних значень виміряного та розрахованого зусилля розтягу в канаті складає 1,2-12,4%, коефіцієнт варіації кутової швидкості руху канатного барабану знаходився в межах 17,7-20,7% тощо).

5. Аналіз експериментальних даних показав, що частотне керування приводом механізму підйому вантажу при підйомі/опусканні вантажу „з вісу” дозволяє знизити зусилля розтягу в канаті на 14,3%, максимальне прискорення кранового моста у вертикальному напрямку на 66,6%, максимальний струм двигуна в середньому у 4,92 рази. Використання оптимальних законів руху механізмів додатково зменшує амплітуди коливань кранового моста на 37,5% і максимальне динамічне зусилля у канаті на 4,8% у порівнянні зі стандартними характеристиками зміни частоти.
6. Для значного зниження динамічних навантажень у вантажному канаті і основі, на яку опускається вантаж, необхідно зменшити швидкість опускання вантажу до значення не більше третини від номінальної швидкості опускання вантажу.
7. Встановлено, що використання оптимальних режимів руху крана, які реалізовані за допомогою частотного керування приводами кранових механізмів, дозволяє зменшити енерговитрати, що призводить до економічної ефективності у розмірі 0,5882-0,9707 грн/цикл (підйом вантажу „з підхватом”), а для режиму підйому вантажу „з вісу” 0,2616-0,5565 грн/цикл для мостового крана вантажопідйомністю 20 т.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. Спицына И.О. Исследование долговечности узлов и деталей подъемно-транспортных машин циклического действия: дисс. доктора техн. наук: 05.05.05. / Спицына Ирина Осиповна. – М., 1972. – 384 с.
2. Голубенцев Н.А. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Н.А. Голубенцев. – М.: Машгиз, 1959. – 147 с.
3. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
4. Вульфсон И.И. Динамика машинных агрегатов / И.И. Вульфсон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
5. Комаров М.С. Нелинейные задачи динамики машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
6. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
7. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
8. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
9. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака. – К.: Выща школа, 1989. – 328 с.
10. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – О.: СМИЛ, 2008. – 192 с.
11. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л.Я. Будиков. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. – 210 с.
12. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.

13. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х.: ХДАДТУ, 2002. – 285 с.
14. Грузоподъемные краны. Кн. 2 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев]; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 287 с.
15. Орлов А.Н. Основы теории динамического расчета грузоподъемных кранов с пространственными канатными подвесами груза: дисс. доктора техн. наук: 05.05.05 / Орлов Алексей Николаевич. – С-Пб., 1993. – 475 с.
16. Аит Адди М. Микропроцесорное управление асинхронным электроприводом подъемных механизмов: дисс. канд. техн. наук: 05.09.03 / Маати Аит Адди. – О., 1997. – 157 с.
17. Здросис К.П. Керування спеціальними режимами електромеханічних систем механізмів підйому з асинхронним електроприводом: автореф. дис. на здоб. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Електротехнічні комплекси та системи” / К.П. Здросис. – О., 2001. – 17 с.
18. Гладьо Ю.Б. Определение динамических нагрузок при подъеме длинномерных грузов многонитевым подвесом: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 01.02.06 „Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры” / Ю.Б. Гладьо. – Л., 1986. – 18 с.
19. Семенюк В.Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов / В.Ф. Семенюк // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1999. – Вып. 48. – С. 48-54.
20. Чан Ван Тьен. Способы повышения эффективности гашения колебаний металлоконструкций козловых кранов: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / Чан Ван Тьен. – О., 1996. – 17 с.
21. Фрейдлин В.Б. Исследование влияния неустановившихся режимов на эффективность работы портовых кранов: автореф. дисс. на соиск. степ.

- канд. техн. наук: спец. 06.22.19 „Эксплуатация водного транспорта” / В.Б. Фрейдлин. – Л., 1974. – 26 с.
22. Колесник К.К. Исследование динамики механизма подъема груза с гидравлическим приводом: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 025 „Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры” / К.К. Колесник. – Л., 1968. – 26 с.
23. Орлов Д.Ю. Повышение безопасности эксплуатации кранов мостового типа на основе ограничителя грузоподъемности с расширенными функциональными возможностями: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 „Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины” / Д.Ю. Орлов. – Томск, 2004. – 18 с.
24. Дорохов М.Ю. Динамічне гасіння коливань мостових кранів із використанням хвильових ланцюгових передач: автореф. дис. на здоб. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Піднімально-транспортні машини” / М.Ю. Дорохов. – Х., 2007. – 18 с.
25. Подоляк О.С. Підвищення техніко-експлуатаційних показників стрілових самохідних кранів застосуванням гідравлічних гасителів коливань: автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Піднімально-транспортні машини” / О.С. Подоляк. – Х., 2010. – 27 с.
26. Кабанов А.М. Исследование динамических нагрузок механизма подъема электромагнитных кранов и некоторые пути их снижения: автореф. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05. „Подъемно-транспортные машины” / А.М. Кабанов. – Л., 1980. – 20 с.
27. Однокопылов И.Г. Асинхронный электропривод механизма подъема крана мостового типа с повышенной безопасностью и живучестью: автореф. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03. „Электротехнические комплексы и системы” / И.Г. Однокопылов. – Томск, 2008. – 19 с.

28. Логвиненко К.С. Підвищення якості перехідних процесів складних електромеханічних систем кранових механізмів: автореф дис. на здоб. ступ. канд техн. наук: спец. 05.09.03 „Електротехнічні комплекси та системи” / К.С. Логвиненко. – О., 2003. – 24 с.
29. Дербенев Н.А. Динамическая модель совместной работы электромеханической системы механизма подъема и несущей металлоконструкции мостового крана / Н.А. Дербенев // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия „Машиностроение” – 2006. – №2 (31). – С. 109-114.
30. Дербенев Н.А. Конечно-элементная модель электромеханической системы механизма подъема и несущей металлоконструкции мостового крана / Н.А. Дербенев // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия „Машиностроение” – 2007. – №2 (37). – С. 57-60.
31. Лагерев И.А. Влияние подкрановой конструкции на динамическую нагруженность мостового крана / И.А. Лагерев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2011. – Вып. 3. – Часть 3. – С. 3-10.
32. Борисов А.М. Автоматизация режимов работы механизмов подъема кранов с асинхронными электроприводами / А.М. Борисов, Г.И. Драчев, Н.Е. Лях, А.Н. Нестеров, А.Н. Шишков // Вестник Южноуральского государственного университета. Серия „Энергетика”. – 2007. – №12. – Выпуск 7. – С. 41-44.
33. Сладковский А. Динамика мостового крана. Часть 1. Определение характеристик мостового крана / А. Сладковский, Т. Ханишевский, Т. Матыя // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2010. – №10. – Частина 1. – С. 150-155.
34. Сладковский А. Динамика мостового крана. Часть 2. Моделирование процесса подъема груза с постоянной скоростью / А. Сладковский, Т. Ханишевский, Т. Матыя // Вісник Східноукраїнського національного

- університету імені Володимира Даля. – 2010. – №10. – Частина 2. – С. 168-177.
35. Завьялов В.М. Автоматическое ограничение динамических нагрузок электропривода подъема мостового крана / В.М. Завьялов, А.В. Гусев // Известия Томского политехнического университета. Серия „Энергетика”. – 2011. – Том 3. – № 4. – С. 151-154.
36. Мамаев Л.М. Математическое моделирование динамического гашения вибраций грузоподъемных машин / Л.М. Мамаев, А.М. Кабаков, А.И. Пабат // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. – 2011. – Вип. 120. – Серія: Механіка, енергетика, екологія. – С. 272-275.
37. Усин Ю.С. Статистическая модель механической части электропривода мостовых кранов / Ю.С. Усин, В.И. Заляпин, М.С. Бутаков // Вестник Южноуральского государственного университета. Серия „Энергетика”. – 2010. – №32. Выпуск 14. – С. 52-53.
38. Неженцев А.Б. Моделирование переходных процессов при опускании грузов кранами мостового типа [Электронный ресурс] / А.Б. Неженцев, С.М. Аветисян, Л.Г. Косоногова, С.А. Орлов. – Режим доступа: URL: http://www.rusnauka.com/32_DWS_2008/Tecnic/36602.doc.htm (15.10.2014). – Заглавие с экрана.
39. Лещев В.А. Ограничение колебаний груза кранового механизма подъема при монтажных операциях / В.А. Лещев // Электротехнические и компьютерные системы. – 2012. – №7 (83). – С. 22-26.
40. Кильческий Н.А. Курс теоретической механики. Том II. (динамика системы, аналитическая механика, элементы теории потенциала, механика сплошной среды, специальной и общей теории относительности) / Н.А. Кильческий. – М.: Наука, 1977. – 640 с.
41. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

42. Ловейкін В.С. Математичне моделювання роботи механізму підйому вантажу мостового крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Збірник наукових праць „Машинобудування”. – 2014. – №13. – С. 15-23.
43. Герасимьяк Р.П. Динамика асинхронных электроприводов крановых механизмов / Р.П. Герасимьяк. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 169 с.
44. Александров М.П. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Фадеев. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
45. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
46. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.
47. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин: дис. докт. техн. наук: 05.05.05 / Ловейкін Вячеслав Сергійович. – К., 1994. – 460 с.
48. Демиденко Е.З. Линейная и нелинейная регрессии / Е.З. Демиденко. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 303 с.
49. Ловейкін В.С. Аналіз та синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія „Техніка та енергетика АПК”. – 2014. – Вип. 196. – Частина 1. – С. 129-139.
50. Ловейкін В.С. Метод наближеного визначення значення оптимізаційного критерію при використанні прямих варіаційних методів / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Тези доповідей міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів „Проблеми та перспективи розвитку

- технічних та біоенергетичних систем природокористування” (11-15 березня 2014 р.) – К. 2014. – С. 57.
51. Ловейкін В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2012. – 298 с.
 52. Ромасевич Ю.О. Синтез оптимального керування рухом вантажопідйомними кранами / Ю.О. Ромасевич // Всеукраїнський збірник наукових праць „Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини”. – 2014. – № 83. – С. 26-33.
 53. Ловейкін В.С. Синтез оптимального режиму руху механізмів вантажопідйомних машин за критерієм динамічної потужності / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Електротехнічні та комп’ютерні системи. – 2013. – №09(85). – С. 16-23.
 54. Ромасевич Ю.А. Оптимизация управления движением механизмов грузоподъемных машин с электроприводом постоянного тока / Ромасевич Ю.А., Ловейкин В.С. // Motrol. – 2013. – № 3. – Vol. 13. – С. 65-69.
 55. Ловейкін В.С. Синтез оптимального керування рухом динамічних систем за інтегрально-термінальним критерієм / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Збірник наукових праць. Серія „Галузеве машинобудування, будівництво”. – 2012. – Випуск 1 (31). – С. 67-73.
 56. Ловейкін В.С. Комплексний синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – №45. – С. 385-399.
 57. Ловейкін В.С. Обґрунтування введення модифікованого обмеження на функцію оптимального керування технічними системи / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Строительство, материаловедение, машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин.

Серия: подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. – 2011. – № 63. – С. 211-220.

58. Ловейкін В.С. Обґрунтування введення модифікованого обмеження на функцію оптимального за швидкодією керування технічними системами / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Праці 10-го міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. – 2011. – Львів. – С. 12-14.
59. Ловейкін В.С. Синтез оптимального керування технічними системами у вигляді зворотного зв'язку / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Матеріали 5 всеукраїнської науково-практичної конференції молодих науковців, аспірантів, здобувачів і студентів „Стан та перспективи інноваційного розвитку сільського господарства України: концепції, методологія, технології, практика” / ВП НУБіП України „НАТІ”. – 2011. – Ніжин. – С. 107-111.
60. Ловейкін В.С. Дискретний метод синтезу оптимальних керувань технічними системами / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Вип. 107. – Том 2. – 2011. – С. 119-125.
61. Преобразователи частоты FR-D7: руководство по эксплуатации: артикул 218004. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 484 с.
62. Преобразователи частоты FR-E7: руководство по эксплуатации: артикул 212650. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 512 с.
63. ADA-1406. Модуль ввода-вывода аналоговых и дискретных сигналов. Руководство пользователя. V1.3. ООО «ХОЛИТ Дэйта Системс». – 17 с.

64. mDAQ-12, mDAQ-14. Микросистема сбора данных с интерфейсом USB. Руководство пользователя. V1.5. ООО «ХОЛИТ Дэйта Системс». – 34 с.
65. Источник питания постоянного тока НУ3000-НУ5000. Сдвоенный. Руководство по эксплуатации [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://lib.chipdip.ru/189/DOC000189288.pdf> – Название с экрана.
66. Ловейкін В.С. Програмне та апаратне забезпечення експериментальних досліджень динаміки вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. – №2(42). – 2014. – С. 10-28.
67. Ромасевич Ю.О. Програмно-апаратне забезпечення експериментальних досліджень динаміки роботи прольотних кранів / Ю.О. Ромасевич // Збірник тез доповідей 75 науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (15-18 квітня 2014 року) / Кафедра основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури. – К. 2014. – С. 12-14.
68. Ромасевич Ю.О. Апаратне забезпечення проведення експериментальних досліджень динаміки механізмів вантажопідйомних кранів / Ю.О. Ромасевич, В.В. Крушельницький // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія „Техніка та енергетика АПК”. – 2014. – Вип. 196. – Частина 1. – С. 315-322.
69. Бахвалов Н.С. Численные методы / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков. – М.: Наука, 1987. – 630 с.
70. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
71. Методы практического конструирования при нормировании сигналов с датчиков: по материалам семинара „Practical design techniques for sensor signal conditioning”. [автор перевода Горшков Б.Л.] / Analog Devices, AUTEX Ltd. – С.-Пб.: АВТЭКС, 2005. – 311 с.

72. Денисенко В.В. Компьютерное управление технологическим процессом, экспериментом, оборудованием / В.В. Денисенко. – М.: Горячая линия-Телеком, 2009. – 608 с.
73. Зак Ю.А. Принятие решений в условиях нечетких и размытых данных: Fuzzy-технологии / Ю.А. Зак. – М.: Книжный дом „ЛИБРОКОМ”, 2013. – 352 с.
74. Комашинский В.И. Нейронные сети и их применение в системах управления и связи / В.И. Комашинский, Д.А. Смирнов. – М.: Горячая линия-Телеком, 2003. – 94 с.
75. Пат. 86763 Україна, МПК В66С 13/22. Спосіб керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.А. Голдун; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u2013 08105; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22.
76. Пат. 86764 Україна, МПК В66С 13/22. Пристрій для керування механізмом підйому вантажу прольотного крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Голдун В.А.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u 2013 08106; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22.
77. Ромасевич Ю.О. Розрахунок економічної ефективності від застосування оптимального керування рухом мостового крана / Ю.О. Ромасевич // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції професорсько-викладацького складу, науковців, аспірантів і студентів «Роль інститутів освіти та науки у формуванні інноваційної культури суспільства». – 2013. – С. 117-121.
78. Ловейкин В.С. Экономическое обоснование использования крановых частотно-управляемых приводов / В.С. Ловейкин, Ю.А. Ромасевич // Научно-технический, производственно-экономический и

- информационный журнал „Подъемно-транспортное дело”. – 2013. – №1. – С. 23-25.
79. Каталог. Преобразователи частоты Altivar 31. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.electroportal.com/series/show/preobrazovatel-chastoty-altivar31>. (29.10.14) – Название с экрана.
80. Каталог. Преобразователи частоты для асинхронных двигателей / Telemecanique. Altivar 58. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: http://www.google.com.ua/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CDkQFjAA&url=http%3A%2F%2Fzistons.ru%2Fchrp%2Ftechnical%2Faltivar_58.pdf&ei=px9AUpqxOevn4QSU1oCoDQ&usg=AFQjCNHZZFM2SxcCWo-JJvIglVETlh1qwg&bvm=bv.52434380,d.bGE (29.10.14) – Название с экрана.
81. SMVector – частотный преобразователь. Инструкция по эксплуатации [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: http://promprivod.ru/useruploads/files/lenze_smv/lenze-smv-instruction-rus.pdf (29.10.14) – Название с экрана.
82. Руководство по эксплуатации. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: http://www.nord-ukraine.com/nord/index/handbuecher/bw-bu0700_ru.pdf (29.10.14) – Название с экрана.
83. MICROMASTER, MICROMASTER Vector, MIDIMASTER Vector, COMBIMASTER. Преобразователи частоты для двигателей переменного тока до 90 кВт. Каталог DA 64. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: http://naladchik2006.narod.ru/ARHIV/Siemens.files/da64_ru.pdf (29.10.14) – Название с экрана.
84. Постановление Кабинету Міністрів України від 15.08.2005 № 745 „Про перехід до єдиних тарифів на електричну енергію, що відпускається споживачам” [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL:

- <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/745-2005-п> (29.10.14) – Назва з екрану.
85. Постанова Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сфері енергетики від 24.07.2014 №1033 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://www.nerc.gov.ua/?id=11501> (29.10.14) – Назва з екрану.
86. Преобразователь частоты VFD-F 75кВт 3-ф/380 (VFD750F43A). [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: <http://chastotnik.com.ua/Delta+Electronics-r-VFD750F43A> (29.10.14) – Название с экрана.
87. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – Х.: Вид-во „Форт”, 2007. – 256 с.

Додаток А

Програмний код та опис алгоритму формування уточненого закону зміни частоти напруги живлення двигуна у середовищі Mathematica

А.1. Програмний код алгоритму у середовищі Mathematica

*(*задання постійних даних*)*

trozg=3; *(*задання тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна*)*

galm=20; *(*задання моменту початку гальмування*)*

tsikl=trozg+tgalm; *(*розрахунок тривалості циклу руху крана*)*

fnom=50; *(*задання номінальної частоти живлення двигуна*)*

L=3; *(*задання довжини гнучкого підвісу вантажу*)*

g=9.8; *(*задання прискорення вільного падіння*)*

*(*ініціалізація масивів та задання змінних*)*

fdiskretn=List[]; *(*ініціалізація двомірного масиву значень частоти напруги живлення двигуна та відповідних їм дискретних моментів часу*)*

element=List[]; *(*ініціалізація двоелементного масиву i-того значення дискретного часу t_i та i-того значення частоти f_i *)*

masivtrozg=List[]; *(*ініціалізація одномірного масиву значень частоти напруги живлення, яка зростає від 0 до $f_{ном}$ *)*

i=0; *(*ініціалізація змінної i*)*

fteor=fnom/(g trozg¹³) t⁵ (72072 L (t-trozg)⁵ (2 t-trozg)+g t² (924 t⁶-6006 t⁵ trozg+16380 t⁴ trozg²-24024 t³ trozg³+20020 t² trozg⁴-9009 t trozg⁵+1716 trozg⁶));

*(*задання неперервного закону зміни частоти напруги живлення двигуна протягом розгону*)*

*(*заповнення масиву fdiskretn*)*

While[i≤trozg, AppendTo[element, i]; AppendTo[element, fteor/.t→i];

AppendTo[fdiskretn, element]; element=List[]; AppendTo[masivtrozg, fteor/.t→i];

```

i=i+0.1]; (*заповнення масивів fdiskretn та masivrozg для проміжку часу від 0
до trozg – для збільшення частоти від 0 до fnom*)
element=List[]; (*очищення масиву element*)
While[i≤tgalm, AppendTo[element, i]; AppendTo[element, fnom];
AppendTo[fdiskretn, element]; element=List[]; i=i+0.1]; (*заповнення масиву
fdiskretn для проміжку часу від trozg до tgalm*)
element=List[]; (*очищення масиву element*)
i=0; (*очищення змінної i*)
While[i≤trozg-0.1, j=(trozg-i)*10; AppendTo[element, i+tgalm+0.1];
AppendTo[element, masivrozg[[j]]]; j=0; AppendTo[fdiskretn, element];
element=List[]; i=i+0.1]] (*заповнення масиву fdiskretn для проміжку часу від
tgalm до tsikl – для зменшення частоти від fnom до 0*)

```

**(*формування уточненого закону зміни частоти напруги живлення
двигуна*)**

```
freal=Interpolation[fdiskretn, InterpolationOrder→1];
```

A.2. Опис роботи алгоритму

Алгоритм формування уточненого закону зміни частоти напруги живлення двигуна працює таким чином. Спочатку формується один основний двомірний масив даних (fdiskretn) та два допоміжних одновірних (element та masivrozg). У масив fdiskretn заносяться дискретні значення частоти напруги живлення двигуна. Масив element складається із двох значень: i -того значення дискретного часу t_i та i -того значення частоти f_i . При проведенні розрахунків показник i пробігає значення від 0 до N . При цьому значення дискретного часу та дискретної частоти перезаписуються у масив element. Масив masivrozg використовується для зберігання значень дискретної частоти напруги живлення, яка змінюється від 0 до $f_{ном}$.

Алгоритм умовно можна поділити на чотири блоки. У першому блоці „задання постійних даних” задаються дані для тривалості наростання та

спадання частоти напруги живлення двигуна, моменту початку гальмування, тривалості циклу переміщення крана, довжини гнучкого підвісу та прискорення вільного падіння. У другому блоці „ініціалізація масивів та задання змінних” об’являються масиви `fdiskretn`, `element` і `masivrozg` та ініціалізуються змінні „`fteor`” та „`i`”. Третій блок „заповнення масиву `fdiskretn`” включає код, в результаті роботи якого масив `fdiskretn` заповнюється значеннями t_i та f_i . Це відбувається в три етапи: 1) збільшення частоти від 0 до f_{nom} ; 2) постійне значення частоти f_{nom} ; 3) зменшення частоти від f_{nom} до 0. Четвертий блок „формування уточненого закону зміни частоти напруги живлення двигуна” включає команду формування інтерполяційної функції першого порядку, аргументом якої є двовірний масив `fdiskretn`.

При реалізації уточненого закону зміни частоти напруги живлення між сусідніми значеннями частоти f_{i-1} та f_i її зміна відбувається за лінійним законом, що визначається відповідним налаштуванням у частотних перетворювачах.

Додаток Б

Проведення лабораторного експерименту для визначення залежності між амплітудою та частотою вихідної напруги частотного перетворювача

Метою проведення лабораторного експериментального дослідження є встановлення закономірності зміни діючого значення лінійної напруги від частоти напруги на виході частотного перетворювача. Для проведення експерименту використано асинхронний двигун з короткозамкненим ротором марки 4A80L4Y3 та частотний перетворювач FR-D740 фірми Mitsubishi Electric (рис. Б.1).



Рис. Б.1. Зовнішній вигляд обладнання для проведення лабораторного експерименту

Експеримент полягав у тому, щоб задаючи частоту напруги живлення двигуна за допомогою частотного перетворювача фіксували діюче значення напруги. Фіксація напруги живлення двигуна виконується за допомогою

цифрового індикатора частотного перетворювача, який відповідним чином налаштований. Зміну частоти напруги живлення виконано в межах від 5 до 130 Гц з кроком 5 Гц.

На рис. Б.2 наведено залежність зміни діючого значення лінійної напруги живлення двигуна U від частоти f його живлення. Із рис. Б.2 видно, що зміна напруги живлення двигуна виконується лише у межах зміни частоти від 0 до 50 Гц. Подальше збільшення частоти напруги живлення двигуна не викликає зростання напруги живлення двигуна.

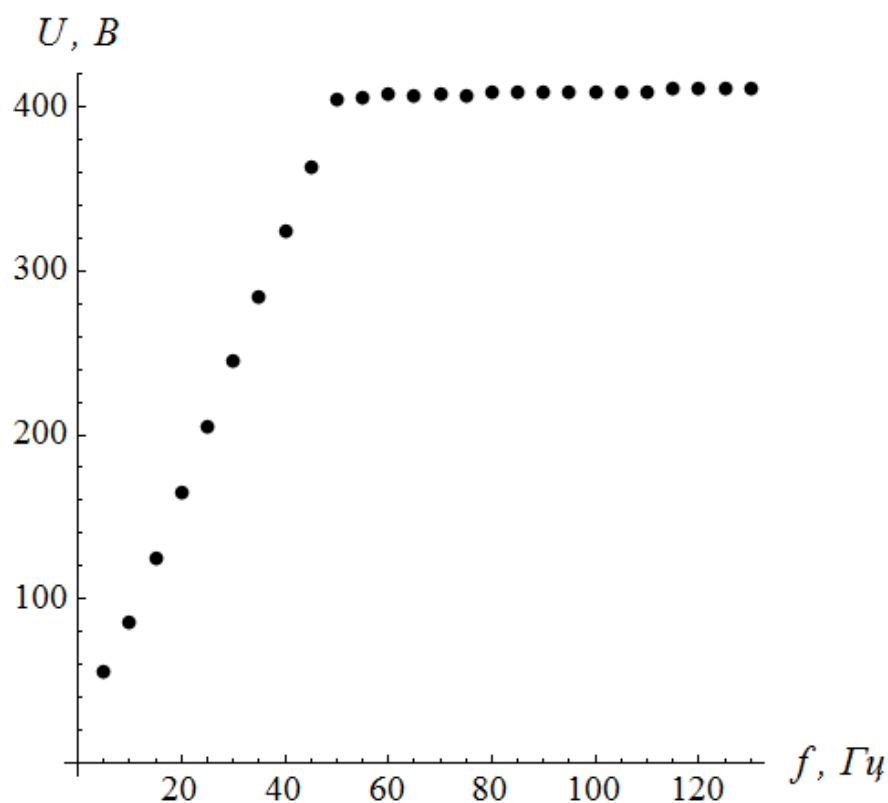


Рис. Б.2. Зміна діючого значення лінійної напруги живлення двигуна U в залежності від зміни частоти f напруги живлення двигуна, яке виконується за допомогою частотного перетворювача FR-D 740 Mitsubishi Electric

Додаток В

Принципова електрична схема електрощита для керування частотними перетворювачами та опис її роботи

Для керування роботою електродвигунів механізмів переміщення крана та підйому вантажу використано електрощит принципова електрична схема якого зображена на рис. В.1. Живлення апаратури електрощита та її захист від коротких замикань і перевантажень виконується за допомогою автоматичного вимикача QF. Можливе ручне та комп'ютерне керування роботою кранових електродвигунів. Ручне керування активується зразу після подачі напруги на електрощит. Перехід електродвигуна механізму підйому вантажу у комп'ютерне керування виконується натисканням кнопки SB2. При цьому отримує живлення котушка пускача КМ1, який своїми контактами вхід частотного перетворювача FR-D підключає до мережі живлення, а його вихід – до обмоток електродвигуна. Аналогічно працює перемикач у комп'ютерне керування частотного перетворювача двигуна механізму переміщення крана, яке виконується натисканням кнопки SB6. Перехід від ручного до комп'ютерного режиму керування відбувається натисканням кнопки SB1 – для двигуна механізму підйому вантажу і SB5 – для двигуна механізму переміщення крана. Для уникнення можливості підключення виходу частотних перетворювачів до промислової мережі живлення у кола живлення пускачів КМ1 та КМ4 послідовно включені нормально замкнені контакти пускачів КМ2 і КМ3 (для частотного перетворювача FR-D) та КМ5 і КМ6 (для перетворювача FR-E). При ручному керуванні, коли один з цих пускачів працює, вмикання відповідного частотного перетворювача неможливе. Вмикання електродвигуна механізму переміщення крана у ручному режимі відбувається натисканням кнопки SB3. При натисканні кнопки SB4 відбувається зміна напрямку переміщення крана. Підйом вантажу у ручному режимі виконується натисканням кнопки SB7, а опускання – натисканням кнопки SB8.

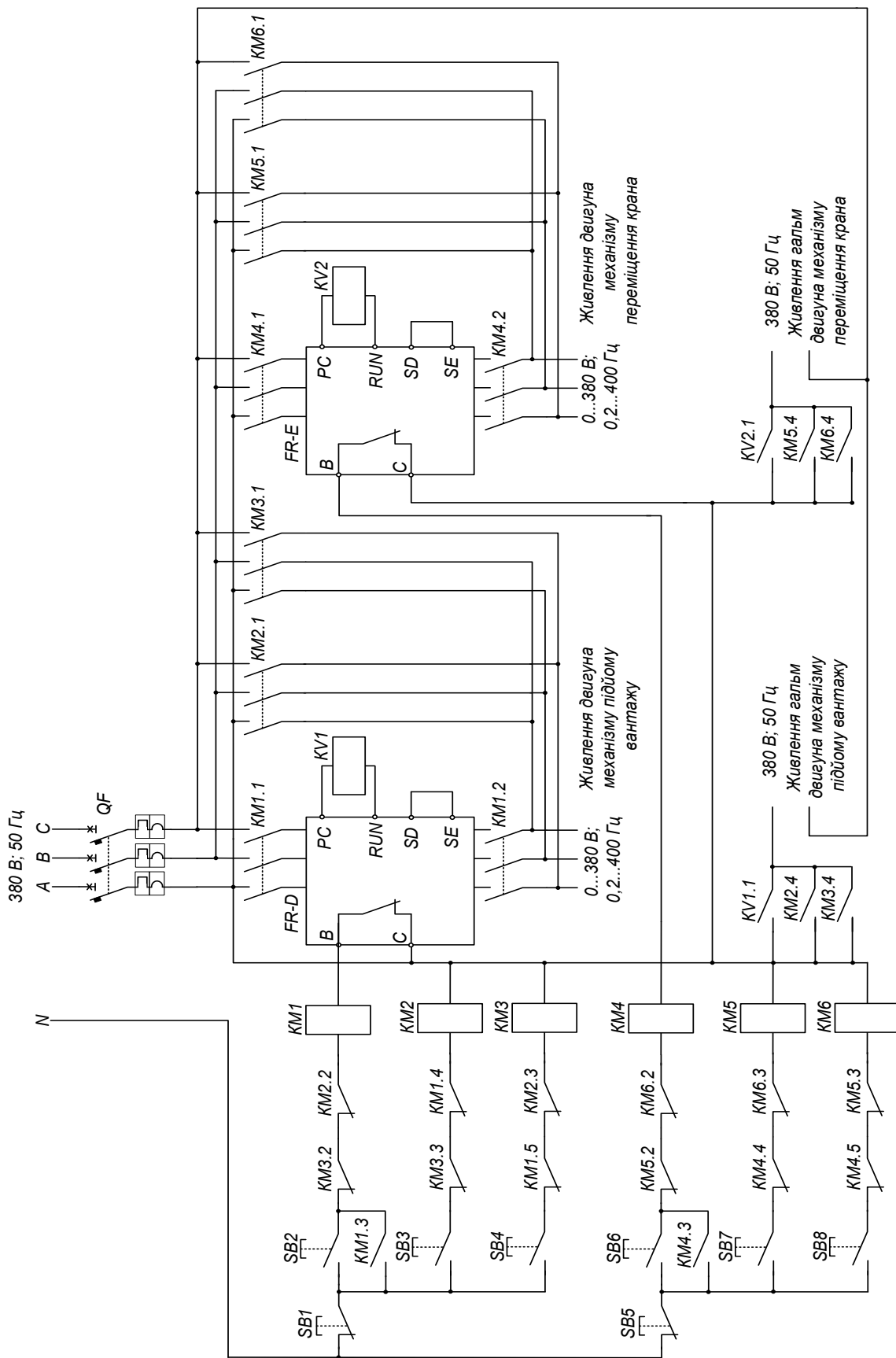


Рис. В.1. Електрична принципова схема електроцита керування частотними перетворювачами

Для того, щоб унеможливити вихід з ладу частотних перетворювачів у кола живлення котушок пускачів КМ1 та КМ4 включені нормально замкнені контакти ВС пускачів FR-D та FR-E відповідно. При виникненні аварійної ситуації (наприклад, перевантаження частотного перетворювача) контакт ВС розмикається і котушка відповідного пускача знеструмлюється. Це призводить до вимикання частотного перетворювача з мережі живлення та перехід у ручне керування електродвигуна кранового механізму.

При запуску двигунів від частотних перетворювачів на клеми РС та RUN останніх подається напруга живлення, яка вмикає реле напруги KV1 та KV2. Замикання контактів KV1.1 та KV2.1 цих реле викликає подачу живлення (380 В) на нормально замкнені гальма кранових механізмів підйому вантажу і/або переміщення крана відповідно. Це викликає розмикання гальм. Аналогічно за допомогою контактів КМ5.4 і КМ6.4 та КМ2.4 і КМ3.4 відбувається розмикання нормально замкнених гальм при ручному керуванні електродвигунами механізмів переміщення крана та підйому вантажу відповідно.

Плавна зміна частоти та напруги живлення електродвигунів кранових механізмів можлива лише при застосуванні комп'ютерного керування, коли з персонального комп'ютера на частотні перетворювачі передаються відповідні команди зміни діючого значення напруги та частоти живлення кранових двигунів.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН.....	5
Висновки до першого розділу.....	14
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПІДЙОМУ ТА ОПУСКАННЯ ВАНТАЖУ.....	15
2.1. Побудова динамічної моделі системи.....	15
2.2. Математичне моделювання роботи системи.....	19
2.2.1. Механічна частина системи.....	19
2.2.2. Електрична частина системи.....	25
2.3. Показники, за якими проведена оцінка.....	29
2.4. Аналіз руху динамічної системи при реостатному керуванні крановим електроприводом	31
2.4.1. Підйом/опускання вантажу у режимі „з підхватом”.....	32
2.4.2. Підйом/опускання вантажу у режимі „з вісу”.....	35
2.5. Планування розрахункових експериментів.....	37
2.6. Аналіз руху динамічної системи при частотному керуванні електроприводу механізму підйому вантажу.....	38
2.6.1. Підйом/опускання вантажу у режимі „з підхватом”.....	38
2.6.2. Підйом/опускання вантажу у режимі „з вісу”.....	40
2.6.3. Аналіз енергетичних витрат.....	42
2.6.4. Аналіз динамічних показників.....	48
Висновки до другого розділу.....	53
РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ПРОЛЬОТНИХ КРАНІВ.....	55
3.1. Оптимізація режиму підйому вантажу „з вісу” (візок знаходиться біля однієї з опор крана).....	55
3.1.1. Постановка та аналіз задачі оптимального керування механізмом підйому вантажу.....	55
3.1.2. Розв’язок задачі варіаційними методами.....	58
3.2. Аналіз задачі оптимізації режиму підйому вантажу „з вісу” (візок знаходиться посередині кранового моста).....	67
3.3. Оптимізація режиму підйому вантажу „з підхватом”.....	69
3.4. Планування розрахункових експериментів.....	75

3.5. Аналіз руху динамічної системи при оптимальному частотному керуванні електроприводу механізму підйому вантажу.....	78
3.5.1. Підйом/опускання вантажу у режимі „з підхватом”.....	78
3.5.2. Підйом/опускання вантажу у режимі „з вісу”.....	80
3.5.3. Аналіз витрат енергії.....	81
3.5.4. Аналіз динамічних показників.....	82
3.5.5. Аналіз електричних показників.....	83
Висновки до третього розділу.....	85

РОЗДІЛ 4. ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА МЕТОДИКА ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ.....	87
4.1. Характеристика об’єктів експериментальних досліджень.....	87
4.2. Вимірювально-реєструюче обладнання для проведення експериментальних досліджень.....	93
4.3. Тарування вимірювально-реєструючого обладнання	100
4.3.1. Датчик струму.....	100
4.3.2. Датчик зусилля (тензометр).....	102
4.3.3. Датчик прискорення (акселерометр).....	104
4.3.4. Датчики лінійного та кутового положень (оптичні енкодери).....	105
4.4. Програмне забезпечення для керування частотними перетворювачами.....	100
4.4.1. Алгоритм використання розробленого програмного забезпечення під час проведення експериментальних досліджень.....	107
4.4.2. Розробка програмного забезпечення для проведення експериментальних досліджень	108
4.5. Методика попередньої обробки експериментальних даних.....	110
4.6. Методика оцінки швидкості за дискретними значеннями положення.....	118
4.7. Планування експериментальних досліджень.....	120
4.8. Статистичні показники оцінки експериментальних даних.....	122
Висновки до четвертого розділу.....	124

РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ.....	125
5.1. Встановлення адекватності математичних моделей	125

5.2. Аналіз підйому/опускання вантажу „з вісу”	131
5.2.1. Некерований режим руху механізму.....	131
5.2.2. Частотнокеровані режими руху механізму підйому вантажу.....	134
5.3. Аналіз підйому/опускання вантажу „з підхватом”.....	139
5.3.1. Некерований режим руху механізму.....	139
5.3.2. Частотнокеровані режими руху механізму підйому вантажу.....	142
Висновки до п'ятого розділу.....	146
РОЗДІЛ 6. РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ТА РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ.....	147
6.1. Уточнення вимог до апаратної частини системи керування рухом механізмом підйому вантажу	147
6.2. Уточнення вимог до програмного забезпечення системи керування рухом механізму підйому вантажу	151
6.3. Приклади виконаних розробок.....	153
6.4. Розрахунок економічної ефективності від зниження енергоспоживання приводів механізму підйому вантажу	157
6.4.1. Підйом вантажу „з підхватом” при стандартних характеристиках зміни частоти напруги живлення	158
6.4.2. Підйом вантажу „з вісу” при стандартних характеристиках зміни частоти напруги живлення	163
6.4.3. Підйом вантажу „з підхватом” при оптимальному керуванні рухом механізму	165
6.4.4. Підйом вантажу „з вісу” при оптимальному керуванні рухом механізму.....	167
6.5. Розрахунок економічної доцільності використання частотнокерованого електроприводу кранових механізмів, які реалізують оптимальні режими руху	168
Висновки до шостого розділу.....	172
ВИСНОВКИ.....	173
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	175
ДОДАТКИ.....	187