

Ловеїкін В.С., Ромасевич Ю.О.

**ДИНАМІКА І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ
МОСТОВИХ КРАНІВ**

МОНОГРАФІЯ

Київ – 2016

Лове́йкін В.С., Рома́севич Ю.О.

**ДИНАМІКА І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ
РУХУ МОСТОВИХ КРАНІВ**

Монографія

Київ - 2016

УДК 621.01: 621.87

ББК 22.21Я73

Ло 68

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 10 від 30 березня 2016 р.).

Рецензенти:

Григоров Отто Володимирович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”, доктор технічних наук, професор.

Головач Іван Володимирович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри вищої та прикладної математики Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Гайдайчук Віктор Васильович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки Київського національного університету будівництва і архітектури.

Ловейкін В.С.

Ло 68 Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2016. – 310 с.

Монографія написана на основі теоретичних та експериментальних досліджень режимів роботи механізму переміщення мостових кранів. На основі апробованих математичних моделей проведено динамічний та енергетичний аналізи режимів роботи механізму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі. Виконано синтез оптимальних режимів руху крана із вантажем на гнучкому підвісі у вигляді програмного керування та у вигляді зворотного зв'язку.

Наведено програму та методику експериментальних досліджень режимів роботи механізму переміщення крана. Керування рухом під час проведення експериментів виконано за допомогою розробленого програмного забезпечення. Для обробки масивів експериментальних даних використані розроблені авторами методи і статистичні методи.

Встановлено загальні положення, які дозволяють підвищити ефективність роботи мостового крана із гнучким підвісом вантажу за рахунок реалізації оптимальних режимів його руху.

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., 2016

© НУБіП України, 2016

ВСТУП

Підйомно-транспортні машини працюють при циклічному навантаженні, при цьому перехідні режими руху механізму переміщення крана займають значну долю від всієї тривалості робочого циклу. Важливим резервом підвищення ефективності роботи крана є оптимізація режимів руху механізму переміщення крана (кранового візка). Це дозволяє знизити динамічні навантаження на елементи конструкції, зменшити енергетичні витрати на приведення механізму у рух, підвищити зручність та безпечність експлуатації крана у цілому. Таким чином, для механізму переміщення крана необхідно провести синтез законів руху, який би забезпечував мінімізацію небажаних показників та максимізацію бажаних.

Варто відзначити, що продуктивність, надійність, а також зручність експлуатації вантажопідйомних кранів багато в чому залежать від коливань підвішеного на гнучкому підвісі вантажу. Усунення коливань вантажу та інших елементів конструкції крана (кранової балки, елементів приводу) дозволяє забезпечити роботу механізму переміщення крана з меншими навантаженнями, що позитивно впливає на довговічність та надійність їх елементів.

Крім того, автори ставлять за мету провести експериментальні дослідження роботи механізму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі. Це дасть змогу оцінити ефективність практичної реалізації оптимального керування рухом крана на практиці.

Також, у монографії вирішено питання економічної ефективності застосування оптимального керування, яка полягає у збільшенні довговічності роботи кранових балок та зменшення енергетичних втрат при переміщенні крана із вантажем на гнучкому підвісі.

Перший розділ роботи написаний В.С. Ловейкіним. Сьомий розділ написаний Ю.О. Ромасевичем. Другий, третій, четвертий, п'ятий та шостий розділи монографії написані обома авторами.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТА ЗАДАЧ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РУХУ МОСТОВИХ КРАНІВ

1.1 Аналіз досліджень присвячених динамічним розрахункам кранів при їх переміщенні

Розрахунки динаміки поступального і обертального руху вантажопідйомних кранів поведені у роботах М.С. Комарова [1], С.О. Казака [2], М.М. Гохберга [3], М.О. Лобова [4], В.Ф. Гайдамаки [5], Р.П. Герасимяка, В.О. Лещева [6], М. Шеффлера, Х. Дресінга, Ф. Курта [7, 8], О.В. Григорова [9], Л.Я. Будікова, О.Б. Неженцева, Д.В. Гонтаря, С.М. Аветисяна, Г.В. Бежка, Л.А. Стоянова, Г.О. Бойка [10, 11-15], О.М. Орлова [16], Л.Я. Теличка [17], М.І. Єрофєєва [18], Ш. Базила [19], К.М. Манілова [20], С.І. Шевченка [21], О.І. Вольченка [22], В.П. Рубашки [23], В.С. Ловейкіна, Ю.В. Човнюка, М.Г. Діктерука, С.І. Пастушенка [24], О.О. Абрамовича, Г.О. Котельникова [25], С.В. Стрельцова [26].

Різноманітні питання моделювання динаміки горизонтального переміщення кранів досліджені у роботах [27-37]. Перелічені дослідження дозволили встановити закономірності виникнення та еволюції складних процесів у механізмі переміщення крана (кранового візка). Проведемо аналіз найбільш значимих результатів.

У роботі М.С. Комарова [1] досліджено коливання вантажу на гнучкому підвісі, які виникають при розгоні та гальмуванні крана і при його наїзді на кінцеві упори. Крім того, М.С. Комаров дослідив динаміку повороту баштових кранів з вантажем на гнучкому підвісі. Автором використані двота тримасові динамічні моделі досліджуваних систем. Всі розрахунки виконані із використанням припущення щодо постійності приводного (гальмівного) зусилля. Це дало змогу отримати аналітичні вирази для

максимальних зусиль у пружних елементах приводу крана та максимальних амплітуд відхилення вантажу від вертикалі.

С.О. Казаком у роботі [2] побудовані багатоетапні математичні моделі динаміки руху кранів із гнучким та жорстким підвісом вантажу у режимах розгону та гальмування. Використовуючи певні припущення, автор отримав аналітичні вирази, що описують тривалості окремих етапів руху системи, а також максимальні динамічні навантаження у пружних елементах вантажопідійомних кранів. Окремо досліджено питання удару, що виникає при наїзді кранової металоконструкції на кінцевий упор. Для ілюстрації розроблених методик автор роботи [2] наводить приклади чисельних розрахунків. Результати досліджень С.О. Казака та М.С. Комарова можна вважати першим наближенням у динамічних розрахунках механізму переміщення крана.

М.М. Гохберг у роботі [3] представив механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі у вигляді тримасової динамічної моделі. Ним синтезовані математичні моделі руху крана з вантажем протягом розгону та гальмування. На основі того, що частоти власних коливань вантажу на гнучкому підвісі та коливання кранової металоконструкції відрізняються у рази вказані коливання автор розглядає незалежними одне від одного. У дослідженні [3] розглянуто випадки різкого пуску і гальмування крана та отримано розрахункові вирази для динамічних зусиль, що виникають у окремих елементах крана. Крім того, М.М. Гохберг навів декілька спрощених методик для розрахунку динамічних навантажень у кранах прольотного типу та кута відхилення вантажного каната при обертанні стрілового крана. Узагальнюючі відомі результати та власні дослідження автор роботи [3] навів розрахункові комбінації навантажень для мостових, козлових, стрілових, порталних та баштових кранів.

В роботі М.О. Лобова [4] досліджено динаміку усталеного руху крана. Значна увага приділена питанням виникнення перекосу кранової металоконструкції і способів його усунення. Крім того, досліджено

маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі. Із використанням припущення щодо постійності приводного зусилля знайдено вираз зусилля, що діє на металоконструкцію крана у напрямку його руху. У подальших розрахунках М.О. Лобов дослідив динаміку кранової балки як тіла із розподіленими параметрами. Ним отримані вирази, які дають змогу визначити динамічні зусилля у крановій балці при різних варіантах розташування кранового візка на ній. Крім того, у роботі [4] наведено та проаналізовано експериментальні дані, що дало змогу автору вказати причини невідповідності теоретичних та експериментальних даних.

Аналогічні дослідження проведені В.Ф. Гайдамакою [5]. На основі використання тримасової динамічної моделі переміщення крана ним знайдено аналітичний вирази для максимальної амплітуди коливань кранового моста. Для усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі В.Ф. Гайдамака запропонував використати гальма зі змінним моментом. У дослідженнях динаміки козлових кранів автор розглянув декілька типових випадків: різке гальмування крана з однаковими або різними гальмуванням ходових коліс крана, перекіс моста крана. Крім того, досліджено динамічні навантаження в колоні баштового крана. В роботі [5] отримано формули для розрахунку динамічних навантажень у елементах крана та вказано шляхи їх зниження.

М. Шеффлер, Х. Дресінг та Ф. Курт в книгах [7, 8] підвели підсумок теоретичним та експериментальним дослідженням динаміки руху кранів, які виконувались багатьма вченими у 60-70-х роках минулого сторіччя. Крім того, на основі узагальнених багатомасових динамічних моделей динаміки руху механізмів вантажопідійомних машин, ними встановлено параметри, які впливають на максимальні динамічні навантаження у пружних елементах механізмів. Моделювання динаміки руху кранів виконано за умов: 1) лінійної механічної характеристики приводного двигуна; 2) приводного моменту, який є неперервною функцією часу (розглядались випадки лінійної, експоненціальної та тригонометричних функцій); 3) постійного приводного

моменту. Також розглянуто вплив демпфуючих сил, нелінійності пружного зв'язку та зазору між зведеними масами системи. В роботі [7] наведено зауваження стосовно визначення параметрів розрахункових моделей механізмів вантажопідйомних кранів. Для більшості розрахунків наведено аналітичні вирази, які дозволяють дати оцінку динамічним навантаженням у елементах переміщення (повороту) крана, які виникають протягом перехідних режимів руху.

На основі побудови передаточних функцій електромеханічної системи механізму переміщення крана Р.П. Герасимяк та В.О. Лешев в роботі [6] провели розрахунки динамічних зусиль (моментів) у піддатливих елементах механізму та визначили власні частоти коливань окремих елементів механізмів. Ними використано дво- та тримасові динамічні моделі механізмів із врахуванням зазорів у передачах. Для розглядуваних у роботі [6] випадків руху електромеханічної системи крана знайдені вирази коефіцієнтів динамічності, аналізуючи які автори встановили заходи, щодо зниження динамічних навантажень. Важливим результатом наведених досліджень є встановлення впливу жорсткості механічної характеристики приводного двигуна на коливання, які виникають у механічних елементах системи.

У дисертаційній роботі О.В. Григорова [9] проведені фундаментальні дослідження динаміки переміщення крана з гідравлічним та електромеханічним приводом. На основі побудованої тримасової динамічної моделі та обраних законах керування гідроприводом доведено, що найбільш доцільним, з точки зору зниження навантажень у валопроводі та крановій металоконструкції, є лінійний закон зміни керування приводом (кута нахилу блоку циліндрів). Крім того, автором проведені дослідження, які присвячені стабілізації навантажень у металоконструкції і валопроводі, а також обмеження кута відхилення канату з вантажем від вертикалі, що реалізується за допомогою автоматичного регулювання гідроприводу крана. Для механізму повороту баштового крана у роботі [9] розраховані перехідні процеси для випадків гідравлічного та тиристорного приводів. Також

необхідно виділити дослідження присвячені енергетиці кранових механізмів в пуско-гальмівних режимах (запропоновано методику визначення потужності гідроприводу, досліджено їх температурні режими та енергоефективність). Для механізмів переміщення прольотних кранів з рознесеними приводами запропоновано пристрої для забезпечення безперекосного руху крана.

У роботі Л.Я. Будікова [10] побудовані багатомасові динамічні моделі переміщення мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі, які включають зведені маси приводу, кінцевих балок, моста, кранового візка і вантажу. Розроблені моделі дали змогу визначити динамічні зусилля у швидкохідному валу приводу, горизонтальні інерційні навантаження на крановий міст. Дослідником проаналізовано випадок розгону крана із вантажем при ступінчастій зміні опору кола ротора приводного двигуна. Проведений аналіз показав, що суттєвий вплив на амплітуду коливань металоконструкції має її фаза в момент перемикання опорів роторного кола. Також у роботі [10] досліджено вплив виду гальмування електроприводу механізму переміщення крана на величину динамічних зусиль, які виникають в елементах крана. Одним із важливих результатів роботи [10] є аналітичний метод визначення зусиль у елементах крана, який заснований на апроксимації механічної характеристики приводу кусочно-постійною функцією. Крім того, Л.Я. Будіковим на основі регресійного аналізу проведено багатофакторні дослідження динаміки переміщення крана та запропоновано поліноміальні функції, які описують зусилля у металоконструкції крана в залежності від величин зведених мас та жорсткостей окремих елементів крана. Запропонована Л.Я. Будіковим методика аналізу динаміки переміщення крана використана іншими дослідниками [11-15].

У дисертаційній роботі О.М. Орлова [16] розроблено ряд питань динаміки переміщення мостових та порталних кранів із гнучким підвісом вантажу. Запропоновано схеми траверсних підвісок вантажів з різною кількістю точок підвісу та різними схемами запасовки канатів. На основі

аналізу диференціальних рівнянь вільних коливань вантажу визначені їх частоти, логарифмічні декременти затухання коливань та зусилля у вантажних канатах. У роботі [16] отримано узагальнені математичні моделі системи зміни вильоту стрілового крана, яка представляється системою звичайних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами. Ці результати використані для розробки прикладних програм проектування механізмів зміни вильоту крана з оптимальними конструкціями стріли та хобота.

Л.Я. Теличко [17] у своїх дослідженнях розробив підхід до зниження динамічних навантажень у пружних елементах механізму переміщення крана. У роботі [17] використана двомасова електромеханічна система крана та відповідна їй математична модель. Сутність підходу полягає у використанні демпфуючої здатності кранового електропривода. Автором також досліджено вплив характеру наростання моменту електроприводу на амплітуду пружного моменту у механічній частині системи. На основі проведених теоретичних та експериментальних робіт запропоновано методики розрахунку механічних характеристик кранового одно- та багатодвигунного електроприводу.

М.І. Єрофеев синтезував узагальнену математичну модель руху стрілового поворотного крана з вантажем на гнучкому підвісі та провів її аналіз [18]. Ним доведено, що отримана модель може бути використана для конкретних типів кранів та спеціалізованих кранових установок з жорстким та гнучким підвісом вантажу. Інтегрування математичної моделі дало змогу встановити характер і параметри коливань елементів крана і вантажу за умови виконання трьох сумісних операцій: підйому вантажу, обертання крана, зміни вильоту стріли.

Ш. Базил [19] дослідив динаміку переміщення кранів при умові, що у приводі існує певний зазор (люфт механічних передач). На основі припущення щодо постійності приводного моменту двигуна ним отримана формула для коефіцієнту динамічності пружного зв'язку (піддатливого вала)

у механізмі переміщення крана. Протягом перехідного процесу кількість розмикань кінематичного зв'язку між окремими зведеними масами приводу крана може бути якою завгодно (теоретично нескінченною). Ці дослідження можна вважати першим наближенням у дослідженні динаміки переміщення крана за наявності зазору у механічних передачах.

К.М. Манілов [20] провів дослідження динаміки руху механізму переміщення крана (кранового візка). Ним використано тримасову динамічну модель, в якій враховані дисипаційні властивості приводу та сумарний зазор у передачах. Автор дослідив декілька випадків дії приводного зусилля: 1) постійне зусилля; 2) зусилля змінюється у відповідності до зміни опору роторного кола асинхронного кранового приводу; 3) зусилля змінюється відповідно до зміни електромагнітного моменту двигуна при керуванні від тиристорного перетворювача напруги (для цього випадку математична модель руху системи доповнена ще одним диференціальним рівнянням першого порядку, яке враховує вплив тиристорного перетворювача напруги). У результаті проведених досліджень автор прийшов до висновку, що крім механічних параметрів системи на величину динамічних навантажень значний вплив має характер наростання приводного зусилля.

Для зниження динамічних навантажень у механізмі переміщення крана та інерційних навантажень у крановій металоконструкції С.І. Шевченко [21] розробив конструкцію гальмового пристрою із самопідсиленням. Окрім теоретичних розрахунків автор провів ряд експериментальних досліджень та оцінив їх розбіг з теоретичними результатами. Ефективність використання пропонованого пристрою підтверджена економічним розрахунком.

А.І. Вольченко та інші автори дослідили процеси, які відбуваються у барабанно-колодкових гальмах механізмів вантажопідйомних машин [22]. В результаті проведених досліджень визначено температурні навантаження окремих елементів гальм та встановлено їх вплив на зносо-фрикційні властивості матеріалів пари тертя.

В дослідженнях В.П. Рубашки [23] побудована узагальнена математична модель коливальних процесів, які мають місце у вантажопідйомних кранах мостового типу (козлові, мостові та контейнерні крани) при врахуванні різних властивостей їх конструкцій та режимів роботи. Адекватність моделі доведена шляхом порівняння результатів чисельного інтегрування диференціальних рівнянь (математичної моделі) та експериментальних даних інших авторів. За допомогою отриманої моделі автор провів дослідження динаміки сумісної роботи механізмів переміщення крана та кранового візка в прольоті моста (наприклад, визначені умови виникнення параметричного резонансу мостової конструкції крана при русі вантажного візка по балці).

В монографії В.С. Ловейкіна, Ю.В. Човнюка, М.Г. Діктерука та С.І. Пастушенко [24] проведені динамічні розрахунки механізму переміщення крана. За допомогою методів математичної фізики всебічно досліджено питання маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі. Виконано різноманітні узагальнення вказаної задачі, знайдено та проаналізовано їх розв'язки. У роботі [24] також запропоновано методику визначення частот власних коливань металоконструкції порталних кранів, що дозволяє уточнити методики їх динамічних розрахунків.

В книзі О.О. Абрамовича та Г.О. Котельникова [25] досліджено динаміку пуску канатного механізму переміщення візка козлового крана. Зміна приводного зусилля прийнята лінійною в функції швидкості приводу. На основі аналізу математичної моделі системи визначено максимальне зусилля у тяговому канаті. Досліджено динамічні зусилля, які пов'язані з виникненням перекосу при русі металоконструкції козлового крана.

В дисертаційній роботі С.В. Стрельцова [26] на основі дослідження напруженого стану металоконструкції козлового крана показано, що найбільші напруження у ній виникають при гальмуванні з перекосом в місцях закріплення опор крана з балкою. Для усунення перекосу дослідником

запропоновано використати диференціальну гальмівну систему на основі гідравлічних та електричних машин обертового руху.

У ряді робіт [28-30] О.В. Періг, О.М. Стадник, О.І. Дериглазов, Е.О. Бондаренко синтезували та дослідили математичну модель обертання баштового крана. Отримані результати дозволяють визначати частоти власних коливань, амплітуди та закони руху окремих елементів системи „стріла крана - вантаж”.

Для дослідження динамічних процесів у механізмі переміщення крана дослідники використовують прикладні комп'ютерні програми: Mathcad [33], Solid Works/Cosmos Motion, Excel [34], MATLAB/Simulink [35]. У роботах Ф. Палиса, О.І. Толочко, Д.В. Бажутина [31, 32] побудовано дво- та тримасову динамічні моделі руху мостового крана. Авторами отримано вирази частот пружних коливань елементів системи. В роботі [31] виконано моделювання динаміки переміщення окремих зосереджених мас системи, а також відмічені умови переходу від тримасової до двомасової моделі руху системи. У роботі [32] із використанням двомасової моделі досліджено пружні коливання кранової металокопункції.

Е.В. Комерзан, О.М. Кирасиров та А.Л. Ахтулов [33] за допомогою комп'ютерного моделювання дослідили процес розгону мостового крана. Ними визначено характер зміни динамічних та кінематичних характеристик руху крана за допомогою чисельного інтегрування складеної системи диференціальних рівнянь.

О.В. Макурин, Д.І. Морозов [35] на основі семимасової динамічної моделі крана встановили характер коливних процесів у його металокопункції. Ними виокремлено три гармоніки коливань: коливання підвішеного вантажу, коливання, які спричинені піддатливістю поперечної балки, та коливання обумовлені піддатливістю повздовжніх балок. У дослідженні не врахована динаміка приводу крана, що обумовлює використання результатів роботи [35] лише у якості першого наближення.

Аналогічні результати отримані Ю.С. Шведом та І.А. Орловським [36]. В роботі [36] наведено результати експериментальних досліджень та їх порівняння з теоретичними розрахунками, запропоновані заходи для того, щоб усунути механічну взаємодію ребордів коліс крана та рельсового шляху.

В роботі Л.Я. Теличка та О.О. Дорофєєва [37] запропоновано підхід до розв'язання задачі зниження динамічних навантажень у металоконструкції мостового крана, його ходовій частині, а також підкранових конструкціях, який полягає у регулюванні швидкості електроприводів механізму переміщення крана у функції поперечного зміщення ходових коліс крана.

Аналіз результатів наведених досліджень показує, що динамічні процеси в механізмі підйому вантажу та переміщення крана при керуванні приводним двигуном за допомогою частотного перетворювача вивчені недостатньо ґрунтовно.

1.2. Аналітичний огляд досліджень з оптимізації режимів руху механізмів вантажопідйомних кранів

1.2.1. Методи розв'язування задач оптимального керування

Для знаходження оптимальних керувань динамічними системами, у тому числі для керування рухом механізмів вантажопідйомної техніки, використовуються різноманітні методи. Застосування того чи іншого методу пов'язано насамперед з характером поставленої задачі. Дамо короткий аналіз методів оптимального керування.

Найстарішим методом знаходження оптимального керування є варіаційне числення [38], зародження та розвиток якого пов'язаний з іменами Ейлера, Лагранжа, Пуассона, Вєрштрасса, Якобі, Лежандра та інших вчених. Леонард Ейлер вивів рівняння, яке є необхідною умовою екстремуму інтегрального функціоналу. Подальший розвиток варіаційного числення

пов'язаний з узагальненням рівняння Ейлера, дослідженням необхідних умов екстремуму функціоналу, встановленням його типу (мінімум або максимум) тощо. Специфіка варіаційного числення полягає у тому, що функція, яка доставляє екстремум функціоналу, шукається у класі кусочно-гладких функцій. Крім того, класичне варіаційне числення не дозволяє враховувати обмеження, які накладаються на область значень екстремалі та її функцій.

Приводні механізми технічних систем характеризується різного роду обмеженнями: вони не можуть створювати які завгодно за величиною зусилля або крутні моменти. Отже, надзвичайно важливою для практики є задача пошуку розв'язку задачі оптимального керування із використанням диференціальних нерівностей, тобто у закритій області керувань. Зусилля математиків були направлені на подолання цих обмежень, тобто до пошуку оптимальних керувань у закритій області. Як зазначає Ю.П. Петров [39] в 1913 році російський математик Н.Н. Гарнет у праці [40] виконала узагальнення основної теореми варіаційного числення. Вона довела, що якщо екстремум функціонала в замкнутій області існує й досягається в класі кусочно-гладких функцій, то він може досягатися тільки на кривих, що складені з кусків екстремалей і кусків границі замкненої області. Крім того, Н.Н. Гарнет встановила умови в точках сполучення екстремалі і границі замкненої області, а також знайшла важливу нерівність, яка дозволяє визначити чергування кусків екстремалей та кусків границі замкненої області.

У 60-х роках минулого сторіччя починають з'являтися інші методи знаходження оптимального керування. В СРСР школою математика Л.С. Понтрягіна була висунута гіпотеза, згідно з якою оптимальне керування повинно доставляти максимум функції Гамільтона (будь-яку варіаційну задачу можна представити у формі Гамільтона [41]). Згодом ця гіпотеза була доведена для лінійних систем. Вона отримала назву „принцип максимуму”. Принцип максимуму дозволив розв'язати задачі, які неможливо було розв'язати за допомогою класичного варіаційного числення, наприклад

задачу максимальної швидкодії. Необхідно відмітити, що розв'язок цієї задачі для динамічної системи n -го порядку, яка має лише дійсні корені характеристичного рівняння, має не більше $(n-1)$ перемикачів, тобто переходів від верхньої межі області керувань до нижньої [42]. Цю теорему, яка названа „теоремию про n -інтервали”, довів А.А. Фельдбаум.

Складність використання принципу максимуму полягає у тому, що необхідно шукати спряжені функції, які входять у вираз оптимального керування. Априорної інформації для цього мало: для деяких задач можна встановити лише вид спряжених функцій. Таким чином, принцип максимуму дає лише „якісну” інформацію про оптимальне керування. „Кількісну” інформацію про оптимальне керування необхідно шукати використовуючи інші методи, наприклад метод фазової площини [9].

Потужним методом для розв'язування задач оптимального керування є динамічне програмування [43]. Автором даного методу, американський математик Р. Беллман, встановив принцип оптимальності, на основі, якого було знайдено функціональне рівняння, що є необхідною умовою оптимальності керування. Функціональне рівняння Беллмана представляється у вигляді неоднорідного диференціального рівняння у частинних похідних. Для квадратичного інтегрального оптимізаційного критерію розв'язок функціонального рівняння Беллмана необхідно шукати у вигляді квадратичної форми. Для інших типів критеріїв знаходження розв'язку рівняння Беллмана представляє певні труднощі, які пов'язані з відсутністю рекомендацій щодо представлення функції Беллмана. У випадку, якщо динамічна система описується невеликим числом фазових координат доцільно використати дискретну форму методу динамічного програмування [43]. Однак, якщо кількість фазових координат системи значна, то застосування дискретного динамічного програмування вимагає великого об'єму пам'яті ЕОМ. Цю проблему Р. Беллман назвав „прокляттям розмірності”. Перевагою методу динамічного програмування є можливість знаходження оптимального керування у вигляді зворотного зв'язку.

Одним із методів знаходження оптимального керування є метод моментів, розвиток якого пов'язаний з працями М.М. Красовського [44], А.Г. Бутковського [45], Ф.П. Васильєва, О.З. Ішмухаметова, М.М. Потанова [46] та інших дослідників. В обчислювальному плані цей метод є більш складнішим аніж інші. Однак, він дає змогу знайти екстремуми „нестандартних” функціоналів (наприклад, у вигляді норми вектор-функції керування [47]) та врахувати обмеження на керування і фазові координати системи. Крім того, метод моментів дозволяє визначити точки перемикання керування у задачі оптимальної швидкодії руху системи [38, 42, 47], що не вдається зробити за допомогою принципу максимуму.

Всі наведені вище методи встановлюють необхідні умови оптимальності процесу керування динамічними системами. Дослідження достатніх умов досягнення екстремуму функціоналу провів В.Ф. Кротов [48, 49]. Ним доведено теорему, яка встановлює три умови для визначення оптимального керування.

Зазначимо, що методи знаходження оптимального керування мають тісний взаємозв'язок [38, 42, 50], тобто математичні величини одного методу шляхом певних перетворень можуть бути виражені через математичні величини іншого.

При розв'язуванні задач оптимального керування досить часто виникають різноманітні ускладнення. Вони можуть бути пов'язані з обчислювальною складністю задачі або із принциповою неможливістю знаходження точного розв'язку. Однак, для деяких задач знаходження точного розв'язку є неважливим: вже деяке наближення до екстремалі задачі дозволяє значно покращити керований процес. Подальше укладення задачі для отримання кращого наближення до точного розв'язку (наступна ітерація) не призводить до значних змін величини оптимізаційного критерію. Ці та інші причини спонукали дослідників до розробки наближених методів знаходження оптимального керування. Огляд та аналіз вказаних методів

можна знайти у роботах [51-56]. Оцінку перспектив використання наближених методів оптимального керування наведено в роботі [56].

1.2.2. Класифікація задач оптимального керування рухом механізмів вантажопідйомних кранів

Для того, щоб провести аналіз робіт в області оптимального керування рухом механізмами вантажопідйомних машин необхідно провести їх класифікацію. Природно в основу такої класифікації покласти умови постановки задач. Задача оптимального керування вважається поставленою, якщо вона включає [50]: 1) математичну модель об'єкта керування; 2) початкові та кінцеві (крайові) умови руху об'єкта керування; 3) оптимізаційний критерій; 4) обмеження на керування та на фазові координати системи.

Класифікацію задач оптимального керування механізмами вантажопідйомних машин за обмеженнями на керування та на фазові координати системи наведено у роботі [38]. У роботі [9] наведена класифікація задач оптимізаційних задач для вантажопідйомних машин за змістом критеріїв та за параметрами керування. Основні класи та теоретична основа оптимальних задач для кранових установок наведені у [57]. Класифікація критеріїв, які використовуються для оптимізації режимів руху механізмів вантажопідйомних машин, наведено у [58, 59].

У даному дослідженні проведемо класифікацію за: об'єктом керування (механізм вантажопідйомної машини); методом, який використано для розв'язування оптимізаційної задачі; режимом руху системи, для якого знаходиться оптимальне керування; оптимізаційним критерієм. Для покращення наочності всі дані представимо у вигляді таблиці 1.1.

Аналізуючи дані з таблиці 1.1, можна встановити специфіку використання методів оптимального керування рухом механізмів вантажопідйомних машин.

Класифікація задач оптимального керування рухом механізмів вантажопідйомних машин

Дослідники	Об'єкт керування	Режим руху	Критерій	Метод
1	2	3	4	5
М.М. Перельмутер, Я.Л. Геронімус, Л.М. Поляков [60-63]	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі (привод від двигуна постійного струму)	Розгін та гальмування	Середньоквадратичне значення похідних за часом функції кута відхилення канату з вантажем від вертикалі	Метод моментів
			Максимальний модуль похідних за часом функції кута відхилення канату з вантажем від вертикалі	Метод моментів
А.О. Сміхов, М.І. Єрофеев [18, 57]	Механізм переміщення крана з жорстким підвісом вантажу при дії вітру	Розгін та гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму
				Динамічне програмування
	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Гальмування	Тривалість руху	Метод моментів
	Сумісна робота механізмів переміщення та підйому вантажу з жорстким та гнучким підвісом вантажу	Розгін та гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму
	Механізм переміщення крана з жорстким підвісом вантажу	Розгін, усталений рух, гальмування	Експлуатаційні витрати за рейс	Принцип максимуму
	Механізм переміщення крана з жорстким підвісом вантажу при дії вітру	Розгін, усталений рух, гальмування	Експлуатаційні витрати за рейс	Принцип максимуму
Механізм переміщення крана з жорстким підвісом вантажу при дії вітру	Розгін, гальмування	Експлуатаційні витрати за рейс	Дискретне динамічне програмування	

1	2	3	4	5
А.О. Смахов, М.І. Єрофєєв [18, 57]	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Розгін, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини
	Механізми зміни вильоту та обертання портових кранів	Переміщення механізмів з одного ненульового положення у інше	Сумарні навантаження у механізмах	Метод локальних варіацій
О.М. Орлов [16]	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Переміщення вантажу з ненульового положення у нульове	Середньоквадратичне відхилення канату з вантажем від вертикалі та витрати енергії на керування	Динамічне програмування
О.В. Григоров, В.П. Свиргун [9, 65-67]	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Розгін, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини
	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини
Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов, І.М. Ананьєвський, С.О. Решмин [68-70]	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі (привод від двигуна постійного струму)	Розгін, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини

1	2	3	4	5
Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов, І.М. Ананьєвський, С.О. Решмин [68-70]	Механізм повороту крана з вантажем на жорсткому підвісі	Поворот крана та переміщення візка з одного стану спокою у інший	Тривалість руху	Принцип максимуму
Ю.І. Зайцев [71]	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу змінної довжини	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму, лінійне програмування
П.О. Коваленко [72]	Механізм горизонтального переміщення вантажу на гнучкому підвісі	Розгін	Тривалість руху та інтегральні показники, що оцінюють динаміку руху системи	Принцип максимуму, лінійне програмування
Л.Я. Будіков, Г.В. Бежок, Л.О. Стоянов, Г.А. Бойко, Р.В. Шишкін [10-15, 73, 74]	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі	Гальмування	Залишкова амплітуда коливань вантажу після зупинки крана, тривалість гальмування, максимальні динамічні навантаження на металоконструкцію і привод (багатопараметрична функція бажаності)	Крутого сходження; штрафних функцій; статистичні методи
М.Ф. Зубко [75]	Механізми вильоту стріли та обертання порталного крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін, усталений рух, гальмування	Динамічні навантаження у механізмах кран та тривалість руху	Перебір можливих варіантів
Р.П. Герасим'як, Д.О. Махортова [76]	Механізм обертання стрілового крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін	Тривалість руху	Принцип максимуму

1	2	3	4	5
Р.П. Герасимьяк, О.В. Найденко [77, 78]	Механізм обертання стрілового крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму
Р.П. Герасимьяк, Л.В. Мельникова [79, 80]	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму
Р.П. Герасимьяк, В.О. Лещев [6]	Механізми переміщення та повороту крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; дослідження функції на екстремум
Р.П. Герасимьяк, Ш. Базил [81]	Механізм переміщення мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін, усталений рух, гальмування	Коливальність та ступінь стійкості системи	D-розбиття з використанням поліномів Чебишева
Р.П. Герасимьяк, В.В. Бушер [82, 83]	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу постійної та змінної довжини	Розгін, усталений рух, гальмування	Коливальність та тривалість руху	Принцип максимуму; дослідження функції на екстремум
	Механізм повороту баштового крана	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму
Ф.Е. Мікушевич [84]	Механізм переміщення козлових контейнерних кранів	Розгін	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини

1	2	3	4	5
Е.В. Макаревич, В.М. Шамардіна, Ф. Палис, С. Палис [85, 86]	Механізми повороту башти та переміщення візка баштових кранів	Розгін, усталений рух, гальмування	Енерговитрати	Принцип максимуму
П.М. Стрельцов [87]	Механізм переміщення візка портового перевантажувача	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини
	Механізм повороту крана з вантажем на жорсткому та гнучкому підвісі	Розгін, усталений рух, гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини
С.О. Кабанов, Е.М. Никулин, Б.Е. Якушев, Д.Б. Якушева [88]	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі	Переміщення крана з вантажем на задану відстань	Тривалість руху	Принцип максимуму; наближений метод Ньютона розв'язування крайової задачі
Л.Я. Теличко [17]	Механізм переміщення крана з асинхронним електроприводом	Перехідний режим руху	Коливальність	Дослідження функції на екстремум
М.С. Коритов [89]	Механізм переміщення вантажу автомобільного стрілового крана	Переміщення вантажу у тримірному просторі з оминанням перешкод	Середнє зважене довжин лінійних та кутових переміщень вантажу; тривалість руху; кількість витраченого палива	Генетичний підхід; рійовий інтелект; метод вірогідної дорожньої карти; метод поширення хвилі

1	2	3	4	5
В.С. Ловейкін [90]	Вантажопідйомний маніпулятор	Розгін, гальмування	Енергетичні витрати, динамічна складова потужності, інтенсивність зміни інерційних навантажень тощо	Варіаційне числення
	Механізм зміни вильоту стрілової системи порталних кранів	Зміна вильоту крана	Середнє значення енергії руху та „енергій” вищих порядків (прискорення, ривка тощо) системи	Метод коллокацій
	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін, гальмування	Середньоквадратичні величини коливальних кінематичних характеристик	Варіаційне числення
В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко [24]	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін	Середньоквадратичні значення керування та кінематичних функцій руху системи	Варіаційне числення
			Тривалість руху	Динамічне програмування
В.С. Ловейкін, Я.С. Душанін [91, 92]	Механізм зміни вильоту порталного крана	Зміна вильоту вантажю	Енергетичні витрати	Метод коллокацій
В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук [93, 94]	Механізм зміни вильоту крана- маніпулятора	Розгін	Енергетичні витрати, „енергія” прискорень	Метод коллокацій
В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук [95, 96]	Механізм зміни вильоту порталного крана з вантажем на гнучкому підвісі	Режим зміни вильоту стріли	Енергетичні витрати	Метод коллокацій
В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В Шумілов [97, 98]	Механізм зміни вильоту баштового крана	Розгін	Середньоквадратичні значення коливальних кінематичних характеристик руху системи; середньоквадратичне значення зусилля у тяговому канаті	Варіаційне числення

1	2	3	4	5
В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук [99, 100]	Механізм зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана	Розгін	„Енергія” прискорень	Варіаційне числення
	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Усталений рух	Середньоквадратичні різниці положень та швидкостей крана і вантажу	Варіаційне числення
В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, П.В. Лимар [101]	Грейферний захват	Замикання щелеп грейфера	„Енергія” прискорень	Прямий варіаційний метод
В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич [102-108]	Механізм повороту крана з вантажем на жорсткому підвісі	Поворот крана та переміщення візка з одного стану спокою у інший	Середньоквадратичне значення динамічної складової моменту обертання стріли, її перша і друга похідні за часом	Прямий варіаційний метод
	Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін	Середньоквадратичні значення кінематичних та динамічних характеристик руху системи; термінальні критерії	Прямий варіаційний метод
		Гальмування	Середньоквадратичні значення кінематичних характеристик руху системи, витрати на її керування та швидкість його зміни в часі	Динамічне програмування
Механізм переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі з електроприводом постійного струму	Гальмування	Середньоквадратичні значення кінематичних характеристик руху системи, витрати на керування та змінні електричні втрати двигуна	Динамічне програмування	

1	2	3	4	5
В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич [102-108]	Механізм переміщення крана з траверсною підвіскою вантажу („рухомий подвійний маятник”)	Гальмування	Середньоквадратичні значення кінематичних характеристик руху системи, витрати на її керування	Динамічне програмування
		Розгін	Середньоквадратичні значення кінематичних та динамічних характеристик руху системи	Прямий варіаційний метод
	Механізм переміщення крана з вантажем на жорсткому підвісі	Розгін	Середньоквадратичне значення динамічної складової потужності	Прямий варіаційний метод
				Варіаційне числення
		Гальмування	Середньоквадратичні значення кінематичних характеристик руху системи, витрати на керування та його вищі похідні за часом; термінальні критерії керування	Динамічне програмування; метод Бубнова-Гальоркіна
				Середньоквадратичні значення кінематичних характеристик руху системи та витрати на її керування
Н.-В. Kuntze [109]	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму
М.А. Ahmad, R.M.T. Raja Ismail, M.S. Ramli, N.M. Abdul Ghani, M.A. Zawawi [110, 111]	Механізм переміщення крана з гнучким підвісом вантажу	Розгін та гальмування	Інтегральний лінійно-квадратичний, що відображає фазові координати та витрати на керування	Синтез оптимального лінійно-квадратичного регулятора

1	2	3	4	5
N. Miyata, T. Ukita, M. Nishioka, T. Monzen, T. Toyohara [112]	Механізм переміщення візка порталного крана з гнучким підвісом вантажу	Розгін та гальмування	Інтегральний лінійно-квадратичний, що відображає фазові координати та витрати на керування	Синтез оптимального лінійно-квадратичного регулятора
O. Yoshiaki, S. Kono, K. Uchida, T. Fujii, T. Monzen [113]	Механізм переміщення візка порталного крана з гнучким підвісом вантажу	Розгін та гальмування	Інтегральний лінійно-квадратичний, що відображає фазові координати та витрати на керування	Синтез оптимального лінійно-квадратичного регулятора
Y. Yoshida [114]	Механізм переміщення мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін та гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод фазової площини
S. Tanaka, S. Kouno [115]	Механізм переміщення мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі типу „подвійний маятник”	Розгін та гальмування	Інтегральний лінійно-квадратичний, що відображає фазові координати та витрати на керування	Синтез оптимального лінійно-квадратичного регулятора
Y. Konishi, N. Araki, Y. Tanaka, H. Ishigaki [116]	Механізм переміщення мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі	Розгін та гальмування	Тривалість руху	Цілочисельне лінійне програмування
M. Pauluk, A. Korytowski, A. Turnau, M. Szymkat [117, 118]	Механізм переміщення мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі у тримірному просторі	Розгін та гальмування	Тривалість руху	Принцип максимуму; метод параметризації керування

Принцип максимуму використовується для знаходження оптимальних за швидкістю законів руху механізмів. Цей метод дозволяє врахувати обмеження на функцію керування рухом системи та її фазові координати (швидкість та прискорення крана, кут відхилення канату з вантажем від вертикалі). Принцип максимуму дозволяє визначити структуру оптимального керування, однак він не дає інформації про моменти перемикання керування. Для визначення цих моментів дослідники аналізують рух системи у фазовій площині [9, 57, 65, 67, 68, 71, 87] або розв'язують трансцендентні алгебраїчні рівняння [6, 78, 80, 87].

Варіаційне числення та динамічне програмування використовуються для визначення оптимальних керувань за квадратичними інтегральними та термінальними функціоналами якості руху системи. Обмеження на функцію керування при розв'язуванні варіаційним методом вдається забезпечити шляхом подовження перехідних режимів. У випадку використання динамічного програмування вдається синтезувати оптимальне керування рухом системи у вигляді зворотного зв'язку. Обмеження на керування забезпечуються шляхом „обрізання” функції керування на границі області її допустимих значень, що перетворює оптимальне керування у квазіоптимальне. При цьому відбувається незначне подовження перехідного процесу [103]. Варіація вагових коефіцієнтів у структурі оптимізаційного критерію також дозволяє забезпечити обмеження на керування та інші обмеження, однак при цьому значно підвищується об'єм розрахунків, які система керування повинна виконувати у режимі реального часу [103].

Метод моментів дозволяє врахувати обмеження на керування та фазові координати руху системи. Його використання пов'язано зі специфічними оптимізаційними критеріями. Вони відображають максимальні модулі прискорення, ривка та вищих похідних за часом функції, яка описує кут відхилення вантажного каната від вертикалі [47, 60-63] (для задачі оптимального керування переміщенням крана з вантажем на гнучкому підвісі). При цьому знайдені вищі похідні за часом кута відхилення канату з

вантажем від вертикалі є кусочно-постійними. Порядок похідної функції, яка описує кут відхилення канату з вантажем від вертикалі і є кусочно-постійною, визначається ступенем деталізації математичної моделі системи.

Подальший аналіз таблиці 1.1 показує, що у випадку, коли об'єкт керування описується досить складними та/або нелінійними залежностями, дослідники віддають перевагу наближеним методам знаходження оптимальних керувань [18, 57, 91, 93, 102, 108]. Ця закономірність викликана тим, що наближені методи дозволяють спростити задачу і, в результаті цього, отримати наближення до розв'язку вихідного варіанту задачі. Наближені методи використовуються також для тих випадків, коли необхідно забезпечити певні властивості руху системи (наприклад, відсутність різких ривків та ударів у механічних передачах механізму), чого неможливо досягнути при використанні „точних” методів.

Більшість робіт закордонних дослідників, які присвячені питанням синтезу оптимального керування механізмів вантажопідйомних кранів, використовують методи синтезу лінійно-квадратичних регуляторів [110-113, 115, 118]. Пояснимо сутність такого підходу на прикладі механізму переміщення крана з підвішеним на гнучкому підвісі вантажем. Систему „кран-вантаж” можна представити як об'єкт регулювання, в якому необхідно забезпечити відсутність коливань вантажу відносно точки його підвісу. Проведені дослідження дають змогу отримати оптимальні закони регулювання руху механізму переміщення крана. Використання синтезованих законів регулювання забезпечує усунення коливань вантажу із врахуванням фактичної фази коливань вантажу на гнучкому підвісі та дозволяє мінімізувати небажані показники руху системи, які представлені у вигляді інтегральних функціоналів з підінтегральними квадратичними функціями.

Що стосується режимів руху, для яких синтезовано оптимальне керування, то принципових особливостей у постановці та розв'язуванні задач тут не спостерігається. Заміна крайових умов дозволяє від однієї задачі

перейти до іншої. Методика їх розв'язування при цьому залишається без змін.

1.2.3. Змістовний аналіз результатів робіт

Однією з найпоширеніших задач оптимального керування рухом вантажопідійомних машин є задача максимальної швидкодії. При цьому оптимальне керування представляється у вигляді кусочної функції, яка у розривах змінює свій знак. У практичному плані це вимагає миттєвої зміни знаку крутного моменту кранового двигуна, що в силу електричної або гідравлічної інерційності приводу не може бути досягнуто. Реальний крутний момент двигуна завжди відрізняється від теоретично розрахованого (оптимального за швидкістю). Крім того, функція оптимального керування є кусочно-постійною, що накладає досить жорсткі вимоги на систему керування приводного двигуна. Хоча, необхідно сказати, що сучасні кранові приводи та системи їх керування є досить досконалими, вони здатні забезпечити вимоги щодо реалізації максимального за швидкістю керування.

Реалізація кусочної функції оптимального керування супроводжується виникненням високочастотних коливань у механічних передачах. Звичайно, в силу дисипативних властивостей елементів механізмів та самого приводу ці коливання досить швидко затухають. Виникнення та еволюція коливних процесів у механізмах вантажопідійомних кранів супроводжуються значними динамічними навантаженнями, які знижують довговічність металоконструкції крана та окремих елементів кранових механізмів (зубчастих передач, валів, муфт тощо). Крім того, оптимальне за швидкістю керування спричиняє значні енергетичні витрати, оскільки воно викликає значні вільні струми у обмотках кранових електродвигунів, що викликає інтенсивний нагрів обмоток.

Для зниження вказаних небажаних факторів деякі дослідники модифікують функцію оптимального керування, тобто синтезують квазіоптимальне керування [6]. Останнє характеризується неперервністю в часі. При цьому відбувається незначне зростання тривалості переміщення крана. Такий підхід до задачі максимальної швидкодії руху крана дозволяє отримати високу продуктивність його роботи при відносно незначному рівні динамічних навантажень.

Розв'язування задач оптимального керування рухом вантажопідйомних машин за допомогою варіаційного числення та динамічного програмування дозволяє отримати апріорі неперервні функції оптимального керування. Крім того, неперервністю характеризуються також вищі похідні цих функцій. Використання цих методів пов'язано з мінімізацією інтегральних критеріїв. Саме інтегральні критерії відображають бажані або небажані показники руху кранових механізмів протягом усього періоду їх руху [58, 90]. Зазначимо, що у деяких задачах оптимального керування крім інтегральних використовуються також термінальні критерії [103], які відображають небажані показники руху системи у визначені моменти часу (як правило, на початку та у кінці процесу керування). Це дозволяє накласти додаткові вимоги на функцію оптимального керування, наприклад, забезпечити нешвидке її зростання. Вказані властивості позитивно проявляються при практичній реалізації оптимального керування: максимальні значення динамічних навантажень є незначними. У деяких випадках високочастотні коливні процеси у кранових механізмах практично відсутні, що є наслідком плавного вибирання зазорів та люфтів у механічних передачах. При цьому ведені та ведучі елементи механічних передач взаємодіють між собою без ударів, що, безперечно, підвищує їх довговічність.

Порівняння класу керувань максимальної швидкодії [6, 9, 18, 57, 65-71, 76-80, 82, 83, 87, 88, 90, 109, 114, 116] з класом оптимальних керувань за лінійно-квадратичними [16, 24, 27, 89-98, 112, 113, 115] та нормованими критеріями [47, 60-64] дозволяє вказати раціональні сфери застосування цих

класів. Оптимальне за швидкістю керування доцільно використовувати для кранів у яких висока продуктивність роботи є головною вимогою при їх експлуатації. До таких кранів відносяться: портові контейнерні перевантажувачі, перевантажувачі навалочних вантажів або лісоматеріалу тощо. Другий клас оптимальних керувань варто використовувати для керування рухом кранів у яких пріоритетними показниками роботи є надійність та енергоефективність. До таких кранів відносяться мостові внутрішньоцехові крани, козлові крани для складських підприємств або гідроелектростанцій, баштові крани тощо.

Необхідно зазначити, що використання програмних оптимальних керувань, які можна отримати за допомогою варіаційного числення та принципу максимуму, виправдовує себе лише за умов незначного впливу на динаміку руху крана зовнішніх стохастичних збурень, наприклад, поривів вітру. Стохастичні збурення призводять до погіршення якості реалізації оптимальних керувань, що може викликати зниження ефективності роботи вантажопідійомної машини. Для усунення цього впливу використовуються класичні (ПД) або некласичні (наприклад, fuzzy) регулятори. Однак, як зазначає Р. Беллман [119], спроба повернути систему на оптимальний рух не є оптимальною. Як тільки система відхилилась від оптимального руху, вона має вже нову оптимальну траєкторію, яка визначається її новим початковим (фактичним) станом. Отже, постає потреба у синтезі оптимальних керувань, які б не мали такого недоліку, тобто могли враховувати фактичний (поточний) стан системи. Використання динамічного програмування дає змогу отримати оптимальне керування у вигляді зворотного зв'язку [16, 103], тобто керування, яке є функцією фазових координат системи. Перевагою такого виду оптимального керування є його нечутливість до стохастичних зовнішніх збурень. З іншої сторони вказана особливість оптимального керування для випадку незначного відхилення системи від бажаного стану, який можна оцінити, наприклад, за допомогою фазового портрету або за енергією коливань елементів системи, перетворюється у недолік, оскільки

при цьому керування є невеликим („слабким”). Це викликає досить повільний рух систем у напрямку її бажаного (кінцевого) стану.

Для зниження коливальності руху електромеханічних кранових систем у роботах [6, 17, 82, 83] розвинений підхід, сутність якого полягає у використанні демпфуючої здатності електроприводу. У вказаних роботах знайдені аналітичні вирази, які дозволяють визначити оптимальний коефіцієнт жорсткості механічної характеристики електроприводу кранової системи при якому її коливальність є якнайменшою.

Необхідно також зазначити, що існує досить значна кількість досліджень, які формально не можна віднести до задач оптимізації режимів руху механізмів вантажопідійомних машин, оскільки в них відсутні ключові складові оптимізаційних задач, наприклад, критерій оптимізації або/і обмеження на керування та фазові координати руху системи. Однак, результати цих робіт дозволяють отримати раціональні закони руху механізмів, які значно покращують динамічні, енергетичні, кінематичні та інші показники руху крана. У цих дослідженнях використано синтез систем керування рухом крана із використанням штучних нейронних мереж [120-122], методів нечіткої логіки [123-129], регуляторів [32, 130, 131], шейпінг-фільтрів [132-139]. Окремо слід виділити роботи, які направлені на розробку конструкцій просторових підвісок вантажу [16, 140-150]. Аналіз різноманітних підходів для вирішення проблеми усунення коливань елементів вантажопідійомних кранів та вантажу на гнучкому підвісі наведено у роботах [9, 16, 57, 151, 152].

Виробники сучасного вантажопідійомного обладнання активно виконують реалізацію інноваційних проектів, які направлені на підвищення ефективності роботи вантажопідійомних машин. Це фірми Siemens [153], Konecranes [154], Liebherr [155, 156], SmartCrane [157], Schneider Electric [158], TMEIC [159], ABB [160] та інші. Звичайно, сутність розробок цих фірм є комерційною таємницею: надається лише рекламна інформація, яка містить незначну кількість технічних даних. Аналіз цієї інформації дає змогу

встановити, що підвищення ефективності експлуатації сучасних вантажопідійомних машин та механізмів досягається в основному за рахунок керування їх рухом, що вказує на фундаментальні теоретичні дослідження динаміки роботи механізмів, які проведені виробниками вантажопідійомної техніки. Як правило, сучасна реалізація розрахованих законів руху механізмів виконується за допомогою частотно-керованих електроприводів, що актуалізує питання регулювання кранових двигунів. Для оцінки досконалості сучасних кранових приводів необхідно провести аналіз наукових досліджень у цій сфері.

1.3. Аналіз робіт в області керування приводними механізмами вантажопідійомних кранів

При дослідженні питання підвищення ефективності роботи вантажопідійомних кранів важливо звернути увагу на їх приводні механізми та способи керування ними. Будь-яка машина або механізм – це складна динамічна система. Зусилля і/або моменти, які виникають у елементах цієї системи, залежать від [161-166]: 1) структури машини; 2) її динамічних параметрів (жорсткостей, коефіцієнтів дисипації, мас, моментів інерції); 3) зовнішнього збурення. Перші два фактори визначаються конструкцією машини. Джерелами зовнішнього збурення є приводний двигун та зовнішнє середовище (об'єкт робіт), яке діє на машину через її робочий орган. Отже, зниження рівня, а також тривалості дії динамічних навантажень у елементах вантажопідійомних машин, вимагає дослідження впливу приводного двигуна на динаміку руху системи.

Сучасні вантажопідійомні машини, як правило, обладнуються асинхронним електроприводом. Зміна параметрів живлення асинхронного двигуна (амплітуда та частота живлення) та/або його електричних параметрів (опори кіл статора та ротора двигуна, схема його вмикання у мережу)

впливають на зміну кутової швидкості та електромагнітного моменту двигуна [167].

Найпростішим способом регулювання електричного асинхронного двигуна є зміна кількості пар полюсів, що досягається стрибкоподібною зміною схеми вмикання двигуна у мережу живлення. Перевагою такого способу регулювання є простота; його недоліки: значна динамічна навантаженість механічних передач в моменти переходу між швидкостями, необхідність використання багатошвидкісних двигунів, а також відносно низька енергоефективність.

Одним із найпоширеніших на практиці способів регулювання кранових електродвигунів є зміна опору його роторного кола, яка реалізується за допомогою миттєвого вмикання у коло ротора додаткових активних або/і реактивних опорів. Перевагою цього способу є відносно проста реалізація. До недоліків слід віднести: необхідність у використанні асинхронних двигунів з фазним ротором, які менш надійні, ніж двигуни з короткозамкненим ротором; невисока енергоефективність; низька стабільність регулювання швидкості, яка є наслідком зниження жорсткості механічних характеристик двигуна при збільшенні опору роторного кола. Схемні рішення, які дозволяють реалізувати цей спосіб регулювання кранових електроприводів, описані у книгах [168-172]. Енергетичні та динамічні процеси роботи механізмів вантажопідйомних машин при зміні опору роторного кола асинхронного двигуна проаналізовано у працях [1, 9, 10, 71, 140]. Результати цих робіт дають змогу стверджувати, що у моменти перемикання електричної схеми кола ротора у пружних елементах механізмів вантажопідйомних машин (канатах, валах, муфтах тощо) виникають високочастотні затухаючі коливання. Вони супроводжуються виникненням значних динамічних зусиль (моментів). Крім того, величина динамічних навантажень елементів системи залежить від швидкості перемикання опорів роторного кола двигуна та від кількості перемикань.

Заміна морально-застарілої реостатної системи регулювання кранового електроприводу дозволяє подовжити ресурс крана за рахунок зниження рівня динамічних навантажень. Таким чином, альтернативою придбанню нової вантажопідйомної техніки є подовження експлуатації старої з модернізованою системою керування електроприводом [174-178].

Розвиток силової електроніки призвів до появи у крановому електроприводі тиристорних пристроїв, які вмикаються в електричні кола статора та/або ротора двигуна. Використання цих пристроїв пов'язано зі зміною амплітуди та частоти живлення кранових двигунів. Недоліками тиристорних пристроїв є відносно складна конструкція та висока вартість. Їх переваги: висока плавність регулювання, відносно широкий діапазон регулювання (вверх та вниз від номінальної швидкості руху двигуна), стабільність регулювання. Регульовальні властивості тиристорних пристроїв визначаються характеристиками їх елементної бази, структурно-функціональними схемними рішеннями та алгоритмами роботи. Характеристики тиристорних перетворювальних пристроїв для кранового електроприводу, а також їх вплив на динамічні і енергетичні процеси механізмів вантажопідйомних машин дослідили Е.М. Певзнер, А.Г. Яуре [179, 180], В.І. Брауде, М.М. Гохберг, І.Е. Звягін [169], Р.П. Герасимяк [6, 181-183], В.В. Бушер [83], Ш. Базил [19], В.С. Койчев [184], С.П. Савич [185], К.М. Манілов [20], Е.В. Попов [186], В.Л. Меліхов [187], С.О. Фомін [188]. В цих роботах проведено аналіз впливу тиристорного електроприводу на величину динамічних навантажень у механічних елементах механізмів переміщення та підйому вантажу прольотних та баштових кранів. На основі проведеного аналізу синтезовано замкнені системи керування тиристорними електроприводами, які характеризуються оптимальним демпфуванням коливань у пружних елементах механічної частини системи та дозволяють усувати коливання вантажу на гнучкому підвісі за мінімально можливий час. Достовірність результатів підтверджена результатами моделювання та натурними експериментами. Практична реалізація розробок, які

запропоновані у цих роботах, базується на використанні мікроконтролерних систем керування.

В останні роки вантажопідйомні крани обладнуються частотно-керованим електроприводом. І це не дивно, оскільки сучасні частотні перетворювачі здатні забезпечити майже всі вимоги, які ставляться перед крановими електроприводами. Принцип роботи частотних перетворювачів заснований на двократному перетворенні напруги. Змінна напруга промислової частоти за допомогою керованого або некерованого випрямляча перетворюється у постійну напругу. У ланці постійного струму частотного перетворювача виконується згладжування пульсацій напруги. Надалі постійна (випрямлена) напруга за допомогою керованого інвертора, який працює за ШІМ-алгоритмом, перетворюється у змінну напругу. Керований інвертор побудований на шести силових біполярних транзисторах з ізольованим затвором (IGBT) [189]. Спосіб керування силовими транзисторами визначає частоту та діюче значення вихідної напруги інвертора частотного перетворювача)

Перевагами частотно-керованих електроприводів є: значний діапазон регулювання (зміна кутової швидкості відбувається ввєрх та вниз від номінальної), висока плавність регулювання, жорсткість штучних механічних характеристик, точність підтримання кутової швидкості (електромагнітного моменту) двигуна, енергоефективність, простота сполучення з іншими цифровими та аналоговими пристроями (мікроконтролерами, сенсорами, пристроями індикації, іншими частотними перетворювачами). До недоліків частотно-керованих електроприводів слід віднести: порівняно високу вартість частотних перетворювачів та іншого обладнання (рекупєративних блоків, гальмівних резисторів, електромагнітних фільтрів тощо), генерування електромагнітних перешкод.

За типом формування діючого значення вихідної напруги частотні перетворювачі поділяються на скалярні та векторні. У крановому електроприводі бажано використовувати векторні частотні перетворювачі,

оскільки вони дозволяють досить точно регулювати роботу двигунів у статичних та динамічних режимах. Високі регулювальні властивості сучасних частотних перетворювачів є результатом досліджень в області теорії електроприводу та автоматичного регулювання, які проведені М.П. Костенко [190], А.С. Сандлером, Р.С. Сарбатовим [191, 192], Р.О. Кривицьким, І.І. Епштейном, Б.Е. Калашниковим [193, 194], А.А. Булгаковим [195], В.В. Рудаковим, І.М. Столяторовим, В.А. Дартау [196], Р.Т. Штейнером [197], F. Blaschke [198], M. Depenbrosk [199] та іншими вченими.

Дослідженням роботи кранових механізмів з приводом від частотно-керованих двигунів займалися С.П. Савич [185], Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещев [6], А.Г. Тепляков [200], О.М. Шевченко [201], О.В. Григоров, В.В. Стрижак [202], А.Б. Виноградов, А.Н. Сибірцев, С.В. Журавльов [203], Ю.І. Зайцев [71], О.В. Найдено [78], О.В. Немікіна [204], В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич [103, 205-208], M. Nebojsa, M. Petronijevic, V. Kostic, B. Jeftenic [209], R. Javier [210] та інші вчені.

Спектр питань, які розроблені у цих роботах, досить широкий. Він включає: динамічний аналіз роботи механізмів із застосуванням частотних перетворювачів; дослідження умов необхідності рекуперації електроенергії у електромережу та аналіз її якості; синтез замкнених та розімкнених систем керування рухом механізмами (наприклад, для реалізації оптимального керування) та інші, у тому числі техніко-економічні, питання.

Динамічний аналіз роботи механізмів вантажопідйомних кранів із частотно-керованим електроприводом проведено на основі відомих динамічних багатомасових дискретних моделей їх руху. У дослідженнях використані кінематичний [103] та динамічний [6, 71, 78, 200, 202, 205] параметри впливу на механізми. Кінематичний параметр впливу визначає зміну швидкості „ведучої” маси механізму, причому ця зміна відбувається за певним законом. У результаті проведених досліджень встановлено тривалості наростання та спадання швидкості „ведучої” маси механізму для різних характеристик її розгону та гальмування при яких енергія коливань у

системі стає рівною нулю. Однак, ці дослідження не враховують динаміки електромеханічної частини системи, що відповідає лише першому наближенню при розв'язуванні задач динамічного аналізу. Отже, застосовувати ці результати доцільно лише при умові, що вплив електромеханічних перехідних процесів у частотно-керованому приводі на динаміку руху механічної частини системи несуттєвий.

Динамічний параметр впливу визначає зміну електромагнітного моменту двигуна при зміні частоти на амплітуди напруги його живлення. У проведених дослідженнях оцінено вплив параметрів частотно-керованого електроприводу на виникнення та еволюцію динамічних процесів у ланках механізмів вантажопідйомних машин. На основі отриманих результатів встановлено заходи, які направлені на зниження небажаних динамічних зусиль та моментів у елементах механізмів (наприклад, раціональне налаштування частотних перетворювачів, використання замкнених систем керування рухом механізмів).

У роботах [200, 201, 203, 204, 207, 209] досліджено енергетичні та електричні показники використання частотно-керованих електроприводів у складі механізмів вантажопідйомних машин. Результати цих робіт дозволили: підвищити регульовальні властивості частотно-керованих електроприводів; встановити основні вимоги до електронного обладнання, яке керує роботою силових транзисторів частотного перетворювача; визначити економічну доцільність використання частотних перетворювачів та рекуперативних блоків; оцінити вплив частотних перетворювачів на якість напруги мережі живлення та знизити рівень її вищих гармонічних складових.

Застосування частотно-керованого електроприводу у кранових механізмах на сьогоднішній час стало стандартом. Однак, його широке використання ставить перед інженерним експлуатуючим персоналом достатньо складні питання, вирішення яких потребує детального аналізу процесів у системі „частотний перетворювач – електродвигун – механізм крана”. Результати проведених у даній роботі досліджень дають змогу

виконати раціональне налаштування функціональних параметрів частотних перетворювачів. Таким чином, підвищити ефективність роботи механізмів крана можна за рахунок нескладних передексплуатаційних робіт з налаштування частотного перетворювача.

Однією з переваг частотно-керованих електроприводів є те, що вони дозволяють реалізовувати різноманітні, у тому числі оптимальні, закони руху робочих органів механізмів вантажопідйомних кранів. Це відкриває широкі можливості щодо безперешкодного впровадження теоретичних результатів у практику експлуатації кранових механізмів. Сучасний частотний перетворювач може інтегруватись у мехатронну систему керування рухом вантажопідйомного крана. У цьому випадку функцію керування роботою частотного перетворювача виконує мікроконтролер, який отримує команди від оператора крана, опитує потрібні датчики, розраховує функцію оптимального керування та надсилає відповідні команди до частотного перетворювача. Отже, для практичної реалізації оптимального керування рухом крана необхідно записати у пам'ять мікроконтролера попередньо розрахований вираз оптимального керування.

Таким чином, використання частотно-керованого електроприводу дозволяє збільшити надійність та довговічність механізмів крана, покращити його енергоефективність та продуктивність.

1.4. Концепція аналізу та синтезу режимів роботи механізмів вантажопідйомних машин як мехатронних систем

До сучасних вантажопідйомних машин ставлять високі вимоги, більшість з яких має суперечливий характер. Наприклад, вимога значної продуктивності крана може бути забезпечена високими робочими швидкостями його механізмів. Однак, при цьому значно зростають динамічні зусилля та моменти у елементах механізмів, що знижує довговічність крана.

Зростання робочих швидкостей також призводить до швидкої втоми оператора крана.

Вирішення цих та інших суперечностей можливе на компромісній основі із використанням мехатронного підходу, сутність якого полягає у тому, що вантажопідйомний кран розглядають як складну систему, що включає механічні, електричні та електронні компоненти. Значну увагу приділяють розробці програмного забезпечення системи керування рухом крана.

Теоретичні розрахунки, які доводять ефективність застосування мехатронного підходу, наведені у роботах [146, 211-218]. В працях [219-224] досліджені прикладні питання проектування та експлуатації машин з комп'ютерним керуванням руху.

Використання мехатронного підходу у сфері вантажопідйомної техніки дозволяє проводити синтез систем керування з функціями: планування траєкторій, за якими переміщується вантаж; взаємодії з оператором крана; опитування датчиків; безпосереднього керування рухом механізмів та контролю за його виконанням; захисту від аварійних ситуацій; діагностики апаратури та програмного забезпечення; зв'язку з системою керування вантажопотоками на підприємстві (системою керування вищого рівня) тощо.

Синтез системи керування механізмами крана, яка забезпечує виконання всього комплексу вказаних функцій, ґрунтується на аналізі теоретичних та експериментальних даних про роботу кранових механізмів. Масив теоретичних даних отримують шляхом моделювання роботи механізмів у різних режимах. Надалі проводять аналіз отриманих результатів за динамічними, кінематичними, енергетичними, електричними та економічними показниками. Необхідно відмітити, що процес моделювання повинен охоплювати не тільки механічну частину крана, а й електричну та електронну. Це пов'язано з тим, що процеси, які проходять в електричних пристроях крана (електродвигуні, частотному перетворювачі тощо) мають значний вплив на динаміку руху кранової системи. Наприклад, протікання

великого струму по обмотках двигуна викликає значний електромагнітний момент, який через механічні передачі передається до робочого органу вантажопідійомної машини. При цьому механічні передачі значно навантажуються. З іншої сторони механічна частина впливає на електричну частину крана: величина швидкості обертання ротора електродвигуна, яка пов'язана зі швидкістю руху робочого органу, впливає на електрорушійну силу в обмотках двигуна, дія якої зменшує наростання струму.

Електронна частина крана забезпечує інтелектуалізацію керування рухом механізмів крана, вона є базисом на якому вибудовуються способи та алгоритми керування. Характеристики електронного обладнання, яке використовується у крані, впливає на якість керування механізмами. До найважливіших характеристик електронного обладнання необхідно віднести: клас точності датчиків та лінійність їх статичних характеристик; тактову частоту мікроконтролера та об'єм його пам'яті (ПЗП та ОЗП); точність та розрядність АЦП і ЦАП; швидкість передачі даних у каналах (пристроях) зв'язку. Розвиток вантажопідійомної техніки показує, що частка інтелектуального електронного обладнання у її складі постійно зростає. Причина цього полягає у тому, що системи керування сучасними вантажопідійомними кранами, які обладнані електронними компонентами, здатні виконувати надзвичайно складні та важливі функції. Вони, по-суті, замінюють функції оператора крана, залишаючи йому функції контролю та керування лише у деяких (як правило, виключних) випадках.

Ефективність експлуатації вантажопідійомного обладнання залежить від способів керування його роботою. Важливим етапом реалізації керування рухом механізмів сучасних вантажопідійомних машин є синтез алгоритмів роботи мікроконтролера (бортової ЕОМ) та іншого електронного обладнання, що пов'язано з розробкою програмного забезпечення. Алгоритми роботи системи керування механізмами вантажопідійомних машин визначають ефективність її експлуатації [225]. Тому акцент у синтезі системи керування необхідно робити саме на розробці програмного

забезпечення. Для ілюстрації цієї тези наведемо схему (рис. 1.1). Звичайно розробка програмного забезпечення повинна вестись із урахуванням оптимальних законів руху механізмів крана. Отже, програмне забезпечення мікроконтролера системи керування рухом крана повинно містити параметри кранових механізмів (потужність приводних двигунів та частотних перетворювачів, кінематичні параметри механічних передач, поточні параметри циклу переміщення вантажу: відстань, довжина гнучкого підвісу, маса вантажу, усталена швидкість механізму тощо) та оптимальні режими їх роботи.

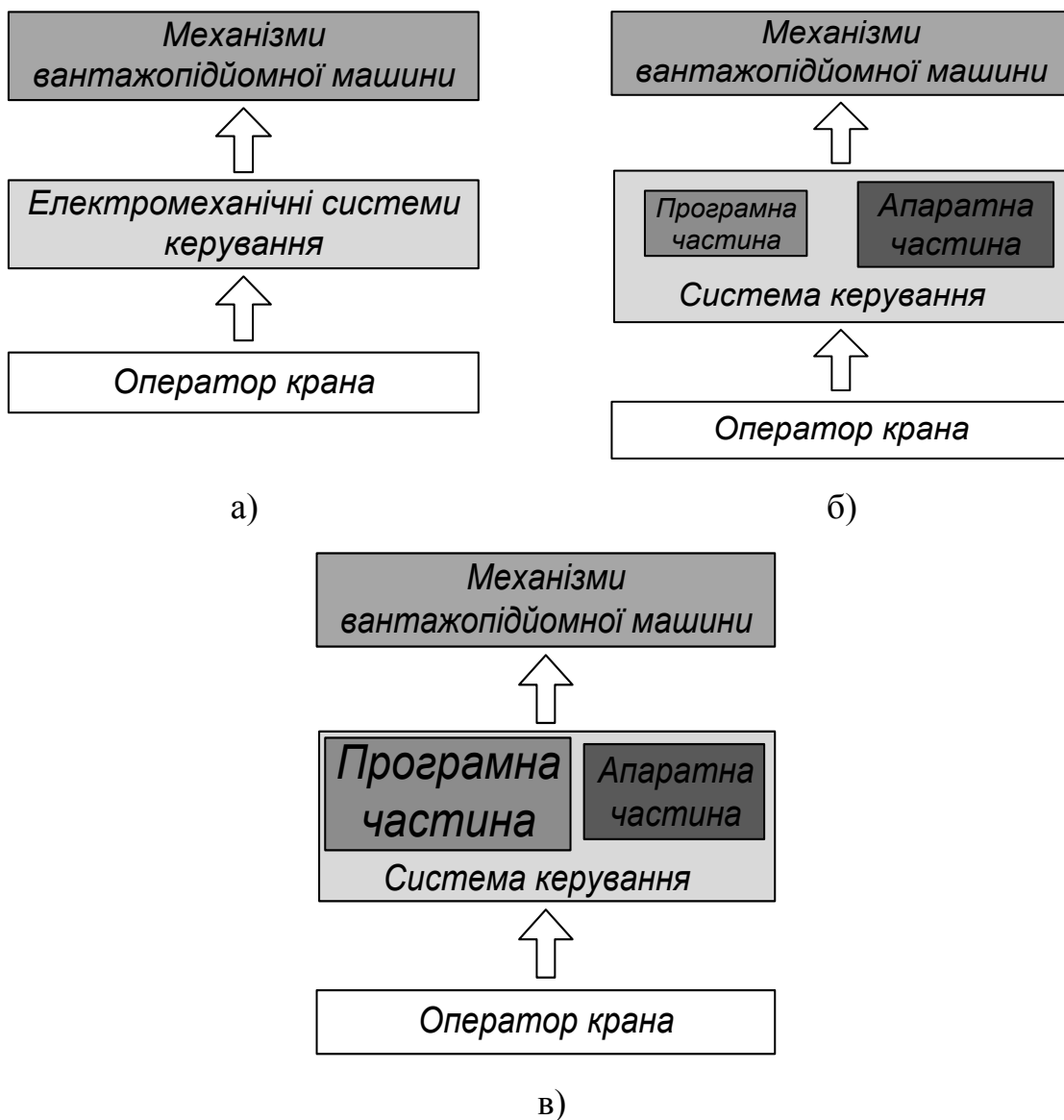


Рис. 1.1. Концепції конструювання систем керування рухом вантажопідйомних машин а) стара; б) сучасна; в) прийнята у дослідженні

Таким чином, можна сформулювати узагальнену концепцію дослідження механізмів вантажопідійомних машин як мехатронних систем (рис. 1.2). Кожний етап досліджень (рис. 1.2) повинен мати чітку мету та вихідні дані, які є результатом попередніх етапів. На кожному етапі досліджень накопичується певний об'єм інформації стосовно апаратних та програмних вимог до систем керування рухом вантажопідійомних машин.

На останніх етапах досліджень (рис. 1.2) інформації найбільше. Використання отриманої у процесі теоретичних та експериментальних досліджень інформації дозволяє полегшити процес проектування системи керування рухом механізмів вантажопідійомного крана. Кінцевим результатом досліджень є практично реалізована система керування рухом вантажопідійомної машини. Наведена на рис. 1.2 концепція прийнята у даному дослідженні.



Рис. 1.2. Концепція дослідження механізмів вантажопідійомних машин як мехатронних систем

Висновки до першого розділу

На основі проведеного аналізу теоретичних та експериментальних досліджень динаміки роботи механізмів вантажопідійомних машин та оптимального керування їх руху встановлено:

- 1) проаналізовано результати динамічних розрахунків механізму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі. Проведений аналіз показав достатньо повне вивчення динамічних та енергетичних процесів при реостатному та тиристорному способах керування крановим електроприводом. Однак, сучасні приводи механізму переміщення крана, як правило, обладнуються частотними перетворювачами. У даний час не існує ґрунтовних досліджень сумісної роботи частотного перетворювача та кранового механізму переміщення, які б дозволили підвищити ефективність роботи крана за рахунок раціонального налаштування частотних перетворювачів;
- 2) ефективним шляхом зниження динамічних навантажень у елементах крана, підвищення продуктивності його роботи та підвищення енергоефективності є оптимізація режимів руху окремих механізмів вантажопідійомної машини, про що свідчить значна кількість робіт у області оптимального керування механізмами вантажопідійомної техніки;
- 3) за різними показниками проведено класифікацію задач оптимального керування механізмами вантажопідійомних машин та виконано змістовний аналіз розв'язків цих задач. На основі проведеного аналізу встановлено особливості використання методів розв'язування задач оптимального керування рухом вантажопідійомними машинами, вказані недоліки і переваги різних класів оптимальних керувань. Крім того, проведений аналіз дав змогу обґрунтувати використання різних класів оптимальних керувань для того чи іншого типу вантажопідійомних кранів;

- 4) реалізація оптимального керування рухом механізмів крана покладається на привод, що визначає актуальність досліджень у цій області. В проведеному аналітичному огляді наукових робіт з керування крановим приводом встановлено тенденції його розвитку та вказані можливості сучасних приводних механізмів. Проблематика досліджень кранових приводів досить широка, вона пов'язана з динамічними, енергетичними, електричними та інформаційними процесами у системі „пристрій керування – привод – механізм – робочий орган”;
- 5) на основі проведеного аналізу динамічних розрахунків механізмів вантажопідійомних машин, задач оптимального керування рухом механізмів та його реалізації за допомогою сучасних приводних механізмів обґрунтовано концепцію аналізу та синтезу режимів роботи механізмів вантажопідійомних машин. Сутність прийнятої у дослідженні концепції полягає у представленні вантажопідійомної машини як складної мехатронної системи, в якій головна увага приділяється розробці програмної частини, тобто алгоритмам та способам керування рухом механізмів вантажопідійомного крана.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНІВ МОСТОВОГО ТИПУ

Для оцінки динамічної навантаженості елементів механізму переміщення крана мостового типу та кранової металоконструкції необхідно провести аналіз режимів його роботи. Крім того, такий аналіз дає змогу визначити енергоефективність експлуатації крана.

2.1. Моделювання динаміки руху мостового крана

Для проведення дослідження використано наведену на рис. 2.1 розрахункову схему мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі [10].

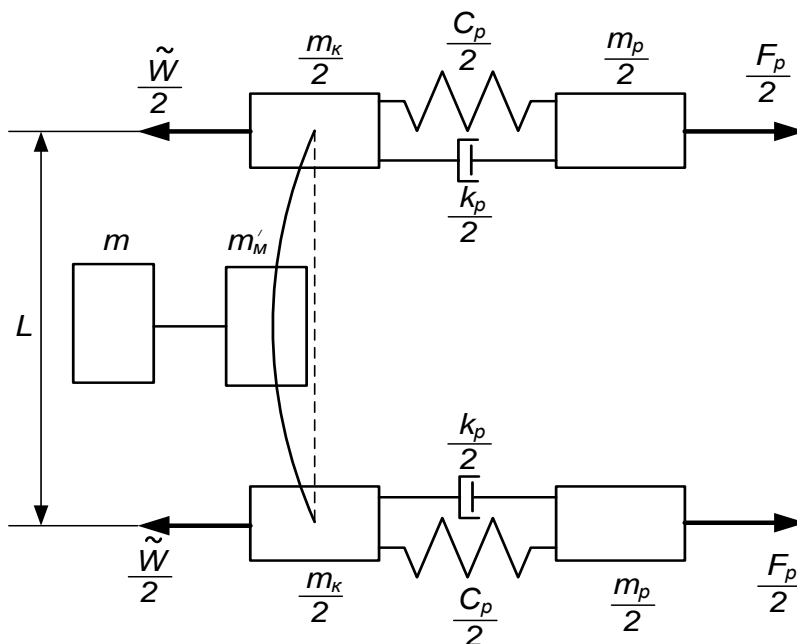


Рис. 2.1. Розрахункова схема мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі

При побудові схеми, наведеної на рис. 2.1, використані такі припущення [10, 13]:

- не враховані зазори в приводі. Нехтування ударами між ланками приводу внаслідок зазорів у кінематичних парах приводить до зменшення максимальних динамічних навантажень на 2...5 %;

- пробуксовування приводних коліс відсутнє;
- форма деформації моста при неусталеному режимі переміщення мостового крана приймається подібною статичній деформації при дії на нього сили в середині прольоту;
- вважається, що візок знаходиться всередині прольоту моста.

Сила опору переміщенню крана \tilde{W} є змінною величиною, про що буде сказано нижче.

Розрахункова схема (рис. 2.1) не зручна для проведення динамічного аналізу. Тому перейдемо від неї до іншої схеми, яку будемо використовувати для виведення математичної моделі динаміки руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі. Для цього зведені маси двох кінцевих балок замінимо однією масою: $\frac{m_k}{2} + \frac{m_k}{2} = m_k$; зведену масу моста m'_m разом з масою візка m_g замінимо однією масою: $m'_m + m_g = m_m$; зведені жорсткості приводних механізмів замінимо однією жорсткістю $\frac{c_p}{2} + \frac{c_p}{2} = c_p$; зведена жорсткість моста c_m характеризується пружною піддатливістю моста в горизонтальній площині; коефіцієнти демпфування приводу замінимо одним коефіцієнтом $\frac{k_p}{2} + \frac{k_p}{2} = k_p$; коефіцієнт демпфування металоконструкції в горизонтальній площині k_m характеризується силами в'язкого тертя, що викликають затухання її коливань; зведені рушійні сили двох приводних механізмів $\frac{F_p}{2}$ замінимо однією силою: $\frac{F_p}{2} + \frac{F_p}{2} = F_p$; зведені до поступального руху маси приводних механізмів замінимо однією масою:

$$\frac{m_p}{2} + \frac{m_p}{2} = m_p = 1,15 \cdot 2 \cdot J_p \frac{u^2}{r_{кол}^2}, \quad (2.1)$$

де J_p – момент інерції ротора і гальмівного шківів з муфтою одного приводного механізму;

u – передаточне число приводу;

$r_{кол}$ – радіус приводного колеса. Коефіцієнт 1,15 враховує інерційність інших частин механізму переміщення крана, які обертаються з кутовою швидкістю меншою, ніж кутова швидкість двигуна.

В результаті перетворень наведеної вище схеми (рис. 2.1) отримано чотиримасову динамічну модель руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 2.2).

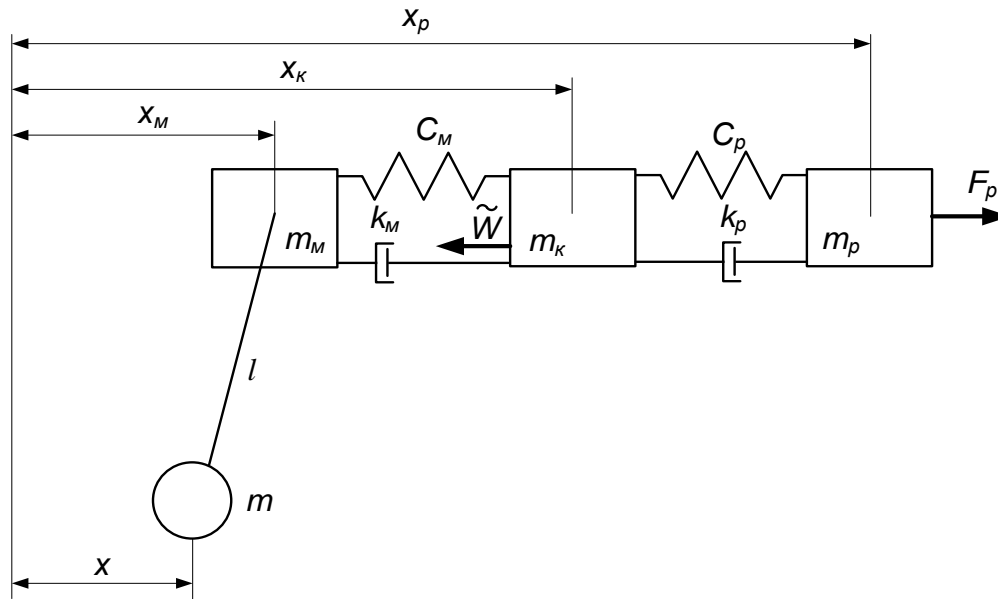


Рис. 2.2. Чотиримасова динамічна модель руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі

Наведена на рис. 2.2 модель динаміки руху мостового крана описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_P \ddot{x}_P = F_P - c_P(x_P - x_K) - k_P(\dot{x}_P - \dot{x}_K); \\ m_K \ddot{x}_K = c_P(x_P - x_K) + k_P(\dot{x}_P - \dot{x}_K) - c_M(x_K - x_M) - k_M(\dot{x}_K - \dot{x}_M) - \tilde{W}; \\ m_M \ddot{x}_M = c_M(x_K - x_M) + k_M(\dot{x}_K - \dot{x}_M) - \frac{mg}{l}(x_M - x); \\ \ddot{x} = \frac{g}{l}(x_M - x), \end{cases} \quad (2.2)$$

де \tilde{W} – опір переміщенню мостового крана, який прикладений до коліс кінцевих балок (у Додатку А наведено розрахунок функції \tilde{W});

l – довжина гнучкого підвісу вантажу;

m – зведена маса вантажу;

g – прискорення вільного падіння. Крапка над символом означає диференціювання за часом. В моделі динаміки руху крана (2.2) не враховано коефіцієнт демпфування коливань вантажу на гнучкому підвісі. Нехтування вказаним коефіцієнтом не призводить до значних похибок.

2.2. Модель асинхронного електроприводу

Моделювання роботи асинхронного електричного двигуна базується на основі рівнянь узагальненої асинхронної електричної машини [197], які можна отримати, використовуючи фундаментальні електричні закони: Ампера, Ленца та другий закон Кірхгофа. Крім того, при моделюванні електричних двигунів застосовують метод просторового вектора, що дає змогу зменшити кількість рівнянь у математичній моделі та спростити їх. На основі математичної моделі узагальненої електричної машини будується система диференціальних рівнянь, що описують електромагнітні процеси у асинхронному приводі.

Вкажемо також основні загальноприйняті припущення, що використовуються при математичному описі асинхронного електродвигуна [197]: магнітна система машини не насичена; втрати в сталі відсутні; фазні обмотки машини симетричні й зміщені одна відносно одної строго на 120° (для трифазних машин); магніторушійні сили обмоток і магнітні поля розподілені уздовж повітряного зазору між статором і ротором за синусоїдальним законом; величина повітряного зазору постійна; ротор машини симетричний; реальна розподілена обмотка замінена еквівалентною зосередженою, що створює ту ж магніторушійну силу. Для моделювання електромагнітного моменту двигуна використаємо диференціальні рівняння асинхронного двигуна у нерухомій відносно статора системі координат [197]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1 + k_r e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta L_1} (u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1 - k_r e_{2\beta}); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\alpha} - i_{1\alpha} R_1) k_s + e_{2\alpha}); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta L_2} ((u_{1\beta} - i_{1\beta} R_1) k_s - e_{2\beta}); \\ M = \frac{3}{2} p L_{12} (i_{1\beta} i_{2\alpha} - i_{1\alpha} i_{2\beta}), \end{array} \right. \quad (2.3)$$

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} – взаємоіндуктивність;

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 потокозчепленнями ротора по осях α і β відповідно ($e_{2\alpha} = p\omega_{\delta\theta} (L_2 i_{2\beta} + L_{12} i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2$, $e_{2\beta} = p\omega_{\delta\theta} (L_2 i_{2\alpha} + L_{12} i_{1\alpha}) + i_{2\beta} R_2$);

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 ($\delta = 1 - (1 + X_1(2\pi f L_{12})^{-1})(1 + X_2(2\pi f L_{12})^{-1})^{-1}$);

$\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість двигуна. Подальші розрахунки проведено для випадку коли опір R_2 змінюється за залежністю:

$$R_2 = \begin{cases} \sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2}, & \text{при } 2 > t \geq 0; \\ 0,5\sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2}, & \text{при } 3 > t \geq 2; \\ R_{2.\text{ном}}, & \text{при } t_{\text{гальм}} > t \geq 3; \\ 2\sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2}, & \text{при } t > t_{\text{гальм}}, \end{cases} \quad (2.4)$$

де $R_{2.\text{ном}}$ – зведений до статора активний опір кола ротора двигуна, який відповідає номінальному опорі роторного кола двигуна;

$t_{\text{гальм}}$ – момент початку гальмування крана (у дослідженні прийнято $t_{\text{гальм}}=20$ секунд). Зазначимо, що перша „частина” виразу (2.4) спричиняє пуск двигуна з максимальним моментом, а остання частина у виразі (2.4) визначає початок гальмування двигуна з максимальним електромагнітним моментом. Задання таких значень R_2 викликає інтенсифікацію перехідних режимів руху крана. Розрахунки виконані за умови, що гальмування двигуна відбувається противмиканням, при цьому амплітуда напруги живлення двигуна та його швидкість ідеального холостого ходу задаються виразами:

$$U_{\text{max}}^{\text{з.н.в.}} = \begin{cases} U_{\text{max}}, & \text{при } t \in [0, T_{\text{рух}}]; \\ 0, & \text{при } t \in [T_{\text{рух}}, T_{\text{рух}} + 10], \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\omega_0^{\text{з.н.в.}} = \begin{cases} \frac{2\pi f_{\text{ном}}}{p}, & \text{при } t \in [0, t_{\text{гальм}}]; \\ \frac{-2\pi f_{\text{ном}}}{p}, & \text{при } t \in [t_{\text{гальм}}, T_{\text{рух}}]; \\ 0, & \text{при } t \in [T_{\text{рух}}, T_{\text{рух}} + 10], \end{cases} \quad (2.6)$$

де $U_{\text{max}}^{\text{з.н.в.}}$ та $\omega_0^{\text{з.н.в.}}$ – амплітуда напруги живлення та швидкість ідеального холостого ходу приводних двигунів в режимі гальмуванні противмиканням;

$f_{\text{ном}}$ – номінальна частота мережі живлення ($f_{\text{ном}}=50$ Гц);

$T_{\text{рух}}$ – тривалість руху мостового крана. Тривалість моделювання роботи крана на десять секунд більша за величину $T_{\text{рух}}$, що необхідно для оцінка

залишкових коливань елементів крана та вантажу на гнучкому підвісі. Крім математичної моделі (2.3) також використана статична механічна характеристика двигуна [226]:

$$M = \frac{2M_{\max} \left(1 + \frac{R_1}{R_2} s_{кр} \right)}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s} + 2 \frac{R_1}{R_2} s_{кр}}, \quad (2.7)$$

де $s_{кр}$ – критичне ковзання двигуна ($s_{кр} = R_2(R_1^2 + (X_1 + X_2)^2)^{-\frac{1}{2}}$);

s – поточне ковзання двигуна ($s = (\omega_0 - \omega_{\partial\delta})\omega_0^{-1}$);

M_{\max} – максимальний момент двигуна ($M_{\max} = \lambda M_{ном}$);

λ – перевантажувальна здатність двигуна; $M_{ном}$ – номінальний момент двигуна ($M_{ном} = P_{ном} \omega_{ном}^{-1}$);

$P_{ном}$ – номінальна потужність двигуна;

$\omega_{ном}$ – номінальна кутова швидкість двигуна. Рівняння Клосса (2.7) широко використовується для розрахунків механічних перехідних процесів різноманітних машин, обладнаних асинхронним приводом.

При гальмуванні противмиканням зведений до статора активний опір роторної обмотки R_2 та швидкість ідеального холостого ходу двигуна змінюються у відповідності до виразів (2.4) та (2.6) відповідно, а максимальний момент двигуна визначається за виразом:

$$M_{\max} = \begin{cases} \lambda M_{ном}, & \text{при } t \in [0, t_{гальм}]; \\ -\lambda M_{ном}, & \text{при } t \in [t_{гальм}, T_{рух}]; \\ 0, & \text{при } t \in [T_{рух}, T_{рух} + 10]. \end{cases} \quad (2.8)$$

2.3. Математичні моделі механізму переміщення мостового крана з асинхронним електроприводом

Узагальнена математична модель динаміки руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі включає математичну модель руху мостового крана (2.2) та його асинхронного електроприводу (2.3)-(2.8).

Коефіцієнти, які входять у системи диференціальних рівнянь (2.2) відповідають мостовому крану вантажопідйомністю 20 тон, динамічні розрахунки якого виконані у роботі [10].

Довжина гнучкого підвісу при проведенні моделювання роботи крана прийнята змінною величиною: під час розгону крана вона зменшується, а при гальмуванні – збільшується. Коефіцієнти демпфування розраховані згідно методики, яка наведена у роботі [3].

Приймаємо, що початкові умови руху крана з вантажем на гнучкому підвісі для системи рівнянь (2.2) нульові (розглядається рух крана зі стану спокою). Крім того, електромагнітні процеси у асинхронному приводі крана відсутні. Запишемо початкові умови руху системи:

$$\begin{cases} x_p(0) = \dot{x}_p(0) = x_k(0) = \dot{x}_k(0) = x_m(0) = \dot{x}_m(0) = x(0) = \dot{x}(0) = 0; \\ i_{1\alpha}(0) = i_{1\beta}(0) = i_{2\alpha}(0) = i_{2\beta}(0) = 0. \end{cases} \quad (2.9)$$

Обидві задачі Коші (2.2)-(2.5), (2.8) та (2.2), (2.6)-(2.8) не можуть бути розв'язані у аналітичному вигляді, оскільки рівняння, що описують електропривод, є нелінійними. Тому для інтегрування диференціальних рівнянь було використано чисельні методи Рунге-Кутта та Адамса [227].

2.4. Показники, за якими проведена оцінка

Для оцінки ефективності роботи мостового крана необхідно задатись певними показниками, числові значення яких дають змогу встановити кількісні співвідношення між характеристиками руху мостового крана. Весь комплекс показників умовно поділимо на такі види: 1) енергетичні; 2) динамічні; 3) кінематичні; 4) електричні. За типом показники діляться на позиційні та інтегральні (наприклад, кратність максимального моменту на швидкохідному валу привода – позиційний показник, а витрати енергії – інтегральний).

До першого виду показників відносяться: витрати енергії, втрати енергії та відносні втрати енергії. Витрати енергії для випадку використання системи рівнянь (2.3) знаходяться за такою формулою:

$$E = 3U_{\max} \int_0^{T_{\text{pyx}}} (i_{1\alpha} \cos(2\pi \int f dt) + i_{1\beta} \sin(2\pi \int f dt)) dt. \quad (2.10)$$

Якщо внести у підінтегральний вираз формули (2.10) множник перед інтегралом $3U_{\max}$, то він буде показувати потужність споживану електричним двигуном. Отже, вираз (2.10) показує спожиту протягом руху крана електричну енергію. При використанні рівняння (2.6) буде справедливим вираз:

$$E = 3 \int_0^{T_{\text{pyx}}} U_{\phi} I_{\phi} \cos \varphi dt, \quad (2.11)$$

де U_{ϕ} та I_{ϕ} – фазні напруга та струм двигуна; $\cos \varphi$ – коефіцієнт потужності двигуна. Оскільки підінтегральний вираз у формулі (2.11) визначає потужність споживану однією фазою двигуна, то формула (2.11) показує спожиту протягом руху двигуна електроенергію. Для деяких розрахункових експериментів був розрахований показник втрат енергії у електроприводі механізму переміщення крана. Для випадку використання динамічної механічної характеристики двигуна втрати енергії знаходяться із такого виразу:

$$\Delta E = \Delta E_1 + \Delta E_2 = \frac{3}{2} R_1 \int_0^{T_{\text{pyx}}} (i_{1\alpha}^2 + i_{1\beta}^2) dt + \frac{3}{2} R_2 \int_0^{T_{\text{pyx}}} (i_{2\alpha}^2 + i_{2\beta}^2) dt, \quad (2.12)$$

де ΔE_1 та ΔE_2 – втрати енергії у статорних та роторних обмотках відповідно. У випадку проведення розрахунків з використанням рівняння Клосса використано вираз:

$$\Delta E = 3 \int_0^{T_{\text{pyx}}} I_{\phi}^2 (R_1 + R_2) dt. \quad (2.13)$$

Вирази (2.12) та (2.13) визначають теплові втрати енергії у обмотках двигунів. Обчислення показників (2.10)-(2.13) вимагає чисельного розрахунку визначених інтегралів, оскільки підінтегральні вирази у формулах (2.10)-(2.13) є результатом чисельного інтегрування систем нелінійних диференціальних рівнянь (2.3) та (2.6). Похідним енергетичним показником є відносні втрати енергії при переміщенні мостового крана:

$$\Delta \tilde{E} = \frac{\Delta E}{E} \cdot 100\%. \quad (2.14)$$

Цей показник показує частку (у процентах) теплових втрат у електродвигунах від величини всієї енергії, яка витрачається на виконання переміщення крана. Зазначимо, що сума показника (2.14) та ККД за час $T_{рух}$ рівна витратам енергії на переміщення крана (2.10). Використання показників (2.10)-(2.13) дає змогу оцінити енергетичну ефективність роботи крана, наприклад, для розрахунку вартості спожитої електричної енергії або встановлення заходів направлених на зниження енергоспоживання крана.

До динамічних показників руху крана відносяться: максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{n,max}$ та максимальне зведене зусилля у мості $R_{m,max}$. Визначення показників $M_{n,max}$ та $R_{m,max}$ виконано шляхом порівняння між собою всіх значень M_n та R_m відповідно, які визначені шляхом чисельного інтегрування математичних моделей руху крана. Аналізуючи показники $M_{n,max}$ та $R_{m,max}$, можна оцінити динамічну навантаженість передач привода механізму переміщення крана та кранового моста, що дає змогу встановити шляхи для збільшення їх довговічності.

До кінематичних показників відносяться: максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі Δx_{max} та похідна величина – максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі $\Delta \varphi_{max}$. Ці показники дають змогу оцінити забезпечення технологічних вимог до переміщення вантажу та встановити вплив коливань вантажу на продуктивність роботи крана.

До електричних показників відносяться: кратність максимального електромагнітного моменту двигуна \tilde{M}_{\max} та кратність максимального струму \tilde{I}_{\max} . Кратності електричних показників знаходяться з виразів:

$$\tilde{M}_{\max} = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}}; \quad (2.15)$$

$$\tilde{I}_{\max} = \frac{I_{\max}}{I_{\text{ном}} \sqrt{2}}, \quad (2.16)$$

де \tilde{M}_{\max} та \tilde{I}_{\max} – кратності максимального електромагнітного моменту та струму відповідно;

M_{\max} , I_{\max} – максимальні значення електромагнітного моменту та струму двигуна відповідно;

$M_{\text{ном}}$, $I_{\text{ном}}$ – номінальні значення електромагнітного моменту та струму двигуна відповідно. Визначення M_{\max} та I_{\max} виконано аналогічно до визначення $M_{n.\max}$ та $R_{m.\max}$. Коефіцієнт $\sqrt{2}$ у знаменнику виразу (2.16) показує, що знаменником є амплітуда номінального струму двигуна. У випадку використання статичної механічної характеристики максимальний момент двигуна не потребує визначення, оскільки це довідниковий показник. Максимальний струм двигуна знаходиться за виразом:

$$I_{\max} = \sqrt{\frac{U_{\phi} \sqrt{3}}{\left(R_1 + \frac{R_2}{s_{2.n.}}\right)^2 + (X_1 + X_2)^2}} + I_{\mu}, \quad (2.17)$$

де $s_{2.n.}$ – ковзання двигуна після перемикавання його у режим противмикання;
 I_{μ} – струм намагнічування двигуна. Вираз (2.17) отримано на основі аналізу електромеханічної характеристики асинхронного двигуна.

Оцінка електричних показників дає змогу встановити навантаженість на електричну частину мехатронної кранової системи та визначити шляхи для зменшення максимальних електромагнітного моменту та струму двигуна, що дасть змогу подовжити строк служби електричної апаратури крана.

2.5. Аналіз руху мостового крана при реостатному керуванні крановим електроприводом

2.5.1. Динамічна механічна характеристика двигуна

Проведемо аналіз динаміки переміщення мостового крана за визначеними показниками за умови, що двигун працює на штучній динамічній механічній характеристиці, а гальмування здійснюється у режимі противмикання. Отримані при проведенні розрахункових експериментів дані занесено у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

Оціночні показники руху мостового крана

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1630509	1621698	1622246
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{л.мах}$, Нм	5854	5847	5873
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{л.мах}$, Н	131337	131596	131070
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{мах}$, м	0,46	0,93	1,59
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{мах}$, град	8,72	9,62	11,30
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{мах}$	25,82	24,97	25,40
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{мах}$	7,01	6,94	7,02

Аналізуючи енергетичні показники, можна прийти до висновку про відсутність кореляції між довжиною гнучкого підвісу вантажу та величинами витрат і втрат енергії, яка витрачається на виконання руху крана.

Наведемо графіки, які характеризують зміну потужності електропривода крана (рис. 2.3). На рис. 2.3 сірий графік відповідає потужності втрат у приводі та роторних реостатах. Із графіків на рис. 2.3 видно, що потужність має коливний характер. Особливу увагу необхідно звернути на пік потужності, який відповідає моменту початку гальмування. Максимум споживаної потужності у 13,4 разів перевищує номінальну потужність приводного механізму, що, звичайно, є небезпечним з точки зору забезпечення надійності приводу та джерела його живлення.

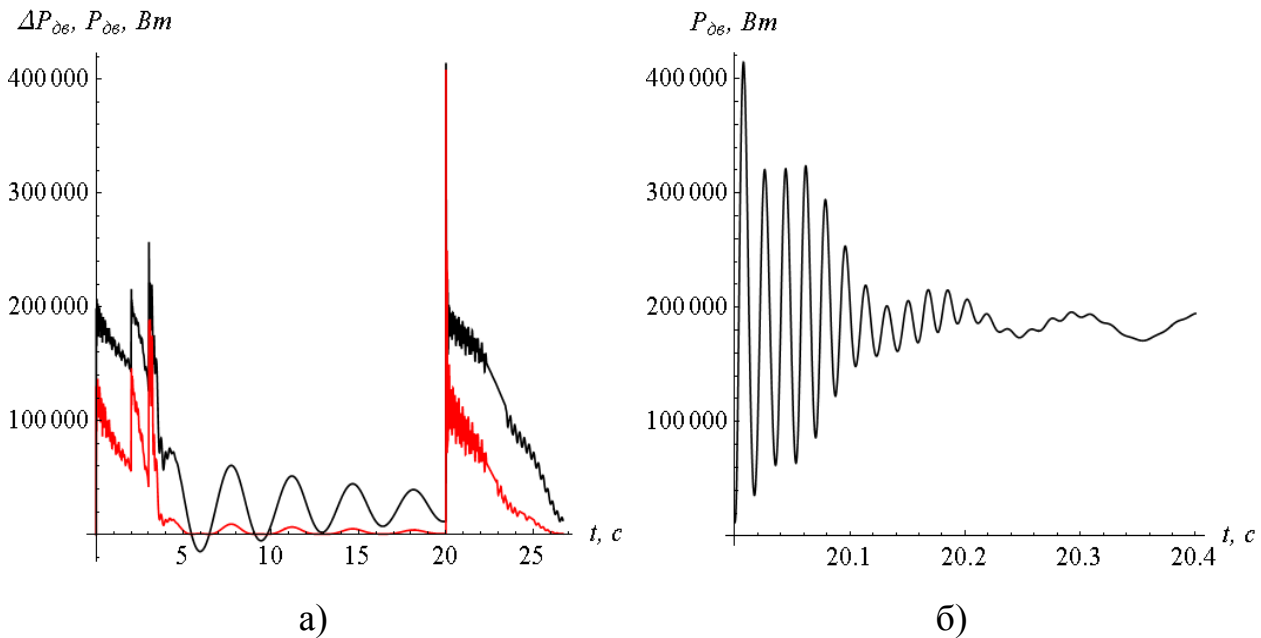


Рис. 2.3. Графіки потужності, що споживається двигуном крана та втрат потужності: а) протягом всієї тривалості руху; б) у околі моменту початку гальмування крана

Величина втрат енергії для всіх проведених розрахункових експериментів складає не менше 68,87% від загальних енерговитрат. Втрати енергії зумовлюють шкідливий нагрів обмоток та ізоляції приводних двигунів, що викликає їх старіння та передчасний вихід з ладу. Для того щоб подовжити термін служби кранового електроприводу необхідно

експлуатацію крана проводити в таких режимах, при яких втрати електроенергії будуть незначними. Цього можна досягти за рахунок оптимізації перехідних режимів руху мостового крана.

Усереднений (для всіх розрахункових експериментів) перерозподіл втрат електроенергії ΔE такий: пуск крана – 53,00%; усталений рух – 0,60%; гальмування – 46,40%. Отже, саме зменшення енерговтрат протягом перехідних процесів дозволяє значно підвищити енергоефективність роботи крана.

Значні енерговитрати у крановому електроприводі протягом перехідних режимів руху викликані двома причинами: 1) відносно великою тривалістю пуску та гальмування крана; 2) великими струмами, які протікають у обмотках кранових двигунів протягом перехідних режимів. Для підвищення енергоефективності роботи крана необхідно впливати на обидві причини. Зменшення тривалості пуску та гальмування крана досягається збільшенням електромагнітного моменту двигуна або зменшенням інерційних властивостей механізму переміщення крана. Вказані підходи потребують обґрунтування у кожному конкретному випадку, оскільки занадто великий електромагнітний момент приводу викликає значні динамічні навантаження у елементах крана (валах, кінематичних зачепленнях, крановому мості), а зниження інерційних властивостей крана пов'язане зі зменшенням або перерозподіленням мас (моментів інерцій) у механізмах та крановій конструкції, що може викликати зниження їх міцності. Як відомо [226], одним із недоліків асинхронного електроприводу є незначний пусковий момент при значних пускових струмах. Саме цей недолік визначає низьку енергоефективність роботи крана. Усунення цього недоліку пов'язано з керуванням електроприводу крана.

Кореляція величини максимального моменту на швидкохідному валу приводу $M_{n.\max}$ із величиною довжини гнучкого підвісу відсутня. Для аналізу моменту на швидкохідному валу приводу та зусилля, що діє на міст крана у горизонтальній площині, наведемо їх графіки для випадку найбільших

значень $M_{л.мах}$ та $R_{м.мах}$ (рис. 2.4). Із графіків на рис. 2.4 видно, що найбільш небезпечним режимом роботи для приводу та моста крана є гальмування у режимі противмикання.

Динамічні показники, графіки яких наведені на рис. 2.4, мають коливний характер, причому можна виокремити декілька гармонік коливань: низькочастотну, причиною якої є коливання вантажу відносно точки його закріплення та високочастотні, які викликані коливаннями елементів металоконструкції і приводу. Останні досить швидко затухають і в кінці розгону вони відсутні.

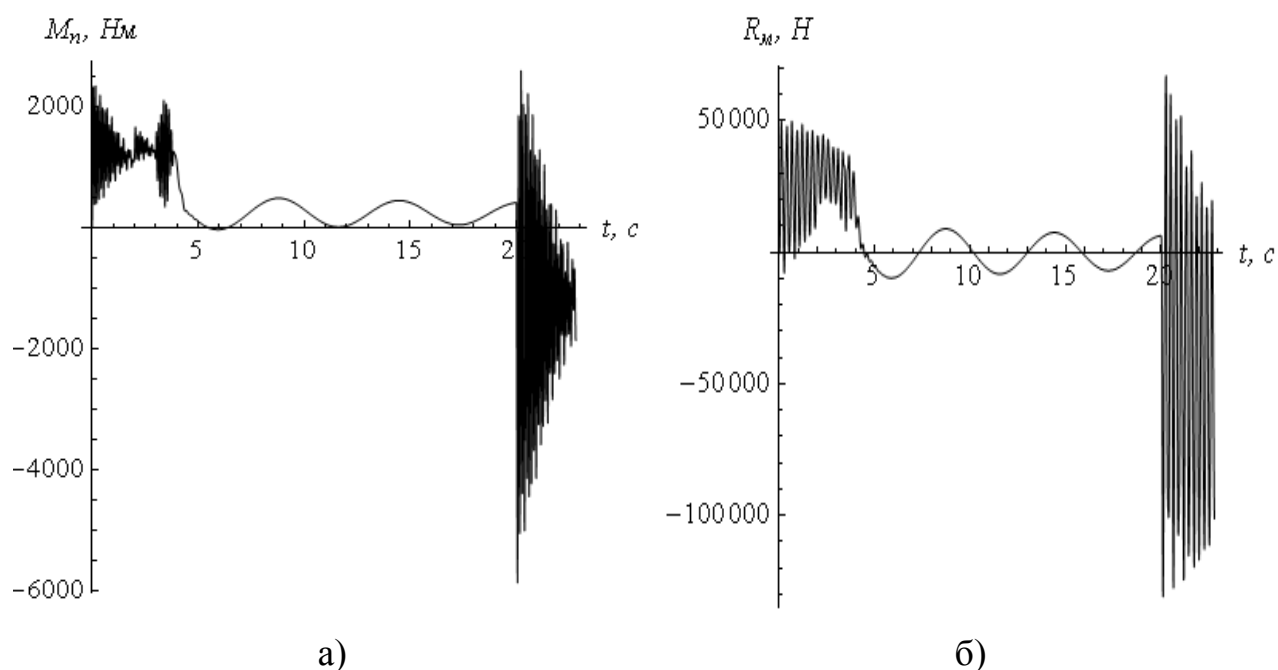
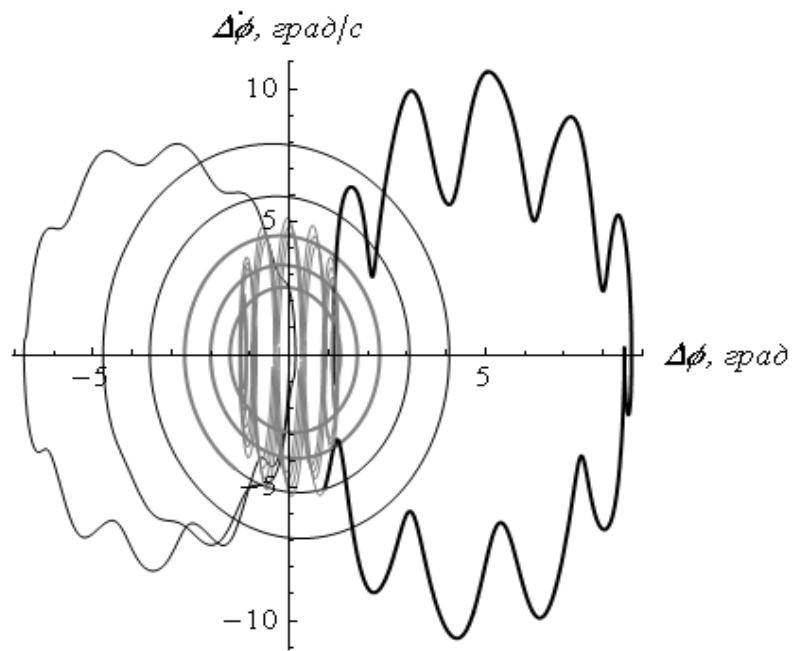


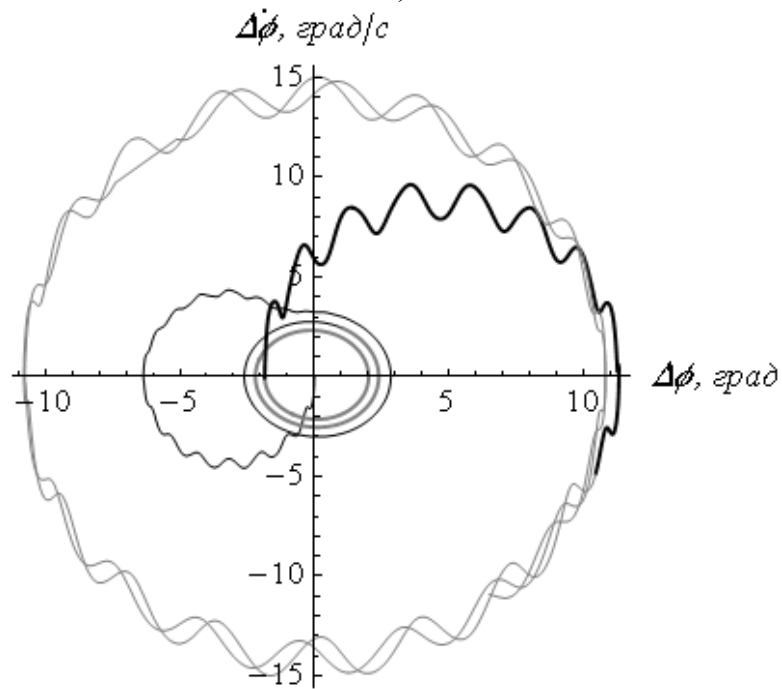
Рис. 2.4. Графіки динамічних показників руху крана: а) момент на швидкохідному валу приводу ; б) зведене зусилля, що діє на міст крана

Зазначимо, що максимальне значення зусилля та крутного моменту виникають у режимі гальмування противмиканням, отже необхідно уникати такого виду гальмування. Із аналізу величин $M_{л.мах}$ та $R_{м.мах}$ випливає, що вони не корелюють з довжиною гнучкого підвісу.

Розглянемо питання виникнення та еволюції коливань вантажу на гнучкому підвісі для чого наведемо фазові портрети (рис. 2.5).



а)



б)

Рис. 2.5. Фазові портрети коливань вантажу на гнучкому підвісі при довжині підвісу: а) 3 метри; б) 8 метрів

Загалом фазові траєкторії коливань, які показані на рис. 2.5, складаються із чотирьох ділянок:

- 1) ділянка з початку руху крана і до моменту досягнення швидкості близької до номінальної. При цьому збільшується енергія коливань від нульового до максимального значення. На рис. 2.5 ця ділянка фазової

траєкторії показана тонкою лінією чорного кольору, яка виходить із початку координат та закінчується виходом на „спіраль”;

- 2) ділянка руху крана на швидкості близькій до номінальної (ми свідомо не використовуємо термін „усталена швидкість” руху крана оскільки коливання вантажу зумовлюють зміну швидкості), що супроводжується коливаннями вантажу із значною амплітудою, яка з часом повільно затухає за рахунок демпфуючої здатності приводу. Фазова траєкторія цієї ділянки, яка показана товстою лінією сірого кольору, має форму спіралі, що поступово „зтягується” до початку координат;
- 3) ділянка гальмування (від моменту зміни чергування фаз живлення електродвигунів крана до зупинки крана) на якій амплітуда коливань змінюється: вона може зростати або навпаки зменшуватись, в залежності від фази коливань у момент початку гальмування. На рис. 2.5 ця ділянка фазової траєкторії показана чорною товстою лінією, яка бере свій початок зі „спіралі” і закінчується граничним циклом коливань;
- 4) граничний цикл коливань (після зупинки крана), який характеризується тим, що енергія коливань залишається майже незмінною і коливання вантажу продовжуються. На рис. 2.5 ця ділянка фазового портрету коливань вантажу зображена тонкою лінією сірого кольору.

Саме остання ділянка фазової траєкторії руху вантажу цікава з точки зору забезпечення точності його позиціонування. Із рис. 2.5 видно, що залишкові коливання вантажу присутні для всіх розглянутих випадків довжини гнучкого підвісу вантажу. Для їх усунення необхідно підбирати спеціальні режими руху крана, які б забезпечували наперед задане положення та швидкість руху вантажу у кінці гальмування крана.

Із графіка зміни швидкості руху крана (рис. 2.8 а) видно, що швидкість руху моста має коливний характер, причому чітко видно дві гармоніки коливань: перша спричинена низькочастотними коливаннями вантажу

відносно точки його закріплення (при русі крана зі швидкістю, яка близька до номінальної), а друга – електромагнітним моментом приводного двигуна (рис. 2.8 а), який викликає високочастотні коливання у механізмі та мості.

Відомо [197], що у перехідних режимах руху електроприводу на його валу виникають значні крутні моменти, які викликані в основному дією вільних складових струмів (рис. 2.6 б).

Пікові значення моменту можуть викликати поломку зубчастих передач, валів та муфт. Із рис. 2.6, б видно, що під час гальмування знак електромагнітного моменту двигуна змінюється і двигун загальмовує кран.

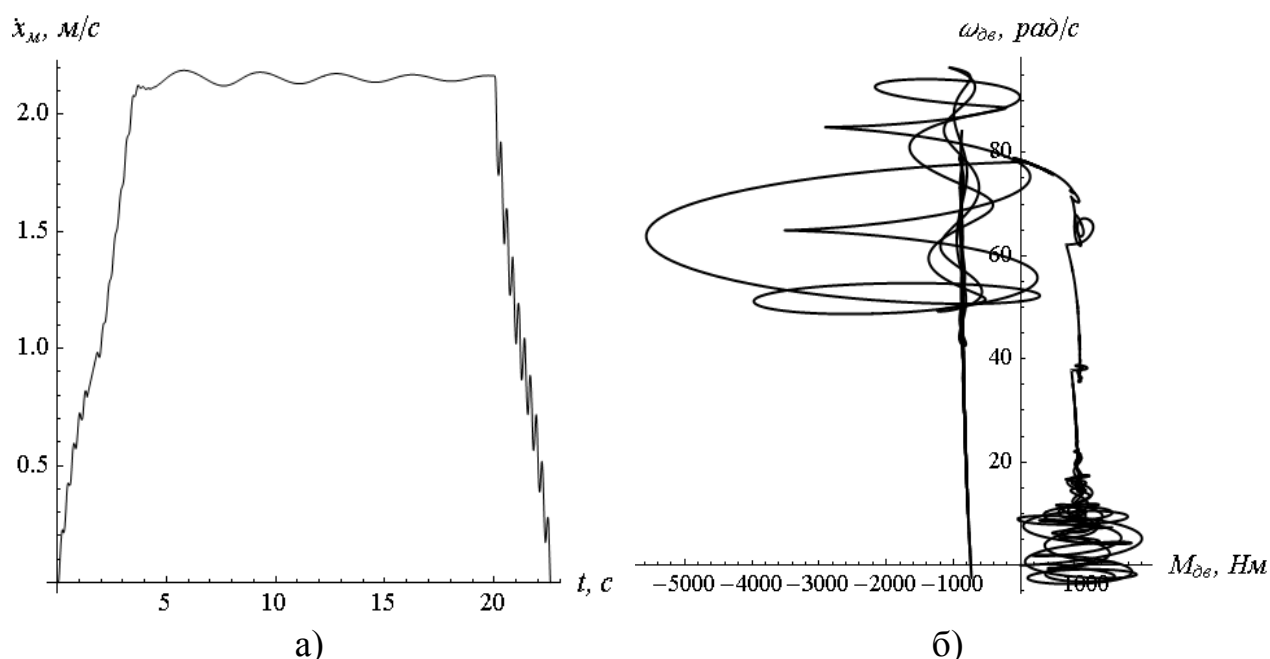


Рис. 2.6. Графіки динаміки руху крана: а) швидкість кранового моста; б) динамічна механічна характеристика приводу крана

У момент вмикання двигуна та на початку гальмування через двигун протікають значні струми (рис. 2.7), які викликають інтенсивне нагрівання обмоток та значні електродинамічні зусилля. Пік струму, який у 7 разів перевищує номінальний струм двигуна, виникає після початку гальмування (рис. 2.7, б).

Під час усталеного руху крана струм є відносно незначним. Відхилення вантажу у напрямку руху крана зумовлює зменшення крутного моменту і

струму двигуна (вантаж „тягне” за собою кран) і навпаки: відхилення вантажу проти руху крана збільшує крутний момент та струм двигуна.

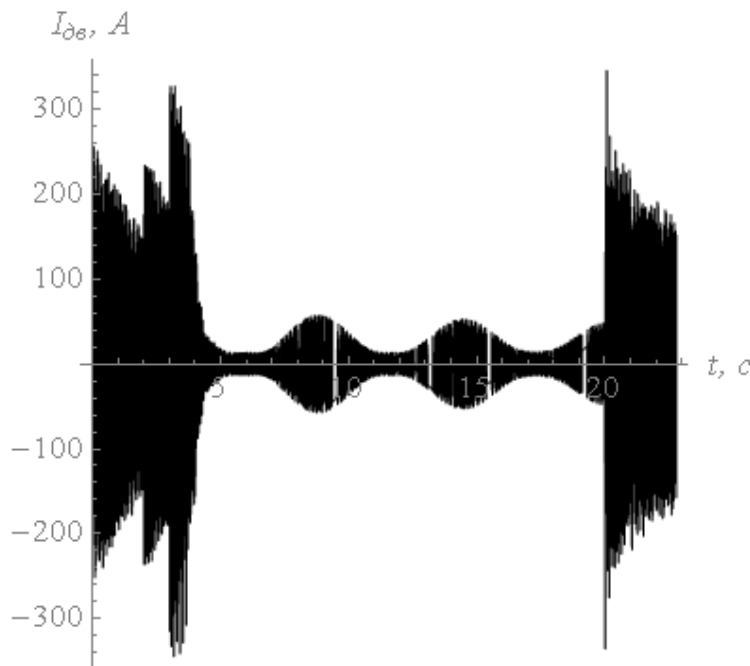


Рис. 2.8. Графік зміни струму, що протікає по обмотках двигуна

2.5.2. Статична механічна характеристика двигуна

Для того, щоб виконати оцінку руху крана при використанні статичної механічної характеристики його приводу проведено три розрахункові експерименти. Дані, які відповідають проведеним розрахункам, наведені у таблиці 2.2.

Порівняльний аналіз енергетичних показників, які занесені у табл. 2.1 і табл. 2.2, показує, що енергетичні показники, які розраховані для випадків використання статичної та динамічної механічних характеристик значно відрізняються. Статична механічна характеристика не враховує вільних складових струмів, що протікають у статорних і роторних обмотках двигунів, викликаючи теплові втрати енергії, що є причиною розбіжності показників. З цієї позиції використання статичної механічної характеристики є недоцільним.

Оціночні показники динаміки руху мостового крана

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	451350	452725	458207
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{n,max}$, Нм	4964	4896	5351
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m,max}$, Н	59869	62443	66165
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{max} , м	0,37	0,76	1,17
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{max}$, град	6,94	7,83	8,37
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	2,80		
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{max}	7,47		

Динамічні показники у табл. 2.2 менші за аналогічні у табл. 2.1 (для показника $M_{n,max}$ у 1,09-1,19 разів, а для показника $R_{m,max}$ у 1,98-2,19 разів). Це можна пояснити тим, що динамічна механічна характеристика кранового електроприводу дає змогу визначити зусилля, створювані піковими електромагнітними моментами електродвигунів, які, у свою чергу, викликані вільними струмами двигунів.

Що стосується електричних показників з табл. 2.2, то вони також менші за наведені у табл. 2.1, що знову ж таки викликано складовими вільних струмів кранових двигунів. Наприклад, максимальний момент двигуна у табл. 2.1 у 9,07 разів більший за аналогічний показник у табл. 2.2.

Використання статичної механічної характеристики є недоцільним, оскільки при цьому не враховуються електромагнітні процеси, які виникають у приводних двигунах і які значно впливають на динаміку руху мостового крана. Для подальших досліджень будемо використовувати лише динамічну механічну характеристику двигунів механізму переміщення крана.

2.6. Моделювання частотного керування асинхронним приводом

Загальною тенденцією у сучасному кранобудуванні є перехід на частотно-керований асинхронний привод [11, 12, 78, 185, 202, 209, 210]. При частотному керуванні асинхронним двигуном крім частоти необхідно також змінювати амплітуду напруги живлення. Це пов'язано з тим, що індуктивні опори обмоток статора і ротора двигуна залежить від частоти і при її зміні перевантажувальна здатність двигуна також змінюється.

Для того, щоб забезпечити перевантажувальну здатність приводу крана необхідно амплітуду напруги живлення двигуна змінювати пропорційно зміні частоти (скалярний метод керування частотним перетворювачем).

Сучасні частотні перетворювачі мають опційні налаштування, які можна легко змінювати. При цьому змінюється характер збурення, яке діє у динамічній системі „мостовий кран-вантаж”. До таких опцій належать [228]:

- 1. тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна T** , яку можна змінювати у межах від 0 до 3600 секунд із кроком 0,01 секунди (показник T визначає тривалість наростання частоти від нуля до номінального значення, а також час, за який частота напруги живлення двигуна зменшується до нуля. Реальні тривалості розгону та гальмування механізму переміщення крана можуть відрізнитись від значень цих налаштувань, що пов'язано з інерційними характеристиками кранових механізмів);
- 2. характеристика наростання та спадання частоти напруги живлення**, яка визначає характер зміни частоти напруги живлення

двигуна при його розгоні та гальмуванні. Як правило, використовують три стандартні характеристики зміни частоти на виході частотного перетворювача: лінійну, S-подібну та подвійну S-подібну;

3. **початкова напруга живлення U_0 .** Для того, щоб забезпечити достатній для подолання сил опору початковий крутний момент двигуна необхідно на початку керування приводом крана створити достатній крутний момент. Це визначає наступну залежність напруги живлення двигуна $U_{живл}$ від частоти f :

$$U_{живл} = U_0 + (U_{ном} - U_0) \frac{f}{f_{ном}}, \quad (2.18)$$

де U_0 – початкове значення напруги живлення;

$U_{ном}$ – номінальна напруга живлення двигуна ($U_{ном}=380$ В). Як правило, значення U_0 змінюється у межах від 0 до $0,3U_{ном}$.

2.7. Планування розрахункових експериментів

Для енергетичного та динамічного аналізів процесу переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі проведено розрахункові експерименти. Прийнято чотири незалежні фактори (довжина гнучкого підвісу l , тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна T , характеристика наростання та спадання частоти напруги живлення, початкова напруга живлення двигунів U_0), які змінювались на трьох рівнях кожний. Отже, проведено $3^4=81$ розрахунковий експеримент.

В кожному експерименті визначили 9 показників: 1) витрати енергії E ; 2) максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{л.мах}$; 3) максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.мах}$; 4) максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі $\Delta x_{мах}$; 5) максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі $\Delta \varphi_{мах}$; 6) лінійна амплітуда залишкових коливань вантажу після зупинки крана $\Delta x_{мах}(t > T_{рух})$; 7) кутова амплітуда

залишкових коливань вантажу після зупинки крана $\Delta\varphi_{\max.}(t>T_{\text{рух}})$; 8) кратність максимального моменту двигуна \tilde{M}_{\max} ; 9) кратність максимального струму двигуна \tilde{I}_{\max} .

Вкажемо рівні варіювання незалежних факторів: довжина гнучкого підвісу вантажу l прийнята рівною 3, 5,5 та 8 метрів; тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна T варіювалась на рівнях 3, 6 та 9 секунд; характеристики наростання та спадання частоти напруги живлення – лінійна, S-подібна та подвійна S-подібна; початкова напруга живлення двигунів U_0 становила 0, $0,1U_{\text{ном}}$ та $0,3U_{\text{ном}}$.

Динамічний аналіз руху механізму переміщення крана при різних законах зміни швидкості приводу (у першому наближенні) наведено у роботах [103, 229, 230].

2.8. Аналіз руху мостового крана при лінійній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу

Для аналізу руху механізму переміщення мостового крана при частотному керуванні двигуна механізму переміщення крана усі показники згрупуємо у таблицю, яку винесено у Додаток Б (табл. Б.1). В табл. Б.1 три значення в кожній комірці відповідають початковим напругам живлення двигуна 0, $0,1U_{\text{ном}}$ та $0,3U_{\text{ном}}$. Аналіз даних, які представлені у табл. Б.1, показує, що фактори T та U_0 значно впливають на енергетичні показники руху крана. Найбільший вплив на енергетичні показники має початкова напруга живлення електроприводу крана. У рамках проведених розрахункових експериментів при тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна $T=6$ сек та $T=9$ сек та при $U_0=0,3U_{\text{ном}}$ енергетичні показники значно зменшуються. Причина цього полягає у тому, що при $T=3$ сек процес виходу на швидкість близьку до усталеної є відносно тривалим. Крім того, він характеризується значними струмами, а отже і

тепловими втратами у обмотках двигуна. За рахунок великих енерговтрат збільшується загальне енергоспоживання електроприводу крана. Збільшення початкової напруги живлення двигуна призводить до того, що збільшується його крутний момент і двигун краще „відпрацьовує” кутову швидкість (рис. 2.10). На рис. 2.10 сірою лінією показано графік швидкості, яка пропорційна швидкості ідеального холостого ходу двигуна. Вона повторює графік функції частоти напруги живлення двигуна при якій наростання та спадання частоти відбувається лінійно. Чорна лінія на рис. 2.10 зображує графік швидкості, яка отримана при інтегруванні математичної моделі руху крана (2.2), (2.3).

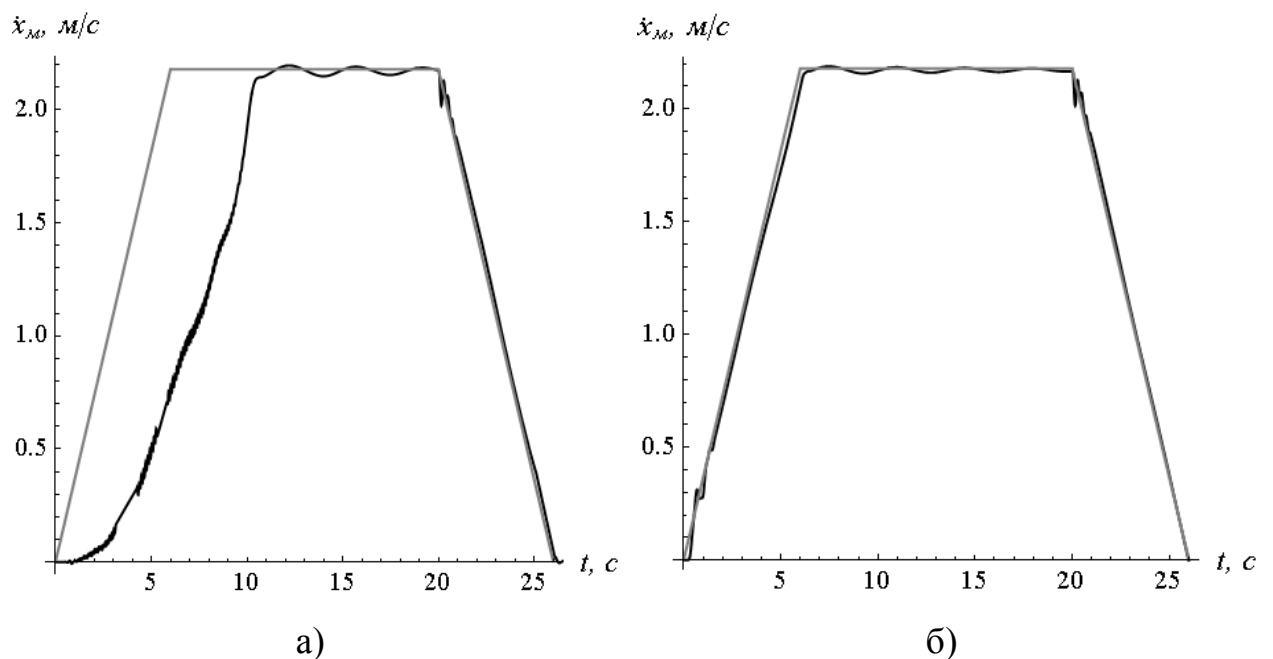


Рис. 2.10. Швидкість руху кранового моста при $T=6$ сек, довжині гнучкого підвісу 8 метрів та початковій напрузі живлення: а) 0; б) $0,3U_{ном}$

Порівняння енергетичних показників табл. 2.1 та Б.1 показує, що енергетичні витрати при частотному керуванні зменшилися у 1,33-6,83 рази. З рис. 2.11 видно, що зменшення енерговитрат відбувається протягом розгону та гальмування крана. Для забезпечення енергоефективності роботи крана необхідно налаштовувати відносно значну початкову напругу живлення двигуна та тривале наростання і спадання частоти живлення

двигуна. Кореляції між енергетичними показниками і довжиною гнучкого підвісу вантажу відсутня.

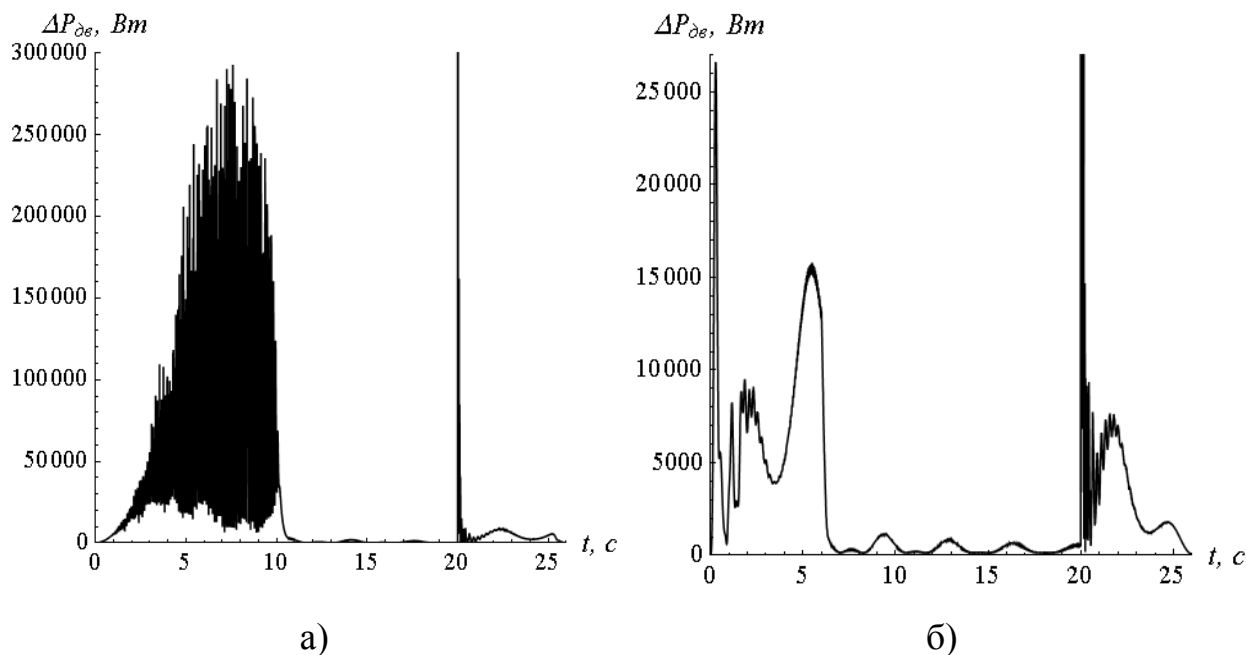


Рис. 2.11. Потужність втрат у приводі при $T=6$ сек та початкові напругі живлення: а) 0; б) $0,3U_{ном}$

Перейдемо до аналізу динамічних показників руху мостового крана. З табл. Б.1 видно, показник $M_{n.мах}$ зменшується при збільшенні показників T та U_0 , однак така залежність між вказаними величинами нелінійна. Частотне керування електроприводом крана дозволяє досягнути зниження показника $M_{n.мах}$ у 5,81 разів у порівнянні з рухом крана при реостатному керуванні його електроприводом та гальмуванням двигуна у режимі противмикання. Зазначимо, що при $T=3$ сек та при незначній початковій напрузі живлення кранових двигунів значення показника $M_{n.мах}$ перевищують його значення, що отримані при реостатному керуванні електроприводом (табл. 2.1). Для унаочнення характеру зміни M_n протягом циклу руху крана наведемо графіки цієї функції (рис. 2.12). З рис. 2.12 видно, що саме протягом пуску двигуна вдається знизити рівень навантаження швидкохідного вала приводу. Аналіз впливу факторів T і U_0 на величину $R_{m.мах}$ показує, що при експлуатації крана бажано збільшувати T і U_0 . Проведені розрахункові експерименти показують, що можна досягнути зниження пікового навантаження у крановому мості у

5,3 рази, хоча при деяких величинах T і U_0 навантаження у крановому мості може зростати.

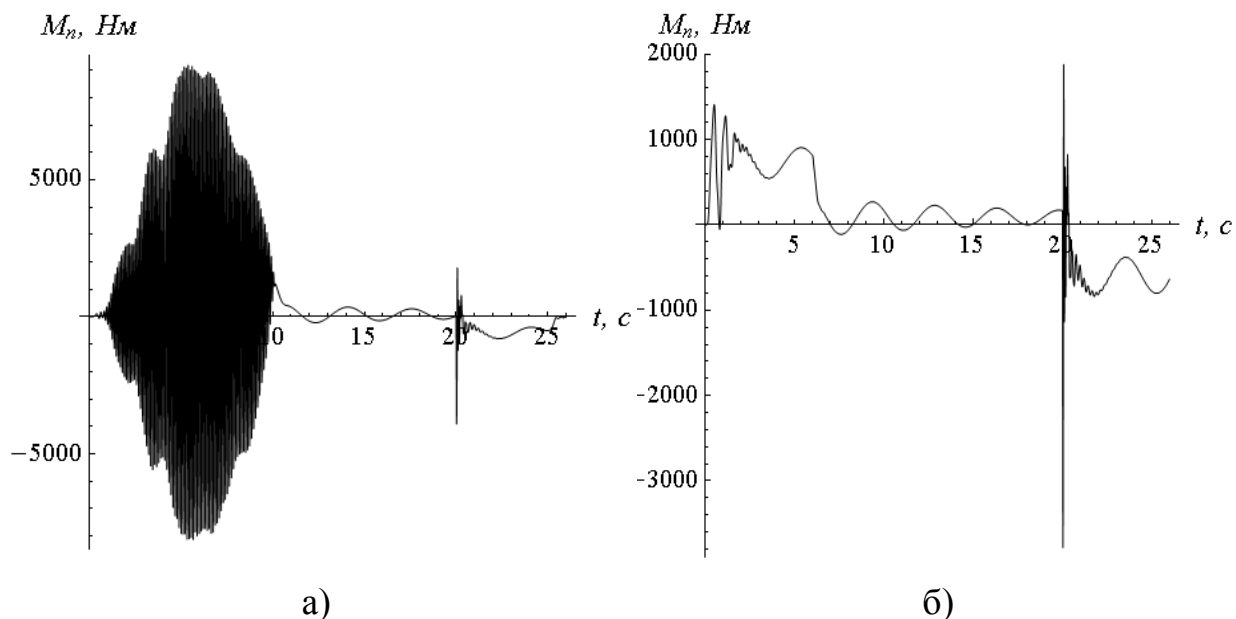


Рис. 2.12. Графіки функцій M_n , що отримані при: а) $U_0=0$; б) $U_0=0,3 U_{ном}$

З рис. 2.13 видно, що зниження максимального значення зусилля у крановому мості досягається у період пуску двигуна.

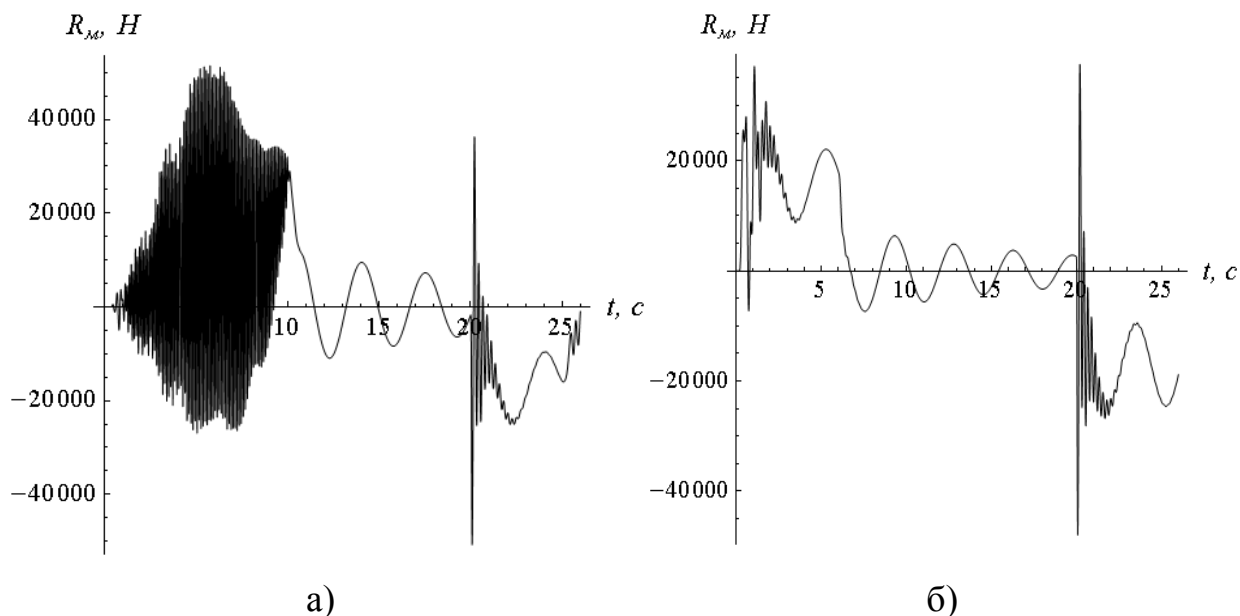


Рис. 2.13. Графіки функцій R_m отримані при: а) $U_0=0$; б) $U_0=0,3 U_{ном}$

Аналізуючи графіки, що наведені на рис. 2.12 та рис. 2.13, приходимо до висновку, що раціональне налаштування величин T та U_0 усуває

знакозмінний характер навантаження швидкохідного вала кранового приводу та кранового моста протягом перехідних режимів руху крана, що значно підвищує довговічність вказаних елементів.

Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі становить $11,09^{\circ}$, що відповідає тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 3 секунди, довжині гнучкого підвісу 5,5 метрів і початковій нарузі живлення двигуна $0,3U_{ном}$. Для цього ж розрахункового експерименту характерна і максимальна амплітуда залишкових коливань вантажу, яка рівна $10,97^{\circ}$. При збільшенні T амплітуда коливань вантажу у процесі руху крана і після його зупинки зменшується. Амплітуда коливань вантажу не корелює з параметром довжини гнучкого підвісу. Необхідно зазначити, що величина залишкових коливань у значній мірі залежить від того, якою є фаза коливань вантажу на початку гальмування, тому робити загальні висновки щодо впливу того чи іншого фактора на кінематичні показники руху мостового крану із вантажем не можна.

Перейдемо до аналізу електричних показників. Максимальне значення струму, що протікає в обмотках електродвигуна залежить від величин T та U_0 . Залежність між довжиною гнучкого підвісу вантажу і величиною максимального струму відсутня. Загалом залежність \tilde{I}_{max} від параметрів T та U_0 подібна до залежності енергетичних показників від цих же параметрів. Для унаочнення залежності \tilde{I}_{max} від U_0 наведемо графік фазного струму кранового двигуна, який побудований за даними розрахункових експериментів (рис. 2.14). Із рис. 2.14 видно, що збільшення початкової напруги живлення двигуна призводить до пришвидшення стабілізації струму (зменшується тривалість електромагнітного перехідного процесу в двигуні). Для випадку $U_0=0$ інтенсивність зростання кутової швидкості ротора двигуна значно менша від інтенсивності наростання швидкості його ідеального холостого ходу, оскільки електромагнітний момент двигуна є невеликим. Це

призводить до того, що тривалість електромагнітного перехідного процесу двигуна затягується, призводячи до виникнення піків струму (рис. 2.14, а).

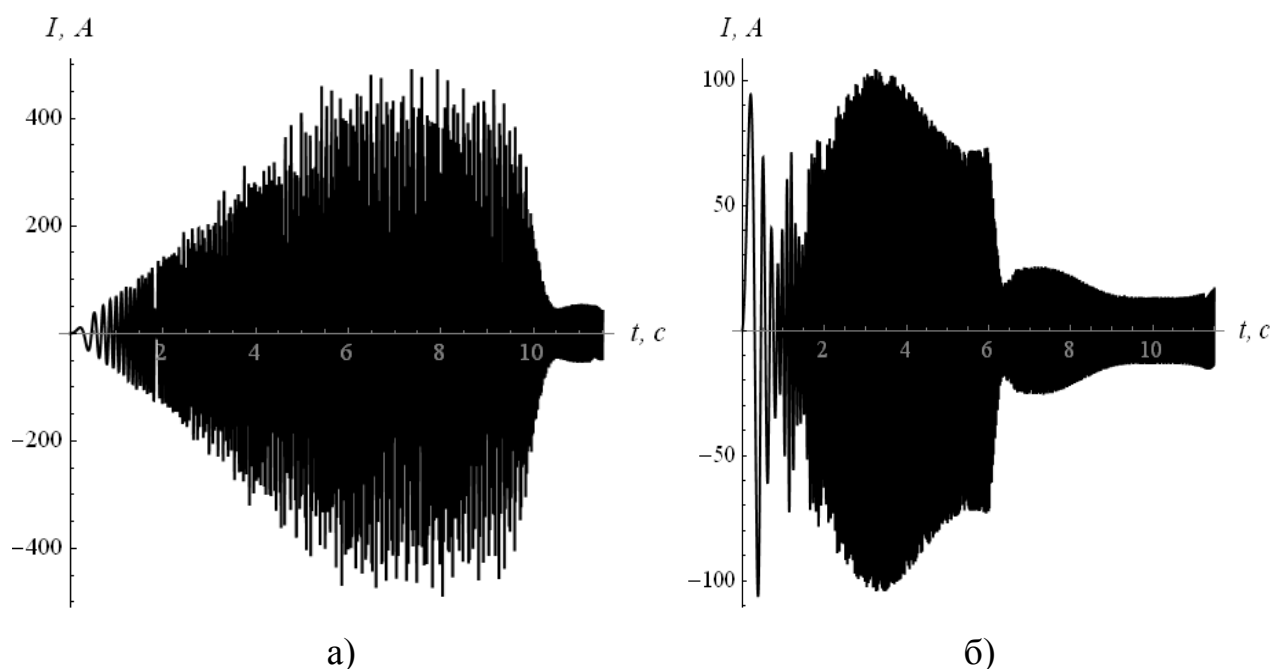


Рис. 2.14. Фазний струм двигуна для режиму розгону крана при $T=6$ сек і початковій напрузі: а) 0; б) $0,3U_{ном}$

При раціональних налаштуваннях частотного перетворювача можна досягнути зменшення максимального струму двигуна у 3,76 разів. Максимальний електромагнітний момент двигуна не залежить від довжини гнучкого підвісу вантажу. Варто звернути увагу на нелінійну залежність величини \tilde{M}_{max} від показника T . Так, наприклад, при $T=6$ сек спостерігаються великі пікові значення електромагнітного моменту двигуна у момент початку гальмування (отримані значення \tilde{M}_{max} близькі до тих, які наведені у табл. 2.1).

Серія додаткових розрахункових експериментів, які проведені при $T=5,9$ та $6,1$ сек, показує значне зниження величини \tilde{M}_{max} ($\tilde{M}_{max}(T=5,9$ сек)=10,42; $\tilde{M}_{max}(T=6,1$ сек)=9,23). Ці дані наводять на думку про те, що величина \tilde{M}_{max} дуже чутлива до налаштування показника T . Очевидно, що причиною цього є надзвичайно складні електромагнітні перехідні процеси у

електроприводі крана при його частотному керуванні. Однозначно вказати раціональне налаштування величини T неможливо. Однак, як показує порівняльний аналіз даних, що наведені у табл. 2.1 та Б.1, можна досягти зменшення максимального електромагнітного моменту двигуна у 4,36 рази.

2.9. Аналіз руху мостового крана при S-подібній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу

Показники руху мостового крана з вантажем, які відповідають S-подібній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу, наведені у табл. Б.2. Аналізуючи енергетичні показники руху крана, які наведені у табл. Б.2, приходимо до висновку, що параметри T і U_0 мають значний вплив на енергетичні показники руху крана. Залежність енергетичних показників від довжини гнучкого підвісу відсутня.

Із даних табл. Б.2 випливає, що при експлуатації крана бажано налаштовувати відносно великі значення параметрів T та U_0 . Для того, щоб наглядно оцінити енергетичні витрати побудуємо графіки функції активної потужності, яка споживається електроприводом механізму переміщення крана для різних розрахункових експериментів (рис. 2.14).

Площі, які обмежені графіками наведених на рис. 2.15 функцій, рівні енерговитратам крана. Порівняння наведених на рис. 2.15 графіків показує, що зниження енергоспоживання крана відбувається протягом його пуску.

Збільшення параметрів T та U_0 дозволяє зменшити показник $M_{n,max}$ у 7,46 разів. Частотне керування приводом знижує показник $R_{m,max}$ у 7,24 разів. Зниження максимальних динамічних показників пов'язано зі зменшенням моментів у механізмі переміщення крана та зусилля у крановому мості.

Збільшення параметра T дозволяє знизити амплітуду коливань вантажу на гнучкому підвісі. Залежність амплітуди коливань вантажу на гнучкому підвісі від параметрів довжини гнучкого підвісу або початкової напруги живлення кранових двигунів відсутня.

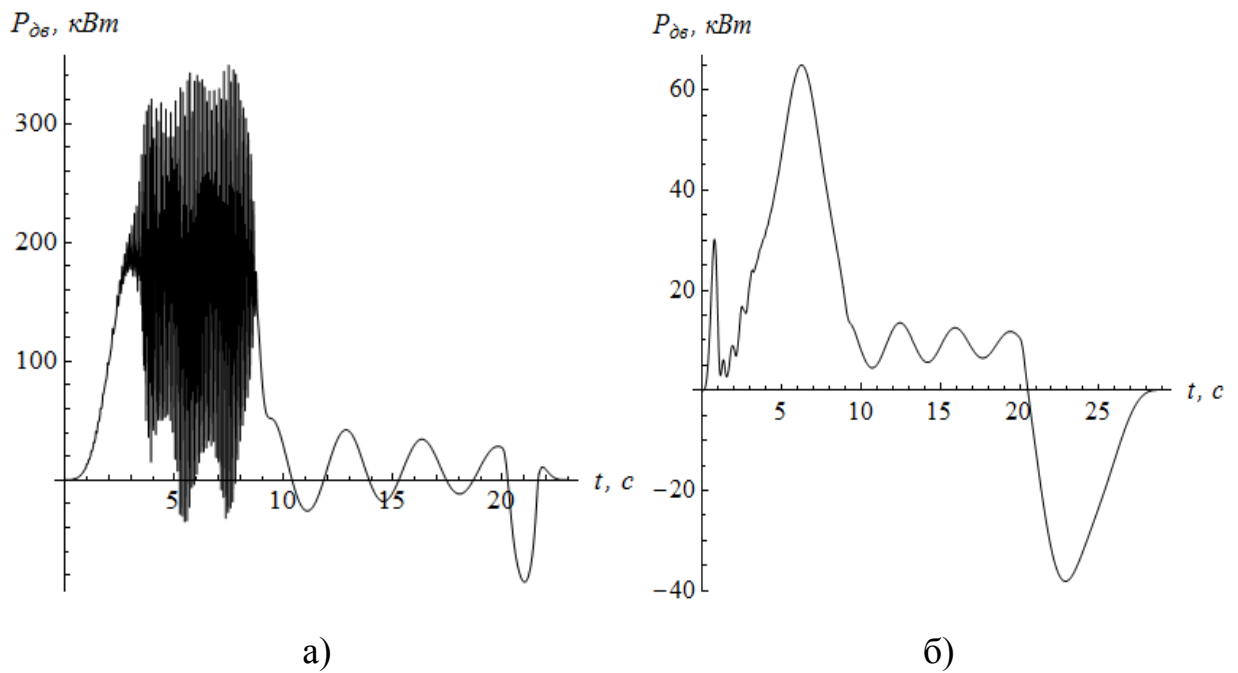


Рис. 2.15. Графіки функцій активної потужності, яка споживається електроприводом крана, при: а) $T=3$ сек, $U_0=0$; б) $T=9$ сек, $U_0=0,3 U_{ном}$

Для зменшення максимальних значень струму двигуна необхідно збільшувати параметри T та U_0 . (показник \tilde{I}_{max} більш чутливий до параметра U_0). Раціональне налаштування параметрів T та U_0 дає змогу зменшити показник \tilde{I}_{max} у 5,36 раз. Аналогічні висновки можна зробити і для показника \tilde{M}_{max} : раціональний підбір параметрів T та U_0 дозволяє досягнути зменшення \tilde{M}_{max} у 10,41 разів.

2.10. Аналіз руху мостового крана при подвійній S-подібній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу

Показники, які отримані для розрахункових експериментів при подвійній S-подібній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу, наведені у табл. Б.3. Аналіз даних, які наведені у табл. Б.3 показує, що для того, щоб зменшити енерговитрати на виконання руху крана

із вантажем на гнучкому підвісі необхідно: 1) перехідні процеси проводити при тривалому наростанні та спаданні частоти напруги живлення; 2) збільшити початкове значення напруги живлення U_0 електродвигунів механізму переміщення крана. Зазначимо, що останній параметр при відносно тривалих періодах розгону та гальмування крана значно зменшує шкідливі втрати електроенергії і тим самим підвищує енергоефективність роботи механізму переміщення крана. Проведені розрахункові експерименти показують, що при використанні частотного керування рухом крана за подвійною S-подібною характеристикою енергоспоживання крана зменшилось у 1,36-6,57 разів, що пов'язано зі зниженням змінних енерговтрат у кранових двигунах. Аналіз динамічних показників, які наведено у табл. Б.3, вказує на нелінійну залежність від параметрів T та U_0 . Наприклад, при $T=3$ або 6 сек збільшення параметра U_0 від 0 до $0,1 U_{ном}$ не спричиняє значного зменшення динамічних показників (спостерігається навіть незначне їх збільшення). Подальше збільшення параметра U_0 спричиняє різке зниження динамічних показників, що позитивно впливає на динаміку руху крана. На рис. 2.16 наведено графіки зведеного зусилля у мості для $T=3$ сек і $U_0 = 0,3U_{ном}$.

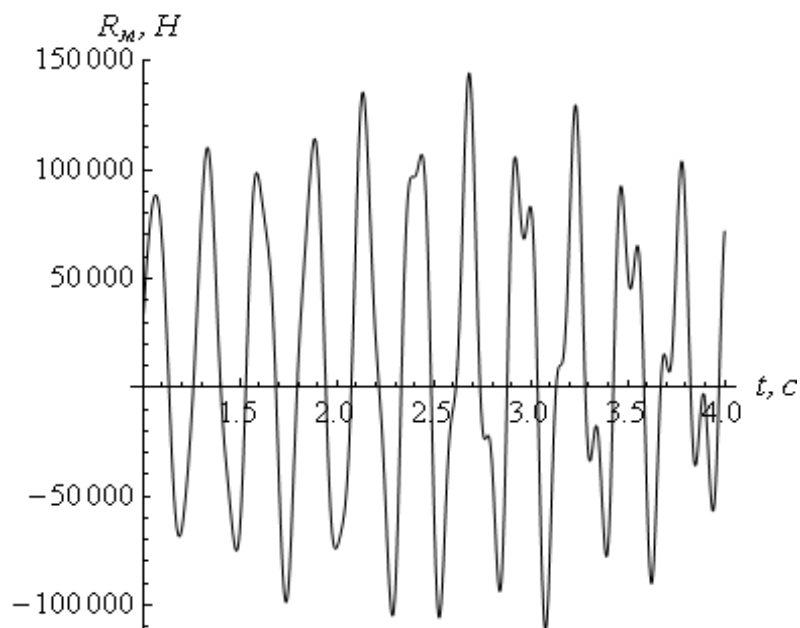


Рис. 2.16. Графік зведеного зусилля у мості при довжині гнучкого підвісу вантажу 8 м (на початку руху крана)

Значні динамічні зусилля у крановому мості знижують його надійність. Крім того, функція R_m має знаковмінний характер, тобто напруження, які виникають у крановому мості також знаковмінні, а їх значні амплітуди спричиняють швидку втому матеріалу кранового моста [231].

Аналіз моменту на швидкохідному валу приводу крана показує, що раціональне налаштування параметрів T та U_0 дозволяє значно зменшити цей показник особливо під час перехідних режимів руху крана. Зазначимо, що параметр T необхідно налаштовувати не меншим 6 сек.

Як і для лінійної та S-подібно характеристик наростання та спадання частоти напруги живлення приводу збільшення величини T дозволяє зменшити амплітуди залишкових коливань вантажу. Залежність кінематичних показників від параметрів початкової напруги живлення двигуна та довжини гнучкого підвісу відсутня.

Максимальне значення струму та електромагнітного моменту значно залежать від параметрів T та U_0 . Для того, щоб зменшити пікові величини електричних показників необхідно експлуатацію крана проводити при відносно великих значеннях параметрів T та U_0 . Показник \tilde{M}_{\max} при використанні частотного керування крановими електроприводом зменшується у 3,48-8,79 разів. Раціональне налаштування параметрів T та U_0 дає змогу зменшити показник \tilde{I}_{\max} у 3,93 рази. Зменшення струму відбувається під час пуску крана і в меншій мірі при його гальмуванні.

2.11. Порівняльний аналіз показників руху крана при різних характеристиках наростання та спадання частоти напруги живлення приводу

Порівняння енергетичних показників, які наведені у табл. Б.1-Б.3, показує, що при відносно тривалому наростанні та спаданні частоти напруги живлення T відмінність між ними практично відсутня. При $T=3$ сек бажано

використовувати лінійну або подвійну S-подібну характеристики. Крім того, для всіх досліджених характеристик наростання та спадання частоти напруги живлення приводу крана властива така закономірність: при збільшенні початкової напруги живлення електроприводу механізму переміщення крана U_0 шкідливі енерговтрати у двигунах знижуються. Оскільки з точки зору енергофактивності роботи крана всі характеристики еквівалентні, то вибір параметрів T та U_0 повинен виконуватись з урахуванням інших показників, наприклад, динамічних.

Майже для всіх описаних характеристик розгону та гальмування електроприводу крана збільшення параметрів T та U_0 сприяє зниженню динамічних навантажень у елементах крана. Однак, при проведенні деяких розрахункових експериментів були отримані значення динамічних показників, які не підкоряються цій закономірності. Наприклад, при дослідженні подвійного S-подібного закону розгону/гальмування двигуна для параметрів $T=3$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$ встановлено, що величина $R_{м.мах}$ більша аніж його значення, які розраховані для випадку реостатного керування приводу крана та гальмування у режимі противмикання. Для з'ясування причини виникнення таких значних навантажень у крановому мості було проведено серію додаткових розрахункових експериментів в яких варіювались величини тривалості розгону/гальмування двигуна T та зведеної маси моста крана m_m . На рис. 2.17 показані графіки залежності величини $R_{м.мах}$ від параметрів T та m_m . Зміна як параметрів самої динамічної системи так і параметрів її збурення супроводжується значною варіацією показника $R_{м.мах}$. Можна припустити, що максимуми зусиль у крановому мості є наслідком резонансних явищ.

При одній системі обмоток в роторі асинхронного двигуна його електромагнітний момент буде мати дев'ять складових, з яких шість є пульсуючими з трьома різними частотами коливань та трьома коефіцієнтами затухання [232]. З трьох неппульсуючих складових, які створюють середній обертовий момент двигуна, одна є усталеною, а дві інші – затухаючі з

різними коефіцієнтами згасання. Очевидно, що одна з пульсуючих складових електромагнітного моменту двигуна співпадає з однією з частот коливань зведеної маси кранового моста.

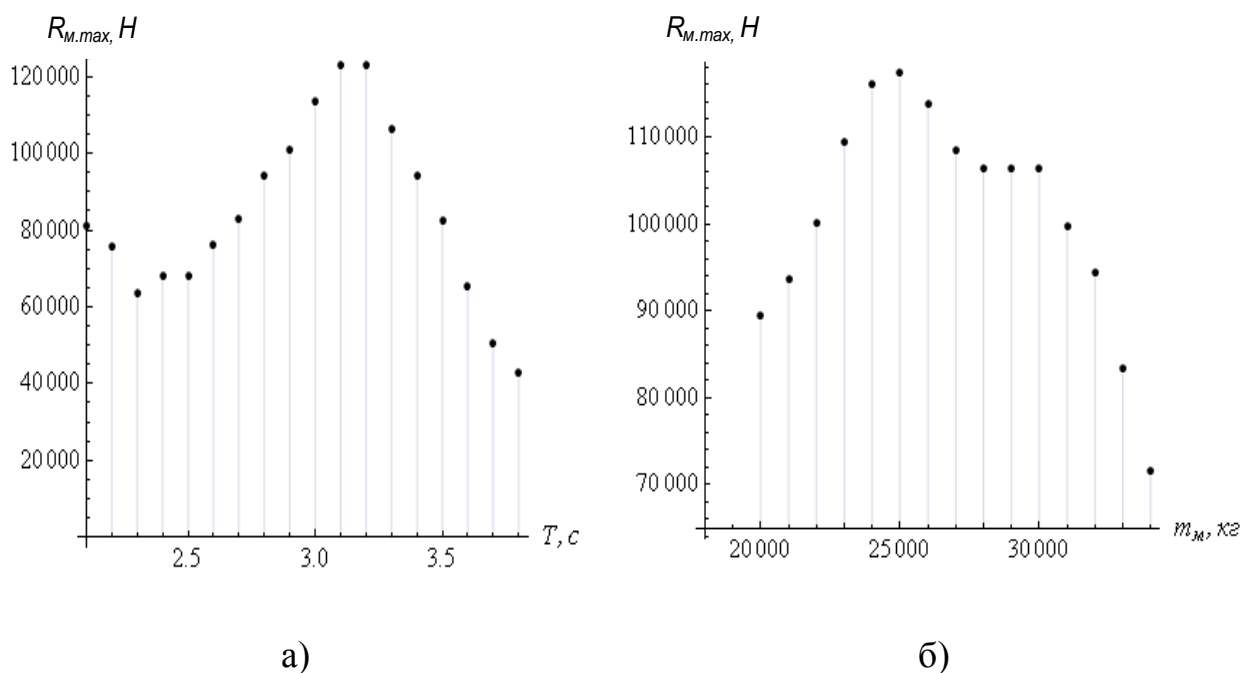


Рис. 2.17. Графіки залежності величини $R_{m,max}$ від параметрів: а) T ; б) m_m

З рис. 2.17 видно, що при $m_m=25000$ кг виникає пік показника $R_{m,max}$. Зміна m_m викликає зміну частоти власних коливань зведеної маси кранового моста. Саме при $m_m=25000$ кг виникає резонанс при коливанні кранового моста в результаті чого показник $R_{m,max}$ значно зростає.

У роботі [233] на основі динамічного аналізу двомасової динамічної моделі, яка сприймає збурення від асинхронного електроприводу, проілюстровано процес виникнення резонансу та показано, що він супроводжується значними динамічними навантаженнями у пружно-в'язкому зв'язку системи.

Для того, щоб уникнути значних динамічних навантажень, які діють у елементах крана, перед його експлуатацією необхідно визначити частоти власних коливань моста та елементів механізму переміщення. Таке дослідження необхідно виконати шляхом проведення серії експериментів та обробки отриманих даних. Надалі необхідно визначити частоту напруги

живлення двигуна при яких відбувається збіг частот власних коливань механічних елементів крана та складових електромагнітного моменту приводу. Експлуатація частотно-керованого приводу на розрахованих частотах викликає резонансні явища, які є небажаними. Тому у налаштуваннях частотного перетворювача необхідно „вирізати” частоти, на яких можливий резонанс у механізмі переміщення крана та його металокопункції.

При порівнянні динамічних показників, які наведені у табл. Б.1-Б.3, встановлено, що для їх зменшення необхідно використовувати S-подібну характеристику розгону/гальмування.

Крім того, для всіх досліджених у даній роботі характеристик бажано збільшувати параметри T та U_0 . Так, наприклад, при $T=9$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$ значення $M_{n,мах}$ для S-подібної характеристики розгону/гальмування на 27,9-36,4% менші, за ті, що отримані для лінійної характеристики і на 18,2-22,2% менші, ніж ті, що отримані для подвійної S-подібної характеристики. Значення показника $R_{м,мах}$ для S-подібної характеристики розгону/гальмування на 18,3-55,4% менші, ніж ті, що отримані для лінійної характеристики і на 23,6-54,5% менші, за показники, що отримані для подвійної S-подібної характеристики. Залежність динамічних показників руху крана від довжини гнучкого підвісу вантажу практично відсутня.

Колівання вантажу при русі крана та після його зупинки залежать від параметра T . На амплітуду коливань вантажу на гнучкому підвісі параметр U_0 не має впливу. Значення амплітуди залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі залежать від фази коливань на початку гальмування. У рамках проведених розрахункових експериментів найбільші амплітуди коливань такі: $10,97^0$ – для лінійної, $14,87^0$ – для S-подібної та $10,23^0$ – для подвійної S-подібної характеристик наростання та спадання частоти напруги живлення приводу. Підбором характеристики наростання та спадання частоти напруги живлення приводу неможливо усунути небажані коливання вантажу на гнучкому підвісі. Їх амплітуду можна лише зменшити шляхом

збільшення параметра T , що, звичайно ж, знижує продуктивність роботи крана. Для всіх розрахункових експериментів характерна наявність залишкових коливань вантажу.

Порівняння електричних показників, які наведені у табл. Б.1-Б.2, показує, що для їх зменшення необхідно проводити експлуатацію крана при відносно великих значеннях параметрів T та U_0 і використовувати S-подібну характеристику розгону/гальмування.

Значні величини показника \tilde{M}_{\max} , які отримані при дослідженні лінійної характеристики для $T=6$ сек показують, що частотне керування електроприводом крана у деяких випадках не дозволяє знизити рівень його пікових електродинамічних навантажень. Для того, щоб наперед вказати режими роботи електроприводу крана, які супроводжуються значними електричними показниками, необхідно визначити частоти на яких вони виникають та „заборонити” експлуатацію частотно-керованого приводу крана на цих частотах.

Висновки до другого розділу

1. Узагальнено математичну модель динаміки електромеханічної системи мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі за умови, що живлення приводних двигунів виконується від частотних перетворювачів.
2. Вибрано показники, за якими проводиться оцінка руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі, які відображають енергетичні, динамічні, кінематичні та електричні характеристики руху динамічної системи „мостовий кран – вантаж”.
3. Проведено аналіз руху мостового крана за вибраними показниками при роботі приводних двигунів на динамічній та статичній механічних характеристиках. Моделювання механічної характеристики із використанням рівняння Клосса є недоцільним, оскільки при цьому не враховуються важливі фактори, що впливають на динаміку руху крана.
4. Аналіз руху крана при реостатному керуванні крановим електроприводом показує: енергоефективність крана є надзвичайно низькою (втрати енергії складають не менше 68,87% від загальних енерговитрат) та існують значні резерви її підвищення; максимальне значення електромагнітного моменту двигуна у 25 раз перевищує номінальний момент; гальмування електроприводу механізму переміщення крана у режимі противмикання викликає значні динамічні навантаженні у крановому мості та у швидкохідному валу приводу крана.
5. Проведено планування розрахункових експериментів для дослідження руху крана із частотно-керованим асинхронним електроприводом. У якості незалежних факторів обрано довжину гнучкого підвісу, тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна крана, характеристику розгону та гальмування та початкову напругу живлення двигунів. Кожен фактор варіювався на трьох рівнях.

6. Розглянуто еволюцію коливань вантажу закріпленого на гнучкому підвісі при переміщенні крана та після його зупинки. Для всіх проведених розрахункових експериментів характерним є наявність залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі.
7. Зниження енерговитрат крана вимагає збільшення параметрів початкової напруги живлення електроприводу механізму переміщення крана та тривалості наростання і спадання частоти напруги живлення кранових двигунів, а також використання лінійної характеристики розгону та гальмування.
8. Для зменшення динамічних навантажень у крані бажано використовувати S-подібну характеристику розгону/гальмування та збільшувати параметри T і U_0 . При $T=9$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$ значення $M_{n,мах}$ для S-подібної характеристики розгону/гальмування на 27,9-36,4% менші, за ті, що отримані для лінійної характеристики і на 18,2-22,2% менші, ніж ті, що отримані для подвійної S-подібної характеристики. Значення показника $R_{m,мах}$ для S-подібної характеристики розгону/гальмування на 18,3-55,4% менші, ніж ті, що отримані для лінійної характеристики і на 23,6-54,5% менші, за ті, що отримані для подвійної S-подібної характеристики.
9. Зменшення максимальних значень струму та електромагнітного моменту двигуна вимагає налаштування відносно великих значень параметрів T і U_0 та використання S-подібної характеристики розгону/гальмування.
10. При використанні частотно-керованого приводу крана можливе виникнення резонансу. Для його уникнення необхідно „вирізати” частоти на виході з частотного перетворювача, на яких можливий резонанс у механізмі переміщення крана та крановій металоконструкції, що вимагає передексплуатаційних розрахунків власних частот коливань елементів крана.

РОЗДІЛ 3

СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА

3.1. Змінна довжина гнучкого підвісу вантажу у задачах оптимізації режимів руху крана

У другому розділі даної роботи показано, що аналіз режимів руху механізмів переміщення мостового крана та механізму підйому вантажу можна проводити окремо один від одного, оскільки довжина гнучкого підвісу не впливає на динамічні, кінематичні та енергетичні показники процесу переміщення крана. Цей висновок не можна поширити на синтез оптимальних режимів руху механізму переміщення крана, оскільки при роботі механізму підйому вантажу змінюється власна частота маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі. Це може призвести до того, що у кінці перехідного режиму руху механізму переміщення крана (розгін або гальмування) можуть зберігатись коливання вантажу на гнучкому підвісі. Тому необхідно проводити синтез оптимальних режимів руху механізму переміщення крана із врахуванням змінної довжини гнучкого підвісу. При цьому оптимізаційні критерії (інтегральні або термінальні), які включають параметр l , перетворюються у функції часу. Це означає, що „ціна” виконання процесу руху мостового крана із вантажем змінюється у часі. Відшукування оптимальних траєкторій руху мостового крана для вказаних критеріїв є досить складною задачею.

Постає закономірне питання: чи можна у задачах оптимізації режимів руху крана прийняти незмінною довжину гнучкого підвісі вантажу і яка вона повинна бути для того, щоб ефективно реалізувати оптимальних рух крана на практиці.

Будемо вважати, що $l = \text{var}$, причому закон зміни $l = l(t)$ відомий. Задача полягає у тому, щоб знайти деяке еквівалентне значення $l_{\text{екв}} = \text{const}$, яке б

можна було використати для синтезу оптимальних керувань механізмом переміщення крана. Найпростіший спосіб визначення $l_{екв}$ такий:

$$l_{екв} = \frac{1}{T} \int_0^T l(t) dt. \quad (3.1)$$

де T – тривалість перехідного режиму руху крана з вантажем на гнучкому підвісі. Інший спосіб знаходження $l_{екв}$ полягає у мінімізації залишкових коливань вантажу у кінці перехідного процесу. Дослідження цього способу проведено у Додатку В. Отже, існують два способи врахувати змінну довжину гнучкого підвісу вантажу:

- 1) поставити і розв'язати задачі оптимального керування мостовим краном при змінному оптимізаційному критерії, в який входить $l(t)$;
- 2) використати у розрахунках еквівалентну довжину гнучкого підвісу, яка знаходиться за виразом (3.1).

Другий спосіб не вимагає виконання складних розрахунків, що у свою чергу не накладає значних вимог на систему керування рухом механізму переміщення крана з вантажем. Однак, для того, щоб рекомендувати використання виразу (3.1) на практиці необхідно впевнитись у тому, що він не призводить до значних похибок у реалізації оптимальних законів руху крана. У подальшому всі розрахунки виконані для випадку, що довжина гнучкого підвісу змінюється у часі, однак у закон руху мостового крана входить постійна величина $l_{екв}$, яка знайдена за виразом (3.1).

3.2. Встановлення умов усунення коливань елементів крана

Для усунення небажаних коливань металоконструкції та елементів приводу крана, а також коливань вантажу на гнучкому підвісі необхідно провести аналіз математичної моделі руху крана (2.2). Мета аналізу полягає у встановленні крайових умов руху крана із вантажем на гнучкому підвісі, які у подальшому будуть використані для синтезу оптимальних керувань.

Відсутність коливань елементів крана та вантажу на гнучкому підвісі, що описується системою диференціальних рівнянь (2.2), досягається за умов:

- 1) рівності узагальнених швидкостей всіх зведених мас системи;
- 2) рівності узагальнених положень зведених мас моста, вантажу та кінцевих балок;
- 3) рівності зусилля статичного опору переміщенню крана \tilde{W} реакції, що виникає у пружному зв'язку між масами m_p та m_k .

Математично наведені вище умови можна подати у такому вигляді [234]:

$$\begin{cases} x_m(T) - x(T) = 0; \\ \dot{x}_m(T) - \dot{x}(T) = 0; \\ x_k(T) - x_m(T) = 0; \\ \dot{x}_k(T) - \dot{x}_m(T) = 0; \\ x_p(T) - x_k(T) = \frac{W}{c_p}; \\ \dot{x}_p(T) - \dot{x}_k(T) = 0, \end{cases} \quad (3.2)$$

Для того, щоб отримати аналітичний вигляд розв'язку задачі оптимального керування покладемо $k_p = k_m = 0$. Таке припущення не вносить значних похибок у реалізацію закону оптимального руху крана.

Використовуючи останнє рівняння системи (2.2), першу умову системи рівнянь (3.2) можна переписати таким чином:

$$x_m(T) - x(T) = \frac{l}{g} \ddot{x}(T). \quad (3.3)$$

Диференціюючи ліву та праву частини останнього рівняння системи рівнянь (2.2), можемо записати рівність:

$$\dot{x}_m(T) - \dot{x}(T) = \frac{l}{g} \ddot{x}(T). \quad (3.4)$$

Аналогічно, використовуючи третє та четверте рівняння системи (2.2), можемо записати третю та четверту умови системи (3.2):

$$\begin{cases} x_k(T) - x_m(T) = \frac{m_m + m}{c_m} \ddot{x}(T) + \frac{m_m}{c_m} \frac{l}{g} x^{IV}(T); \\ \dot{x}_k(T) - \dot{x}_m(T) = \frac{m_m + m}{c_m} \ddot{x}(T) + \frac{m_m}{c_m} \frac{l}{g} \dot{x}(T). \end{cases} \quad (3.5)$$

Далі, приймаючи до уваги друге, третє та четверне рівняння математичної моделі (2.2), перепишемо п'яту та шосту умови (3.2) таким чином:

$$\begin{cases} x_p(T) - x_k(T) = \frac{m_m + m + m_k}{c_m} \ddot{x}(T) + \left(\frac{m_k(m_m + m)}{c_m c_p} + \frac{m_m + m_k}{c_p} \frac{l}{g} \right) x^{IV}(T) + \\ + \frac{m_m m_k}{c_m c_p} \frac{l}{g} x^{VI}(T) + \frac{W \operatorname{sign} \left(\dot{x}(T) + \left(\frac{m_m + m}{c_m} + \frac{l}{g} \right) \ddot{x}(T) + \frac{m_m}{c_m} \frac{l}{g} \dot{x}(T) \right)}{c_p}; \\ \dot{x}_p(T) - \dot{x}_k(T) = \frac{m_m + m + m_k}{c_m} \ddot{x}(T) + \left(\frac{m_k(m_m + m)}{c_m c_p} + \frac{m_m + m_k}{c_p} \frac{l}{g} \right) \dot{x}(T) + \frac{m_m m_k}{c_m c_p} \frac{l}{g} x^{VII}(T). \end{cases} \quad (3.6)$$

Аналіз виразів (3.3)-(3.6) дає змогу встановити кінцеві умови руху вантажу, які забезпечують усунення коливань елементів мостового крана та коливань вантажу на гнучкому підвісі у момент досягнення краном усталеної швидкості та за умови проходження ним шляху s :

$$\begin{cases} x(T) = s; \\ \dot{x}(T) = v; \\ \ddot{x}(T) = \ddot{\dot{x}}(T) = x^{IV}(T) = \dot{x}^{V}(T) = x^{VII}(T) = 0; \\ x^{VI}(T) = -\frac{W c_m g}{m_m m_k l}, \end{cases} \quad (3.7)$$

де s – відстань переміщення крана за час T ;

v – усталена швидкість руху крана. Кількість умов (3.7) – вісім. Кількість початкових умов руху динамічної системи „мостовий кран-вантаж” також вісім: по дві умови (узагальнена координата та узагальнена швидкість) для руху кожної маси. Можна показати, що початкові умови руху мас m_m , m_k та

m_p виражаються через вищі похідні узагальненої координати вантажу x за часом, що впливає з математичної моделі руху крана з вантажем (2.2):

$$\begin{cases} x_m(0) = f(x(0), \ddot{x}(0)); \\ \dot{x}_m(0) = f(\dot{x}(0), \ddot{x}(0)); \\ x_k(0) = f\left(x(0), \ddot{x}(0), x^{IV}(0)\right); \\ \dot{x}_k(0) = f\left(\dot{x}(0), \ddot{x}(0), x^V(0)\right); \\ x_p(0) = f\left(x(0), \ddot{x}(0), x^{IV}(0), x^{VI}(0)\right); \\ \dot{x}_p(0) = f\left(\dot{x}(0), \ddot{x}(0), x^V(0), x^{VII}(0)\right). \end{cases} \quad (3.8)$$

Дійсно, з останнього рівняння системи (2.2) узагальнена координата зведеної маси кранового моста x_m виражається через узагальнену координату маси вантажу та її другу похідну за часом. З третього та четвертого рівнянь системи (2.2) узагальнена координата кінцевих балок моста x_k виражається через функцію x , її другу та четверту похідні за часом. Аналогічно з другого, третього та четвертого рівнянь системи (2.2) узагальнена координата приводу x_p виражається через функцію x , її другу, четверту та шосту похідні за часом. Узагальнені швидкості зведених мас знаходяться шляхом диференціювання за часом виразів відповідних узагальнених координат. Оскільки ці вирази є лінійними, то можна отримати вирази узагальнених швидкостей зведених мас системи шляхом збільшення на одиницю порядку похідних функції x у виразах відповідних узагальнених координат.

Якщо розглядати процес розгону крана із вантажем на гнучкому підвісі, то всі початкові умови є нульовими, їх кількість рівна восьми. Таким чином, для синтезу закону руху крана із вантажем на гнучкому підвісі за умов усунення коливань елементів крана та маятникових коливань вантажу до кінця перехідного процесу необхідно задати вісім початкових та вісім кінцевих умов для функції $x(t)$.

3.3. Постановка задачі оптимального керування рухом крана та її аналіз

Виходячи з наведеного вище аналізу початкових та кінцевих умов, закон руху вантажу, який дозволяє усунути коливання елементів крана та маятникові коливання вантажу до кінця перехідного процесу, повинен бути розв'язком диференціального рівняння щонайменше шістнадцятого порядку. Таке диференціальне рівняння необхідно підібрати таким чином, щоб синтезований закон руху крана доставляв екстремум деякому функціоналу.

Розв'язок задачі оптимального руху крана з вантажем на гнучкому підвісі спробуємо знайти за допомогою методу варіаційного числення. Використання варіаційного числення вимагає знаходження та розв'язування рівняння Ейлера-Пуассона [38], яке є необхідною умовою екстремуму функціоналу (оптимізаційного критерію):

$$\sum_{i=0}^n (-1)^i \frac{d^i}{dt^i} \frac{\partial P}{\partial x} = 0, \quad (3.9)$$

де P – підінтегральний вираз критерію оптимальності;

n – найбільший порядок похідної функції $x(t)$, яка входить у оптимізаційний критерій. Підінтегральний вираз повинен бути представлений у квадратичній формі [90]. У розрахунках приймемо критерій, що виражає середньоквадратичне зусилля приводу механізму переміщення крана:

$$I_{F_p^2} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T F_p^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T \left(W + A_1 \ddot{x} + A_2 \overset{IV}{x} + A_3 \overset{VI}{x} + A_4 \overset{VIII}{x} \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (3.10)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 – постійні коефіцієнти, які визначаються із наступних

виразів: $A_1 = m_m + m + m_k + m_p$; $A_2 = \frac{(m_m + m)(m_p + m_k)}{c_m} + \frac{m_p(m_m + m + m_k)}{c_p} +$

$\frac{(m_m + m_k + m_p)l}{g}$; $A_3 = \frac{(m_m + m)m_p m_k}{c_p c_m} + \left(\frac{m_p(m_m + m_k)}{c_p} + \frac{m_m(m_p + m_k)}{c_m} \right) \frac{l}{g}$; $A_4 = \frac{m_m m_p m_k}{c_p c_m} \frac{l}{g}$.

Коефіцієнти A_1, A_2, A_3, A_4 отримані на основі математичних перетворень виразів у системі рівнянь (2.2).

Підінтегральний вираз критерію (3.10) представлений квадратичною функцією, що вказує на її додатність. Вона, в свою чергу, забезпечує наявність додатного скінченного екстремуму критерію (3.10). Якщо не забезпечити додатність підінтегральної функції, то задача оптимізації руху крана при цьому втрачає фізичний сенс (мінімум критерію може сягати „ $-\infty$ ”, а максимум „ ∞ ”).

Вибір інтегрального типу критерію (3.10) для задачі оптимізації руху крана пов'язаний з тим, що такий тип критерію відображає середнє значення рушійного зусилля кранового приводу протягом часу T . Звичайно необхідно зменшити цей показник, оскільки це дозволяє знизити динамічні зусилля у механічних передачах та змінні електричні втрати у приводному двигуні, що підвищить енергоефективність крана [57].

Виконуючи дослідження функціоналу (3.10) на тип екстремуму за умовою Лежандра, можна впевнитись у тому, що критерій (3.10) може набувати мінімуму. Дісно, завжди виконується посилена умова Лежандра:

$$\frac{\partial^2 F_p^2}{\partial (x)^2} = 2A_4^2 > 0. \quad (3.11)$$

Наведемо інші динамічні показники руху мостового крана, мінімізація яких дозволяє отримати оптимальне керування, при якому коливання елементів крана і вантажу на гнучкому підвісі усуваються:

- 1) вищі похідні за часом приводного зусилля двигуна механізму переміщення крана F_p ;
- 2) четверта та вищі похідні за часом пружного зусилля у металоконструкції крана ($c_m(x_k - x_m)$);
- 3) друга та вищі похідні за часом пружного зусилля у механізмі переміщення крана ($c_p(x_p - x_k)$).

Вказані динамічні показники повинні входити у підінтегральний вираз у вигляді квадратичних форм.

Постає питання, як виконати синтез оптимальних законів руху мостового крана, якщо підінтегральний вираз оптимізаційного критерію має порядок нижче сьомого. У цьому випадку рівняння Ейлера-Пуассона буде мати порядок нижче шістнадцятого і його розв'язок не зможе забезпечити всі початкові та кінцеві умови, які потрібні для усунення коливань елементів динамічної системи „мостовий кран-вантаж”.

Проведемо аналіз оптимізаційної задачі (2.2), (3.7), (3.10). Для цього знайдемо необхідну умову мінімуму критерію (3.19) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$${}^{XVI}x + B_1 {}^{XIV}x + B_2 {}^{XII}x + B_3 {}^Xx + B_4 {}^{VIII}x + B_5 {}^{VI}x + B_6 {}^{IV}x = 0, \quad (3.12)$$

де $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ – постійні коефіцієнти, які визначаються таким чином:

$$B_1 = \frac{2A_3A_4}{A_4^2}; \quad B_2 = \frac{2A_2A_4 + A_3^2}{A_4^2}; \quad B_3 = \frac{2A_1A_4 + 2A_2A_3}{A_4^2}; \quad B_4 = \frac{2A_1A_3 + A_2^2}{A_4^2};$$

$$B_5 = \frac{2A_1A_2}{A_4^2}; \quad B_6 = \frac{A_1^2}{A_4^2}.$$

Для розв'язування однорідного диференціального рівняння (3.12) необхідно скласти характеристичне рівняння:

$$r^{16} + B_1r^{14} + B_2r^{12} + B_3r^{10} + B_4r^8 + B_5r^6 + B_6r^4 = 0, \quad (3.13)$$

яке винесенням множника r^4 та заміною $r^2=z$ зводиться до такого:

$$z^2(z^6 + B_1z^5 + B_2z^4 + B_3z^3 + B_4z^2 + B_5z + B_6) = 0. \quad (3.14)$$

Рівняння (3.14) не має розв'язків у радикалах, тому отримати розв'язок диференціального рівняння (3.12) у аналітичному вигляді неможливо. Таким

чином, оптимізаційна задача (2.2), (3.7), (3.10) не може бути розв’язана у аналітичному вигляді методом варіаційного числення. Для знаходження наближеного розв’язку поставленої задачі використаємо інші підходи.

3.4. Розв’язання задачі оптимального керування рухом мостового крана

3.4.1. Класичне варіаційне числення

Для того, щоб розв’язати оптимізаційну задачу (2.2), (3.10) виконаємо заміну підінтегрального виразу критерію (3.10). У подальшому це дасть змогу знайти наближений розв’язок задачі. Для знаходження „опорної” функції, за якою у подальшому буде виконана мінімізація інтегрального критерію (3.10), використаємо критерій:

$$I_{\left(\frac{mg}{l}(x_m - x)\right)^2} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{mg}{l} (x_m - x) \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{m^2 g^2}{Tl^2} \int_0^T (x)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.15)$$

Критерій (3.15) відображає середньоквадратичне значення третьої похідної зусилля, що виникає у крановому мості від коливань вантажу. Зменшення цього критерію дозволить знизити інтенсивність навантажень у крановому мості, що підвищить його довговічність.

Досліджуючи функціонал (3.15) на тип екстремуму, можна впевнитись у тому, що він може набувати мінімуму, оскільки завжди виконується посилена умова Лежандра:

$$\frac{\partial^2 (x)^2}{\partial x^2} = 2 > 0. \quad (3.16)$$

Умова мінімуму критерію (3.16) – рівняння Ейлера-Пуассона – представляється у такому вигляді:

$${}^{XVI}x = 0. \quad (3.17)$$

Розв'язок диференціального рівняння (3.17) є поліноміальною функцією:

$$x = \sum_{i=0}^{i=15} Q_i t^i, \quad (3.18)$$

де Q_i – коефіцієнти, які визначаються з крайових умов руху вантажу на гнучкому підвісі:

$$\begin{cases} x(0) = \dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = \overset{IV}{\ddot{x}}(0) = \overset{V}{x}(0) = \overset{VI}{x}(0) = \overset{VII}{x}(0) = 0; \\ x(T) = s; \dot{x}(T) = v; \ddot{x}(T) = \overset{IV}{\ddot{x}}(T) = \overset{V}{x}(T) = \overset{VII}{x}(T) = 0; \overset{VI}{x}(T) = \frac{-W c_m g}{m_m m_k l}. \end{cases} \quad (3.19)$$

Із врахування крайових умов (3.19) вираз (3.18) записується таким чином:

$$x = \frac{t^6}{T^{15}} \left(\frac{-W c_m g}{m_m m_k l} (t-T)^8 T^6 (8t+T) - 720st^2 (3432t^7 - 25740t^6T + 83160t^5T^2 - 150150 \times \right. \\ \left. \times t^4T^3 + 163800t^3T^4 - 108108t^2T^5 + 40040tT^6 - 6435T^7) + 720t^2(t-T)T (1716t^6 - \right. \\ \left. - 11088t^5T + 30030t^4T^2 - 43680t^3T^3 + 36036t^2T^4 - 16016tT^5 + 3003T^6)v \right). \quad (3.20)$$

У виразі (3.20) присутній параметр s , який апріорі не заданий. Це дозволяє використати його для того, щоб на „опорній” функції (3.20) мінімізувати критерій (3.10). Для цього необхідно розв'язати рівняння:

$$\frac{\partial I_{F_p^2}}{\partial s} = 0. \quad (3.21)$$

Рівняння (3.21) у розгорнутому вигляді має значний об'єм, тому не будемо його наводити. Розв'язок рівняння (3.21) має такий вигляд:

$$s = \frac{vT}{2}. \quad (3.22)$$

Підставляючи вираз (3.22) у (3.20), отримаємо функцію, яка мінімізує одночасно два критерії (3.10) та (3.15). Для отриманої функції наведемо

графіки динамічних та кінематичних функцій руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 3.1).

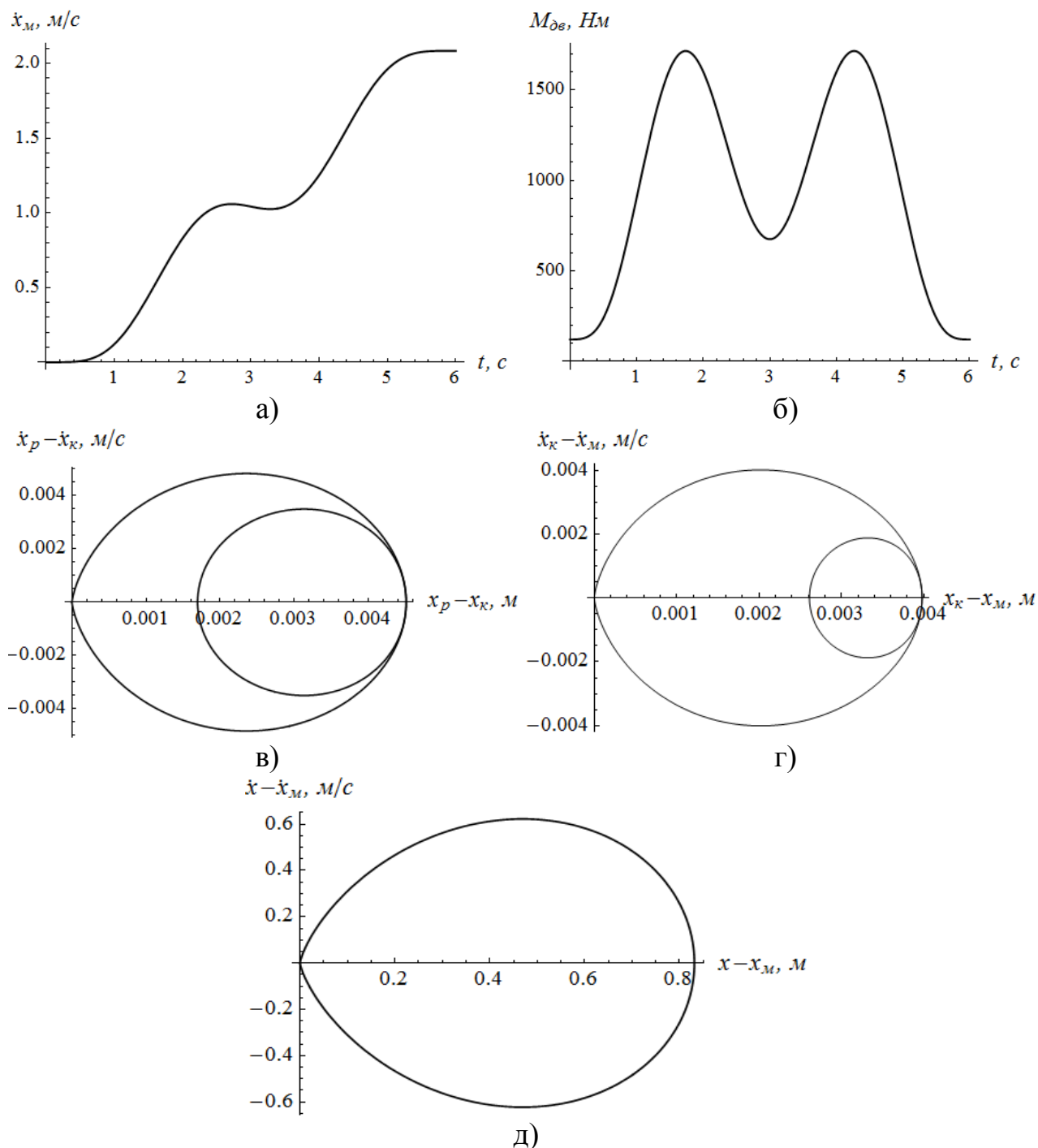


Рис. 3.1. Графіки кінематичних та динамічних характеристик руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі: а) швидкість руху моста; б) момент на валу двигуна; в) фазовий портрет коливань зведеної маси приводу відносно зведеної маси кінцевих балок; г) фазовий портрет коливань зведеної маси кінцевих балок відносно зведеної маси кранового моста; д) фазовий портрет маятникових коливань вантажу

Графіки, які наведені на рис. 3.1, показують, що у кінці перехідного режиму руху крана коливання його елементів, а також коливання вантажу на гнучкому підвісі усуваються. Наведені графіки відображають рух мостового крана без врахування динаміки його електроприводу. Із рис. 3.1 видно, що коливання елементів крана та вантажу на гнучкому підвісі усуваються в момент виходу крана на усталену швидкість. Для оцінки показників руху крана за отриманим законом (3.20), (3.22) необхідно провести розрахункові експерименти, подібні до тих, які були наведені у другому розділі роботи.

3.4.2 Розв’язування оптимізаційних задач за допомогою прямого варіаційного методу

Нехай критерій руху кранового механізму заданий у вигляді інтегрального функціоналу:

$$I = \int_{t_0}^{t_1} P(t, x(t), \dot{x}(t), \dots, x^{(k)}(t)) dt, \quad (3.23)$$

де t_0 та t_1 – початковий та кінцевий моменти часу для режиму руху механізму; k – максимальний порядок похідної функції $x(t)$, яка входить у підінтегральний вираз P критерію (3.23). Критерій (3.23) відображає небажані характеристики руху крана і тому він повинен бути мінімізований.

Оптимізація руху крана за прямим варіаційним методом полягає у тому, що шукають розв’язок багатоточкової крайової задачі, яка включає диференціальне рівняння:

$$x^{(2k+p+r)} = 0, \quad (3.24)$$

де p – кількість додаткових крайових умов, які необхідно поставити для покращення умов руху крана (наприклад, для усунення ударів у кінематичних зачепленнях);

r – кількість додаткових умов q_1, q_2, \dots, q_r . Пояснимо вибір порядку диференціального рівняння (3.24). Рівняння Ейлера-Пуассона, яке є умовою мінімуму критерію (3.23) є диференціальним рівнянням $2k$ -го порядку. Тому порядок диференціального рівняння (3.24) повинен бути не меншим за порядок рівняння Ейлера-Пуассона. Якщо ця умова не виконується, то неможливо буде знайти закон руху кранового механізму, який задовольняє фізичні крайові умови руху його елементів.

При розв'язуванні варіаційної задачі може виникнути ситуація коли постановка фізичних крайових умов руху динамічної системи призводить до того, що знайдений на їх основі оптимальний режим руху системи не задовольняє певних вимог, наприклад, щодо плавності руху системи на початку і у кінці режиму руху. Це може викликати додаткові динамічні навантаження у крановому механізмі, що є небажаним. Для того, щоб уникнути подібних випадків необхідно забезпечити плавність руху механізму у вказані моменти часу. Це досягається шляхом постановки r додаткових крайових умов в „опорній” функції, яка є розв'язком рівняння (3.24). Зазначимо, що з математичної точки зору введення у „опорну” функцію r додаткових крайових умов забезпечує мінімізацію термінальних функціоналів (у подальших дослідженнях буде показано, що термінальні функціонали набувають абсолютних екстремумів). Постановка додаткових r крайових умов, при розв'язуванні рівняння (3.24) пояснюється необхідністю введення в „опорну” функцію r параметрів q_1, q_2, \dots, q_r . Постановку додаткових r умов можна робити декількома способами: 1) задати значення „опорної” функції у різні моменти часу на інтервалі $[t_0; t_1]$, наприклад, $x^{(i)}(\frac{t_1 - t_0}{r+1}) = q_i, i=0, 1, \dots, r-1$; 2) задати значення „опорної” функції та її вищих похідних у один момент часу, наприклад, посередині інтервалу $[t_0; t_1]$ $x^{(i)}(\frac{t_1 - t_0}{2}) = q_i, i=0, 1, \dots, r-1$; 3) задати значення „опорної” функції та її вищих похідних у різні моменти часу. Всі способи задання r додаткових умов приводять до однакових результатів. Розв'язок рівняння (3.24) буде залежати

від $2k$ крайових умов, які задаються з фізичних міркувань, p додаткових умов, які задаються з міркувань покращення режиму руху механічної системи та r додаткових умов, які у подальшому використовуються для знаходження наближеного розв'язку варіаційної задачі. Розв'язок диференціального рівняння (3.24) є „опорною” функцією, на якій шукається наближений розв'язок вихідної задачі. Для цього на основі „опорної” функції знаходять підінтегральний вираз функціоналу, який включає параметри q_i , тобто $P(t, x(t, q_1, q_2, \dots, q_r), \dot{x}(t, q_1, q_2, \dots, q_r), \dots, x(t, q_1, q_2, \dots, q_r))$. Після цього знаходять визначений інтеграл (3.35), який є функцією параметрів $I=f(q_1, q_2, \dots, q_r)$. Щоб знайти екстремум функції I необхідно розв'язати систему рівнянь:

$$\frac{\partial I}{\partial q_i} = 0, \quad (i = 1, 2, \dots, r) \quad (3.25)$$

відносно невідомих параметрів q_1, q_2, \dots, q_r . У випадку використання квадратичних інтегральних критеріїв та лінійної математичної моделі система алгебраїчних рівнянь (3.25) є лінійною. Підставляючи отримані параметри q_1, q_2, \dots, q_r у вираз „опорної” функції, знаходять наближений розв'язок варіаційної задачі. Головною перевагою прямого варіаційного методу [102] є те, що він дозволяє знайти наближений розв'язок оптимізаційної задачі [235, 236], яка не може бути розв'язана аналітично. Узагальнення прямого варіаційного методу наведено у Додатку Г.

3.4.3. Прямий варіаційний метод

Для знаходження розв'язку варіаційної задачі (2.2), (3.7), (3.8), (3.10) застосуємо прямий варіаційний метод [102], Для цього знайдемо розв'язок крайової задачі [237]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{XVIII} \\ x = 0. \\ \left\{ \begin{array}{l} x(0) = \dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = \overset{IV}{\ddot{x}}(0) = \overset{V}{x}(0) = \overset{VI}{\dot{x}}(0) = \overset{VII}{x}(0) = 0; \\ x\left(\frac{T}{2}\right) = q_1; \dot{x}\left(\frac{T}{2}\right) = q_2; \ddot{x}\left(\frac{T}{2}\right) = q_3; \\ \dot{x}(T) = v; \\ \ddot{x}(T) = \overset{IV}{\ddot{x}}(T) = \overset{V}{x}(T) = \overset{VII}{\dot{x}}(T) = 0; \\ \overset{VI}{x}(T) = -W c_m g / m_m m_k l, \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (3.26)$$

де q_1, q_2, q_3 – постійні параметри. В крайових умовах (3.26) обрано три постійні параметри q_1, q_2, q_3 , оскільки така кількість забезпечує достатнє наближення до точного розв’язку. Подальше збільшення крайових умов не значно впливає на точність результату, а лише збільшує його громіздкість. Розв’язок крайової задачі (3.26) такий:

$$\begin{aligned} x = & -\frac{1}{65718720T^{16}} t^7 ((2t-T)T((2t-T)((2t-T)(-2880(1543862\alpha^6 - \\ & -102458862\alpha^5 T + 284974668\alpha^4 T^2 - 42552158\alpha^3 T^3 + 360103125\alpha^2 T^4 - \\ & -163947975\alpha T^5 + 31419172T^6)v + (lm_k m_m)^{-1} g T^5 (281460t^6 - 1797050 \times \\ & \times t^5 T + 4791768\alpha^4 T^2 - 6832272\alpha^3 T^3 + 5496030\alpha^2 T^4 - 2365995\alpha T^5 + \\ & + 426072\alpha^6) W c_m) + 1474560T(33932t^7 - 249536\alpha^6 T + 788602\alpha^5 T^2 - 1388776 \times \\ & \times t^4 T^3 + 1472496\alpha^3 T^4 - 940452\alpha^2 T^5 + 335213\alpha T^6 - 51480T^7) q_1) - 5898240 \times \\ & \times (114688\alpha^8 - 927412\alpha^7 T + 3284716\alpha^6 T^2 - 6656758\alpha^5 T^3 + 8444872\alpha^4 T^4 - \\ & - 6869512\alpha^3 T^5 + 3500578\alpha^2 T^6 - 1022243\alpha T^7 + 131072T^8) q_2) + 94371840 \times \\ & \times (90090t^9 - 768768\alpha^8 T + 2908620\alpha^7 T^2 - 6403320\alpha^6 T^3 + 9039030\alpha^5 T^4 - \\ & - 8484840\alpha^4 T^5 + 5297292\alpha^3 T^6 - 2122120\alpha^2 T^7 + 495495\alpha T^8 - 51480T^9) q_3). \end{aligned} \quad (3.27)$$

Отримавши функцію (3.27), неважко знайти інтеграл (3.10). Для того, щоб „опорна” функція (3.27) доставляла мінімум критерію (3.10) необхідно розв’язати систему алгебраїчних рівнянь:

$$\frac{\partial I_{F_p^2}}{\partial q_i} = 0, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.28)$$

відносно параметрів q_1, q_2, q_3 . Підставляючи розв'язки системи алгебраїчних рівнянь (3.28) у вираз (3.27), отримаємо функцію, яка є наближенням до екстремалі функціонала (3.10). Наведемо графіки функцій, які отримані на основі виразу (3.27) (рис. 3.2).

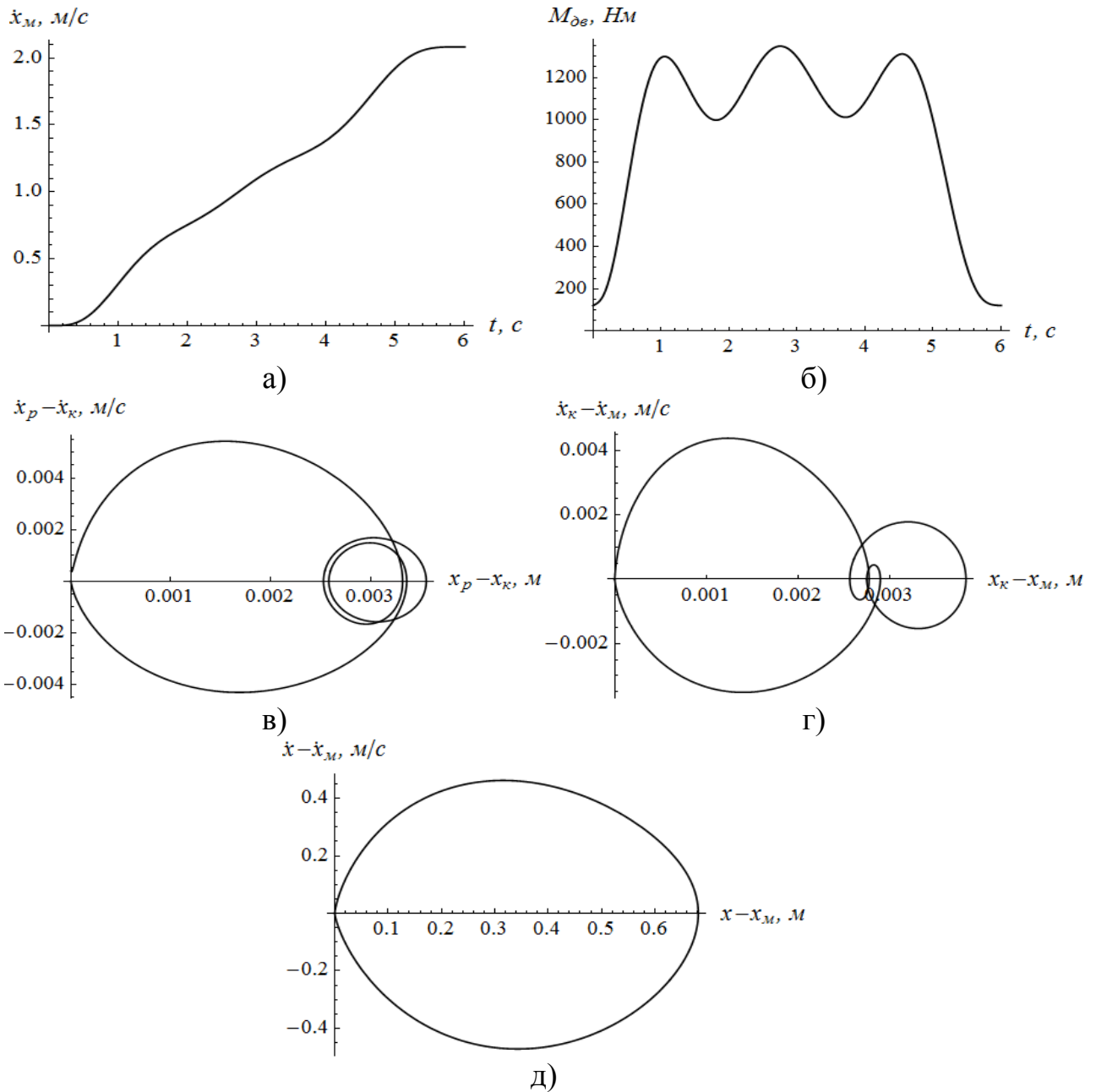


Рис. 3.2. Графіки кінематичних та динамічних характеристик руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі: а) швидкість руху моста; б) момент на валу двигуна; в) фазовий портрет коливань зведеної маси приводу відносно зведеної маси кінцевих балок; г) фазовий портрет коливань зведеної маси кінцевих балок відносно зведеної маси кранового моста; д) фазовий портрет маятникових коливань вантажу

3.4.4. Прямий варіаційний метод (двомасова динамічна модель)

У попередніх дослідженнях для опису динаміки руху мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі використано чотиримасову динамічну модель, яка враховує пружні коливання кранового моста та елементів приводу. Вказані коливання є високочастотними, на відміну від коливань вантажу на гнучкому підвісі. Для подальших досліджень використаємо двомасову динамічну модель крана з вантажем на гнучкому підвісі, яка описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - W \operatorname{sign}(\dot{x}_1); \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l} (x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (3.29)$$

де m_1 – зведена маса приводного механізму, кінцевих балок і кранового моста;

m_2 – маса вантажу;

x_1, x_2 – узагальнені координати відповідних зведених мас системи;

F – тягове або гальмівне зусилля, що діє на кран;

W – зведена сила опору переміщенню крана. Модель (3.29) відома у науковій літературі: вона використана для дослідження динаміки кранів [2-7, 24] та оптимізації режимів їх руху [57, 60-70, 79, 90, 104].

Задача полягає у тому, що необхідно забезпечити мінімізацію середньоквадратичного значення зусилля, що діє на кран протягом його розгону:

$$I_{F^2} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T F^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{m_1 l}{g} \ddot{x}_2 + (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 + W \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min \quad (3.30)$$

при умові, що середньоквадратичне значення відхилення канату з вантажем від вертикалі задано:

$$\left[\frac{1}{T} \int_0^T (x_1 - x_2)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{l}{g} \ddot{x}_2 \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \Delta \tilde{x} \quad (3.31)$$

або:

$$\int_0^T \ddot{x}_2^2 dt = \frac{\Delta \tilde{x}^2 T g^2}{l^2}. \quad (3.32)$$

де $\Delta \tilde{x}$ – середньоквадратичне значення відхилення канату з вантажем від вертикалі, яке визначається виходячи з додаткових (технологічних) умов переміщення крана з вантажем [102]. Зазначимо, що фізична сутність критеріїв (3.10) та (3.30) однакова, їх різниця у тому, що вони записані для різних моделей руху крана з вантажем на гнучкому підвісі.

Для розв'язування поставленої задачі необхідно знайти розв'язок крайової задачі:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{III} \\ x_2 = 0. \\ \left\{ \begin{array}{l} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \overset{IV}{\ddot{x}_2(0)} = \overset{IV}{x_2(0)} = 0; \\ x_2\left(\frac{T}{2}\right) = q_1, \quad \dot{x}_2\left(\frac{T}{2}\right) = q_2; \\ x_2(T) = \frac{vT}{2}, \quad \dot{x}_2(T) = v, \quad \ddot{x}_2(T) = \overset{IV}{\ddot{x}_2(T)} = \overset{IV}{x_2(T)} = 0. \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (3.33)$$

Крайові умови задачі (3.33) дозволяють синтезувати функцію, за якою коливання вантажу усуваються протягом розгону крана. При цьому на початку та у кінці руху кран має нульові прискорення. Що стосується додаткових умов поставлених посередині інтервалу $[0, T]$, то одна з них використана для екстремізації функціоналу, а інша – для виконання ізопериметричної умови (3.32). Розв'язок крайової задачі (3.33) такий:

$$x_2 = \frac{t^5}{2T^{10}} (-1024(t-T)^5 (2q_1 + 2q_2 t - q_2 T) + (-2t+T)^2 (256t^4 - 1117t^3 T + 1844t^2 T^2 - 1368t T^3 + 386T^4) v). \quad (3.34)$$

Використовуючи залежність (3.34) та її вищі похідні за часом, знайдемо вираз функціоналу (3.30):

$$I_{F_{\text{оин}}}^2 = \frac{40}{969969g^2T^7} (27132l^2m_1^2(262144(20q_1^2 + 3q_2^2T^2) - 3072t_1(255q_1 + 256q_2T)v + 226659T^2v^2) + g^2(m_1 + m_2)^2T^4(131072(76q_1^2 + 5q_2^2T^2) - 256 \times T(7581q_1 + 2560q_2T)v + 289525T^2v^2) - 114glm_1(m_1 + m_2)T^2(262144(68 \times q_1^2 + 7q_2^2T^2) - 57344T(51q_1 + 32q_2T)v + 58620lT^2v^2)). \quad (3.35)$$

Візьмемо частинну похідну цього виразу за параметром q_1 та прирівняємо отримане до нуля в результаті чого отримаємо алгебраїчне рівняння. Надалі, знаючи функцію x_2 , запишемо рівняння (3.32). Отже, ми отримали систему двох рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{10240}{51051g^2T^7} (g^2(m_1 + m_2)^2T^4(4096q_1 - 399Tv) + 28560l^2m_1^2(2048q_1 - 153Tv) + 3264glm_1(m_1 + m_2)T^2(-256q_1 + 21Tv)) = 0; \\ \sqrt{\frac{l^2(131072(76q_1^2 + 5q_2^2T^2) - 256T(7581q_1 + 2560q_2T)v + 289525T^2v^2)}{g^2T^4}} - \frac{\Delta\tilde{x}}{2} \sqrt{\frac{969969}{10}} = 0, \end{cases} \quad (3.36)$$

яка має такі розв'язки:

$$\begin{cases} q_1 = \frac{21T(208080l^2m_1^2 - 3264glm_1(m_1 + m_2)T^2 + 19g^2(m_1 + m_2)^2T^4)v}{4096(14280l^2m_1^2 - 204glm_1(m_1 + m_2)T^2 + g^2(m_1 + m_2)^2T^4)}; \\ q_2 = (5120l^2(14280l^2m_1^2 - 204glm_1(m_1 + m_2)T^2)^2v + \sqrt{6783}[-l^2 \times (14280l^2m_1^2 - 204glm_1(m_1 + m_2)T^2 + g^2(m_1 + m_2)^2T^4)^2(174581568000 \times l^6m_1^4v^2 - 4760380800gl^5m_1^3(m_1 + m_2)T^2v^2 + 233376g^5lm_1(m_1 + m_2)^3T^8 \times \Delta\tilde{x}^2 - 572(m_1 + m_2)^4T^{10}\Delta\tilde{x}^2 + 3g^4l^2(m_1 + m_2)^2T^6(245(m_1 + m_2)^2T^2v^2 - 13380224m_1^2\Delta\tilde{x}^2) + 1456560g^2l^4m_1^2T^2(37(m_1 + m_2)^2T^2v^2 - 80080m_1^2\Delta\tilde{x}^2) + 42840g^3l^3m_1(m_1 + m_2)T^4(-7(m_1 + m_2)^2T^2v^2 + 77792m_1^2\Delta\tilde{x}^2)]^{\frac{1}{2}}][10240 \times l^2(14280l^2m_1^2 - 204glm_1(m_1 + m_2)T^2 + g^2(m_1 + m_2)^2T^4)^2]^{-1}. \end{cases} \quad (3.37)$$

Підставляючи вирази (3.37) у залежність (3.34), отримаємо наближений розв'язок варіаційної задачі. Побудуємо графіки кінематичних та динамічної

функцій, які відповідають наближеному розв'язку задачі при $\Delta\tilde{x}=0,42$ м (рис. 3.3).

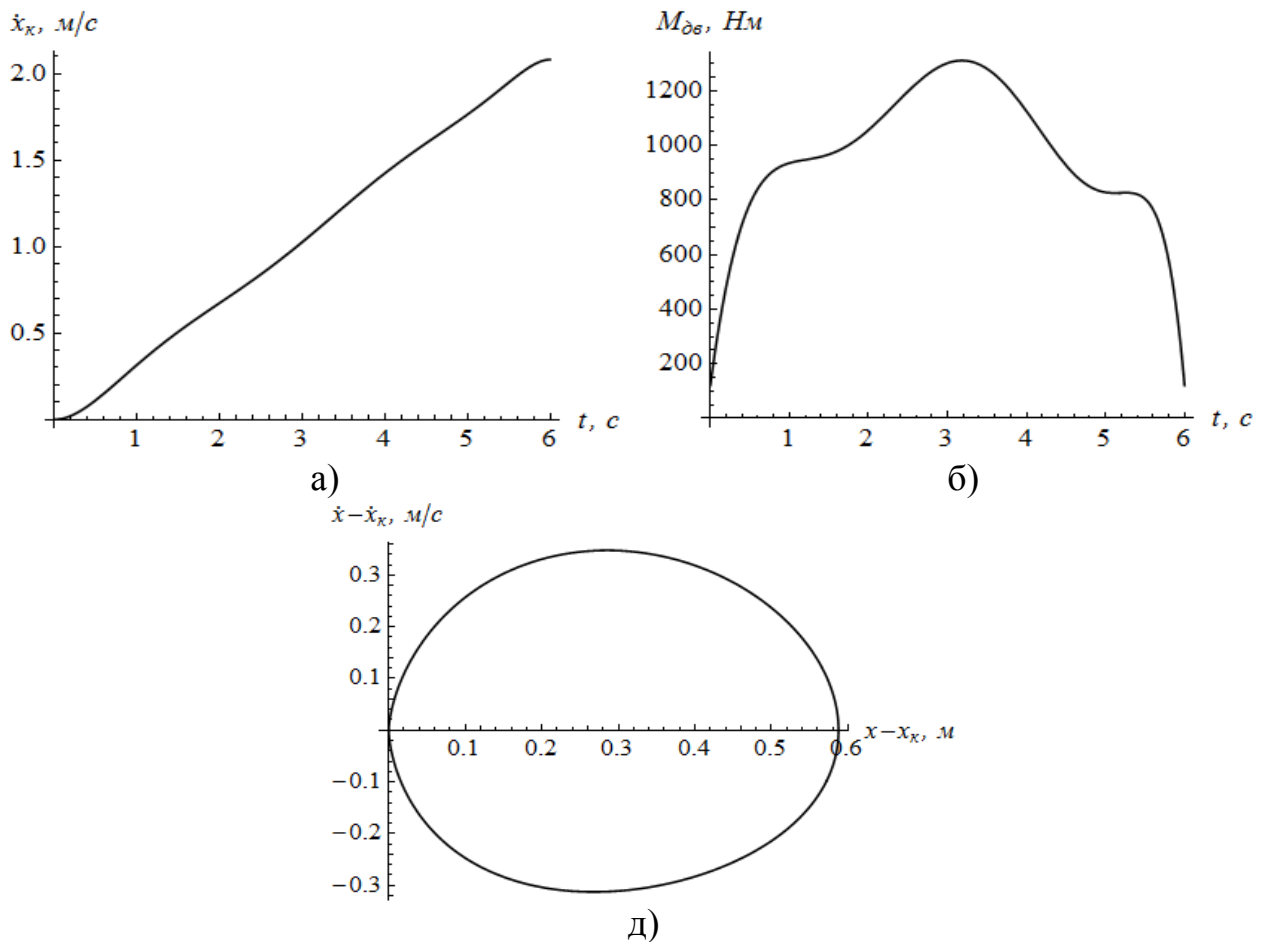


Рис. 3.3. Графіки кінематичних та динамічних характеристик руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі: а) швидкість руху крана; б) момент на валу двигуна; в) фазовий портрет коливань маятникових коливань вантажу

Отже, прямий варіаційний метод дозволяє розв'язувати варіаційні задачі з ізопериметричними умовами. У якості ізопериметричних умов можуть виступати вирази, які відображають обмеження, що накладаються на середні значення кінематичних та динамічних показників руху крана. Введення у оптимізаційну задачу ізопериметричних умов дозволяє забезпечити додаткові технологічні вимоги щодо руху крана.

Тривалість руху крана за знайденими у п. 3.4 законами на 33-51% більша, ніж за законами оптимальної швидкодії, що отримані у роботах А.О. Смахова, М.І. Єрофєєва, Григорова О.В., Герасимьяка Р.П. та інших

дослідників. У той же час при рівності максимальних значень приводних зусиль середньоквадратичне значення приводного зусилля на етапах розгону та гальмування крана для отриманих законів на 52-66% менше.

3.5. Уточнення законів керування рухом крана та планування розрахункових експериментів

Для того, щоб реалізувати оптимальні закони руху мостового крана на практиці необхідно певним чином керувати частотою та напругою живлення приводних двигунів. У другому розділі для моделювання руху крана були використані стандартні закони зміни частоти, які характеризуються неперервністю зміни частоти у часі. Однак, оптимальні закони руху крана є нестандартними для частотних перетворювачів і тому для практичної реалізації оптимального керування необхідно перетворити неперервні закони у дискретну форму. Справа у тому, що передача сигналів у мехатронній системі крана відбувається у цифровій формі по промисловій шині даних [238] (можуть використовуватись різноманітні протоколи передачі даних CANOpen, RS-485, DeviceNet, USB, Ethernet та інші). Цифрова форма представлення даних означає його дискретизацію за часом і за рівнем. Дискретна форма оптимального закону керування представляється у вигляді двовірного масиву. Для унаочнення такої форми закону руху крана представимо його у вигляді таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Дискретна форма оптимального закону керування рухом крана

Дискретний час	t_0	t_1	t_2	...	t_{i-1}	t_i	t_{i+1}	...	t_{N-1}	t_N
Дискретна частота	f_0	f_1	f_2	...	f_{i-1}	f_i	f_{i+1}	...	f_{N-1}	f_N

У таблиці 3.1 використані такі позначення: t_i – i -те значення дискретного часу; f_i – i -те значення дискретної частоти напруги живлення

кранових двигунів; N – кількість дискретних значень частоти або часу (розмірність масиву), яка визначається за виразом:

$$N = \frac{T}{\Delta t}, \quad (3.38)$$

де Δt – тривалість часу між сусідніми дискретними значеннями часу (крок часу). Показник i пробігає значення від 0 до N . Алгоритм формування уточненого закону зміни частоти напруги живлення двигуна наведено у Додатку Д. Покажемо уточнений закон зміни частоти напруги живлення двигунів, що відповідає оптимальному закону (3.20) і (3.22) (рис. 3.4).

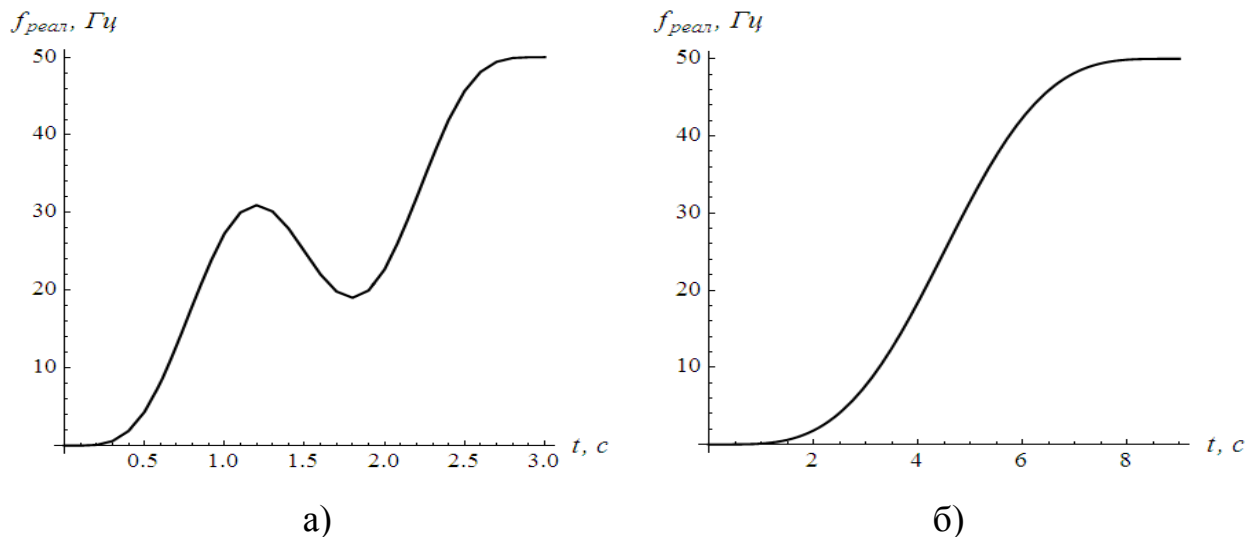


Рис. 3.4. Уточнений закон зміни частоти напруги живлення приводних двигунів при значенні T : а) 3 сек; б) 9 сек

З рис. 3.4 видно, що при збільшенні тривалості перехідних процесів руху мостового крана задання частоти здійснюється більш плавно, тобто уточнений закон зміни частоти краще наближається до вихідного.

Дамо умовні назви уточненим законам зміни частоти напруги живлення приводних двигунів. Уточнений закон, який отриманий за допомогою виразів (3.20) і (3.22) і доставляє мінімум критеріям (3.10) та (3.15), назвемо кінематично-динамічним. Уточнений закон, який отриманий з виразу (3.27), що мінімізує критерій (3.10), назвемо динамічним. Уточнений

закон, який розраховано за допомогою виразів (3.34) і (3.37), які мінімізують критерій (3.30) при забезпеченні ізопериметричної умови (3.31), назвемо ізопериметрично-динамічним.

У реальних умовах експлуатації механізми переміщення крана (кранового візка) та підйому вантажу, як правило, працюють одночасно. Моделювання руху мостового крана проведемо при умові, що довжина гнучкого підвісу протягом перехідних процесів руху крана змінюється з постійною швидкістю 0,25 м/с, причому при розгоні крана вантаж піднімається, а при гальмуванні опускається. Лінійна зміна положення вантажу у вертикальній площині ґрунтується на нехтуванні пружними коливаннями вантажу на канаті у вертикальному напрямку. Визначення параметра l , який входить в уточнені закони, виконано за виразом (3.1).

Подальше дослідження уточнених законів руху крана з вантажем на гнучкому підвісі виконаємо за допомогою розрахункових експериментів [208, 239, 240]. Розрахункові експерименти проведені для незалежних факторів: 1) початкової довжини гнучкого підвісу l_0 (величина l_0 варіюється на рівнях: 2,25, 7,25 та 14,25 м); початкової напруги живлення двигуна U_0 ; 3) тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення приводу T . Рівні варіації незалежних факторів U_0 та T обрані такими ж як і в другому розділі. Для певних параметрів динамічної системи „мостовий кран-вантаж” кінематично-динамічний закон руху крана передбачає зміну напрямку обертання магнітного поля статора, що спричиняє значні енерговитрати. Вказані режими руху не досліджувались.

3.6. Аналіз результатів розрахункових експериментів

3.6.1. Кінематично-динамічний закон руху

Для того, щоб оцінити кінематично-динамічний закон руху були проведені розрахункові експерименти аналогічні тим, які описані у другому

розділі. Всі показники, які отримані у результаті проведених розрахункових експериментів для даного закону руху крана, згруповані у таблиці Е.1 (Додаток Е). Фактор T значно впливає на енергетичні показники руху крана. Із аналізу даних, які наведені у табл. Е.1, випливає, що кран рекомендується експлуатувати при відносно великих величинах T та U_0 . При $T=6$ сек та при $T=9$ сек зростання параметра U_0 від $0,1U_{ном}$ до $0,3U_{ном}$ призводить до різкого зниження витрат електроенергії. Для того, щоб наглядно оцінити енерговитрати наведемо графіки швидкості руху крана (рис. 3.5), які отримані на основі проведених розрахункових експериментів.

На рис. 3.5 лініями сірого кольору показано графіки функцій, які пропорційні швидкості ідеального холостого ходу двигуна (задана швидкість руху). Лінії чорного кольору на рис. 3.5 показують графіки отримані при розв'язуванні системи диференціальних рівнянь (2.2). З рис. 3.5 випливає, що при значній величині U_0 електромагнітний момент двигуна спричиняє інтенсивну зміну швидкості руху крана, а відхилення швидкості руху крана від заданої є незначним (рис. 3.5, б).

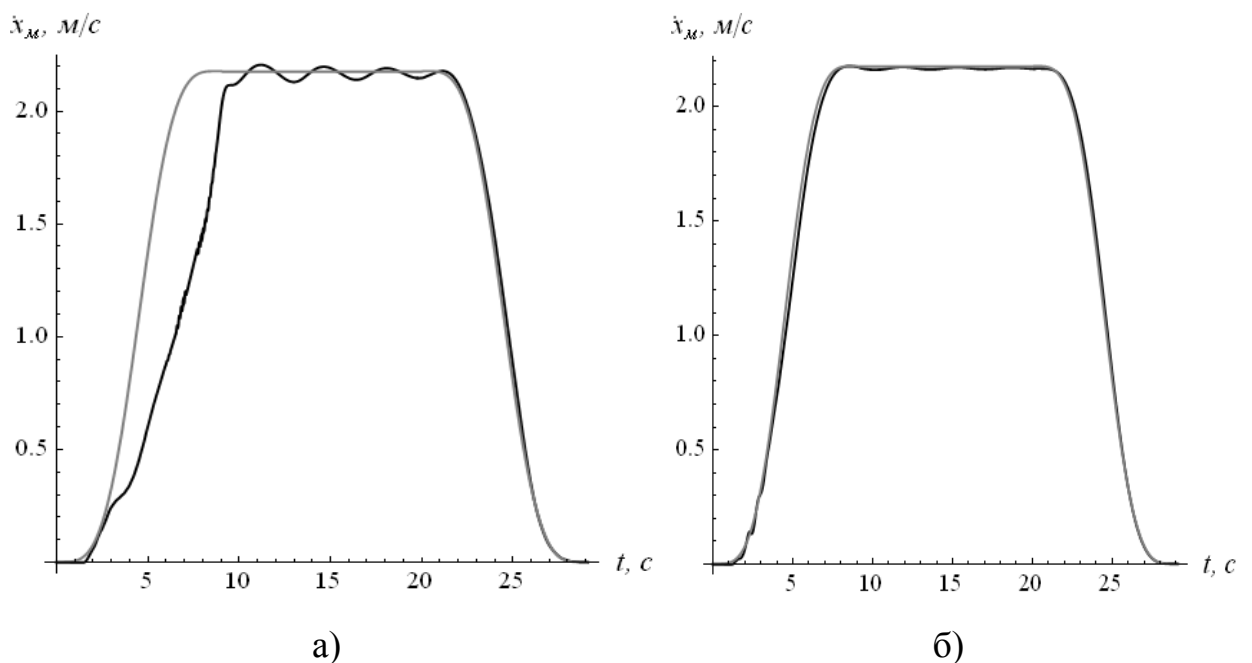


Рис. 3.5. Графіки швидкості руху крана при $T=9$ сек та початковій напрузі живлення приводу: а) $U_0=0,1U_{ном}$; б) $U_0=0,3U_{ном}$

В іншому випадку (рис. 3.5, а) зростання швидкості крана проходить повільно, що супроводжується значними енерговитратами в електроприводі крана. Таким чином, для того, щоб зменшити енерговитрати у електроприводі крана необхідно зменшити різницю заданої та реальної швидкостей двигунів механізму переміщення крана. Цього можна досягнути шляхом збільшення електромагнітного моменту двигуна, яке реалізується за допомогою відповідного зростання параметра U_0 .

Крім того, точне відпрацювання заданої швидкості руху крана призводить до практично повного усунення коливань вантажу у момент зупинки крана. Так при $U_0=0,3U_{ном}$ та $T=6$ сек максимальна амплітуда коливань вантажу рівна $1,90^\circ$, а при $T=9$ сек – $0,69^\circ$. Наведені на рис. 3.6 фазові портрети коливань вантажу підтверджують зроблені вище висновки: на рис. 3.6 товста лінія ілюструє граничний цикл коливань вантажу, які залишаються після зупинки крана.

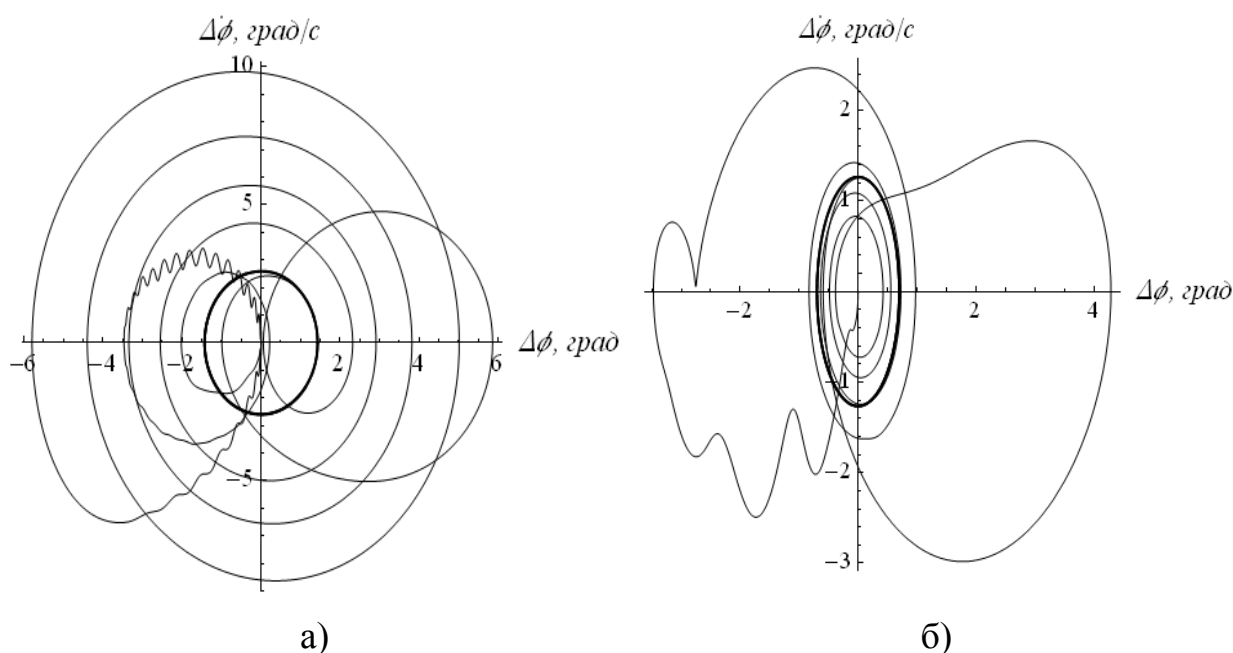


Рис. 3.6. Фазові портрети коливань вантажу на гнучкому підвісі при початковій напрузі живлення приводу: а) $U_0=0,1U_{ном}$; б) $U_0=0,3U_{ном}$

Аналіз динамічних показників руху крана вказує на те, що експлуатувати привод крана при налаштуванні $T=3$ сек не бажано. На рис. 3.7 показані графіки функцій, які відповідають руху крана за умов $T=9$ сек та

$U_0=0,1U_{ном}$ (графіки сірого кольору), $T=9$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$ (графіки чорного кольору).

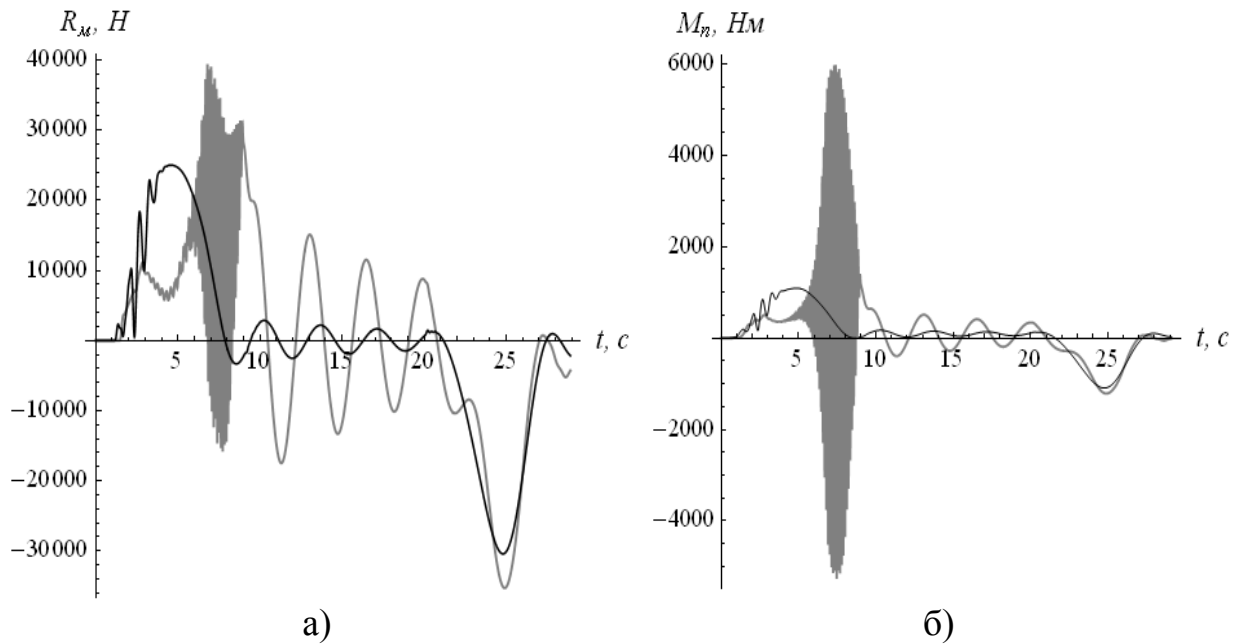


Рис. 3.7. Графіки динамічних показників руху крана: а) зведене зусилля у мості; б) момент на швидкохідному валу привода

Для зниження динамічних навантажень у механізмі переміщення крана та крановому мості необхідно налаштувати відносно велике значення параметра U_0 . Раціональне налаштування параметра U_0 при $T=6$ сек дозволяє у 4,54-4,98 рази знизити показник $M_{n,мах}$ у порівнянні з реостатним керуванням кранових двигунів та їх гальмування у режимі противмикання. Аналогічно при $T=9$ сек показник $M_{n,мах}$ зменшується у 5,38-6,42 рази. Для зниження показника $R_{m,мах}$ бажано збільшувати параметри T та U_0 .

Для зниження небажаних електричних показників роботи крана також необхідно збільшувати параметри T та U_0 . Налаштуванням параметрів T і U_0 вдається досягти зниження піку електромагнітного моменту двигуна у 9,17 рази, а піку струму – у 3,62 рази (тут і далі показники отримані для частотного керування порівнюються з відповідними показниками для реостатного керування крановими двигунами). Зниження максимальних значень електричних показників пов'язано з тим, що вільна складова струму електроприводу крана під час електромагнітного перехідного процесу є

незначною. З рис. 3.8 видно що, при $U_0=0,3U_{ном}$ електромагнітний момент двигуна не має значної високочастотної складової, що відображається у зниженні динамічних зусиль в приводному механізмі крана.

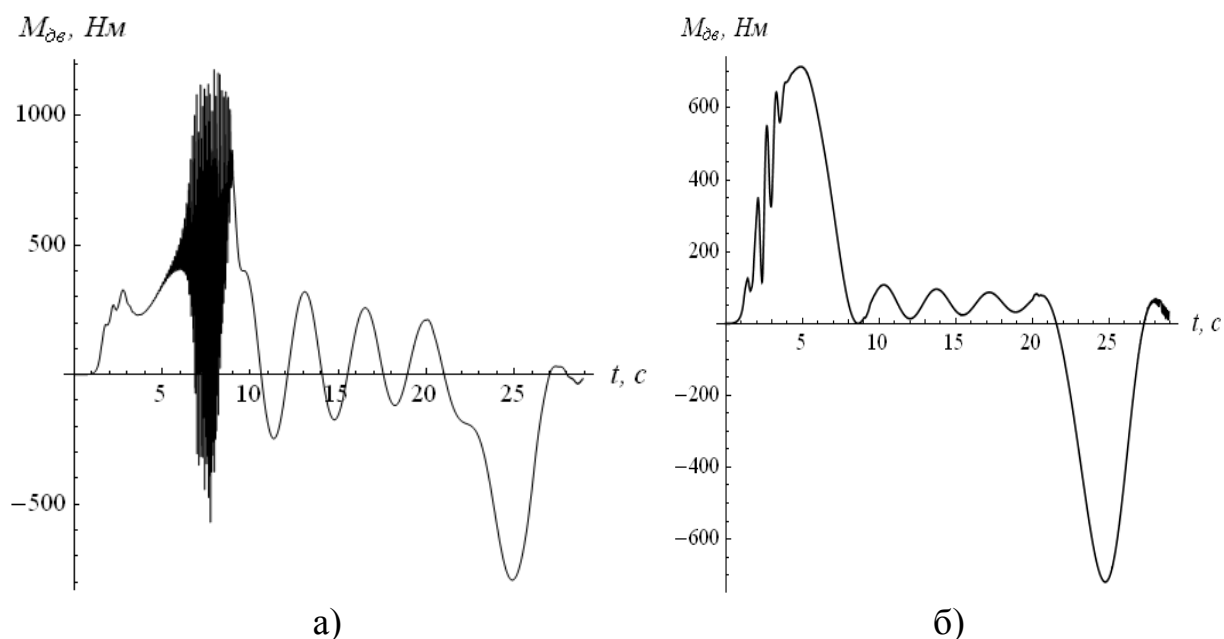


Рис. 3.8. Графіки електромагнітного моменту двигуна механізму переміщення крана, які отримані при: а) $T=9$ сек та $U_0=0,1U_{ном}$; б) $T=9$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$

3.6.2. Динамічний закон руху

Всі дані, які отримані при виконанні розрахункових експериментів для динамічного закону руху, занесені у таблицю Е.2 Додатку Е.

Для досліджуваного оптимального закону руху показники T та U_0 значно впливають на енергетичні показники роботи крана. При невеликому значенні параметра T варіація параметра U_0 практично не відображається на енергетичних показниках роботи крана. З табл. Е.2 випливає, що при $T=6$ сек або $T=9$ сек зниження енергоспоживання крана досягається за рахунок збільшення параметра U_0 . Причиною підвищення енергоефективності роботи крана є зниження небажаних витрат енергії, які йдуть на нагрів електроприводу механізму переміщення крана. Таким чином, при експлуатації крана, який обладнано частотно-керованим електроприводним

механізмом, необхідно налаштовувати відносно великі значення параметрів T та U_0 . Залежність енергетичних показників від довжини гнучкого підвісу відсутня.

Налаштування значних величин T та U_0 дозволяє знизити рівень динамічних навантажень у приводному механізмі крана та крановому мості (рис. 3.9). З рис. 3.9, а видно, що при нульовій величині параметра U_0 тривалість перехідного процесу у електромеханічній системі крана затягується, а сам перехідний процес супроводжується значними знакозмінними навантаженнями кранового моста.

Співставлення графіків на рис. 3.9, а та на рис. 3.9, б показує, що пік навантаження кранового моста для $U_0=0,3U_{ном}$ виникає на початку його руху, а для $U_0=0$ пікові навантаження виникають протягом усього процесу розгону крана, який триває близько 9,8 секунд.

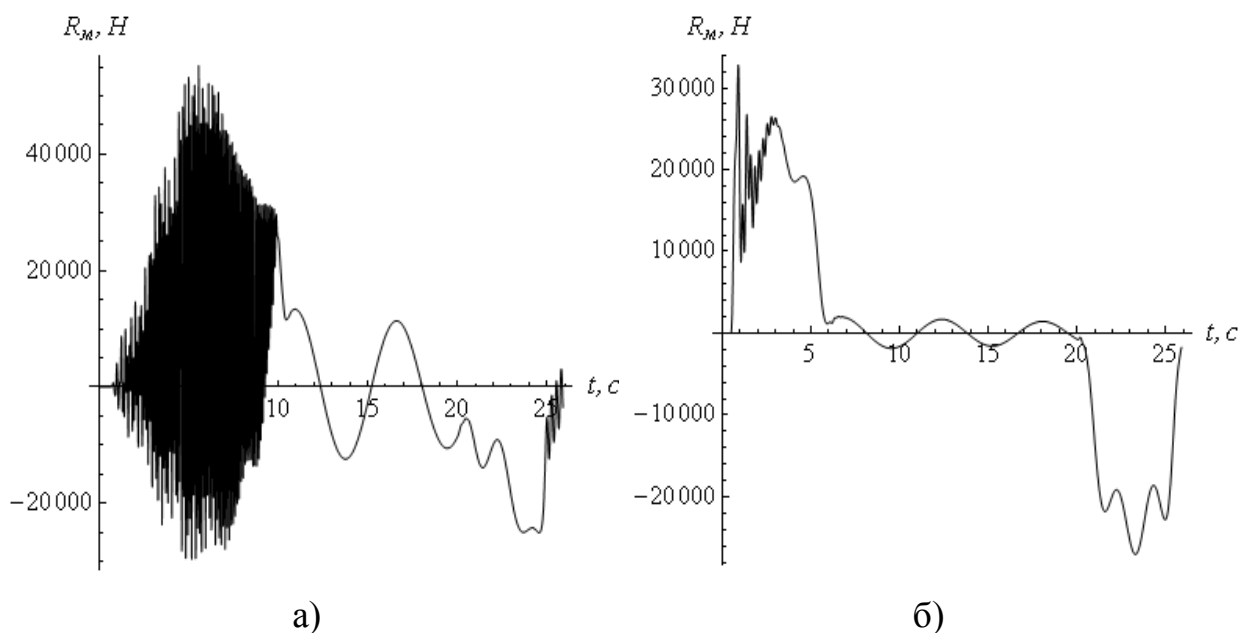


Рис. 3.9. Графіки зведеного зусилля у крановому мості, які отримані при $T=6$ сек та початковій напрузі живлення двигунів:

а) $U_0=0$; б) $U_0=0,3U_{ном}$

Збільшення фактора T подовжує тривалість руху крана, що знижує його продуктивність. При експлуатації крана бажано задовольняти вимоги щодо високої продуктивності крана та невеликої динамічної навантаженості

його елементів, що можливо реалізувати за допомогою поєднання частотного керування електроприводу крана з регулюванням його руху (детальніше про це буде сказано нижче).

При $T=6$ сек досягається зменшення показника $M_{n.max}$ у 4,47 рази, а показника $R_{m.max}$ у 4,00 рази. При $T=9$ сек показник $M_{n.max}$ зменшився у 6,64 рази, а показник $R_{m.max}$ у 5,94 рази (розрахунки виконані для $U_0=0,3U_{ном}$).

Аналогічні висновки можна зробити і для електричних показників роботи крана. Рациональне налаштування показників T та U_0 дозволяє знизити максимальний електромагнітний момент двигуна у 9,44 рази, а максимальний струм двигуна у 3,95 рази. Збільшення параметра U_0 дозволяє вже на початку руху крана створити значний електромагнітний момент у його приводних двигунах (рис. 3.10). На рис. 3.10 лінією сірого кольору показано графік функції напруги живлення двигунів крана. Як видно з рис. 3.10, а електромагнітний перехідний процес продовжується навіть після того, як напруга досягла номінального значення. При цьому виникають піки електромагнітного моменту, які є небажаними. Збільшення параметра U_0 дозволяє уникнути таких явищ (рис. 3.10, б).

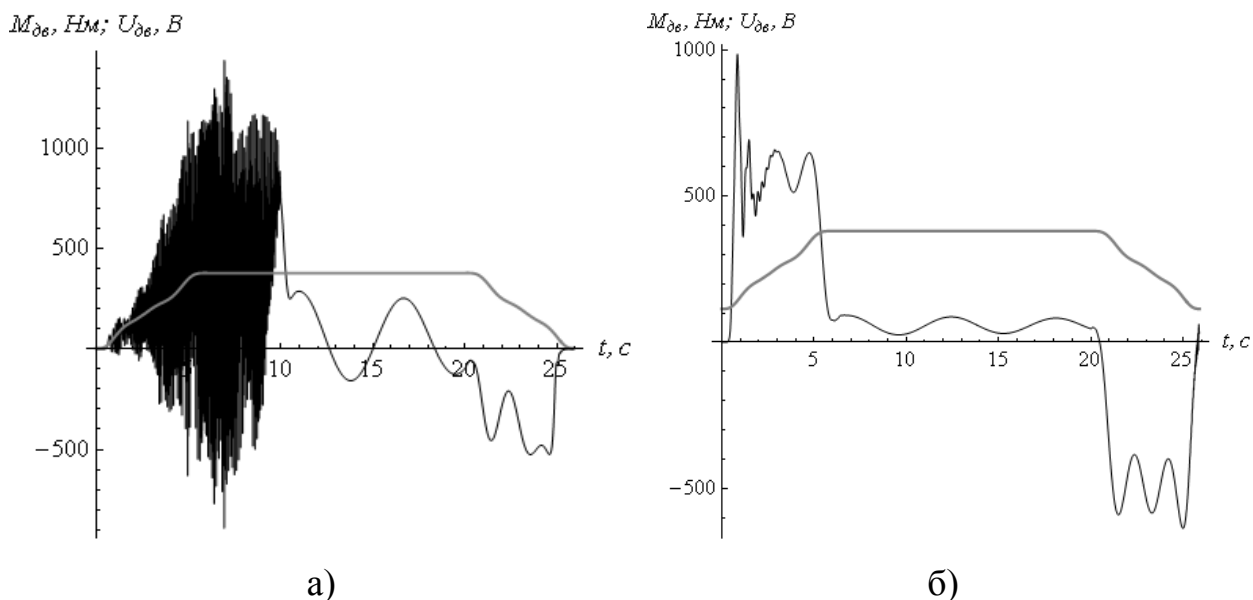


Рис. 3.10. Графіки електромагнітного моменту та напруги живлення двигуна механізму переміщення крана, які отримані при $T=9$ сек та початковій напрузі живлення двигунів: а) $U_0=0$; б) $U_0=0,3U_{ном}$

Точне відпрацювання заданої швидкості руху крана безпосередньо впливає на виникнення коливань вантажу, який закріплений на гнучкому підвісі. З табл. Е.2 видно, що саме при значних величинах параметрів T та U_0 залишкові коливання вантажу практично відсутні.

Отже, як видно з табл. Е.1 та Е.2, врахування змінної довжини гнучкого підвісу за допомогою формули (3.1) не приводить до значних похибок у розв'язку задачі оптимального керування рухом крана при усуненні маятникових коливань вантажу.

3.6.3. Ізопериметрично-динамічний закон руху

Для аналізу руху механізму переміщення мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі за ізопериметрично-динамічним законом всі розраховані показники наведено у таблиці Е.3 (Додаток Е).

Дані табл. Е.3 вказують на те, що параметри T та U_0 мають значний вплив на енергетичні показники руху крана. Для зниження небажаних енергетичних втрат у електроприводі крана необхідно налаштовувати відносно великі значення параметрів T та U_0 . Раціональне налаштування вказаних параметрів дозволяє знизити енерговитрати на виконання руху крана у 7,09 рази. Зниження енергоспоживання відбувається за рахунок значного зменшення енерговитрат у електроприводі крана. Залежність енергетичних показників від довжини гнучкого підвісу вантажу відсутня.

Зниження небажаних динамічних показників руху крана також вимагає збільшення параметрів T та U_0 . При $T=9$ сек та $U_0=0,1U_{ном}$ необхідно звернути увагу на значну величину показника $R_{м.мах}$. Для встановлення причин виникнення значних навантажень у крановому мості наведемо графік залежності $R_{м.мах}=f(U_0)$ (рис. 3.11). З рис. 3.11 видно, що при $U_0=0,13U_{ном}$ у мості крана виникають найбільші зусилля. Таким чином, показник максимального зведеного зусилля у крановому мості значно залежить від величини U_0 причому така залежність є нелінійною. Для уникнення значних

динамічних зусиль у крановому мості необхідно певним чином виконати налаштування частотного приводу крана, про що вже було сказано у п. 2.11.

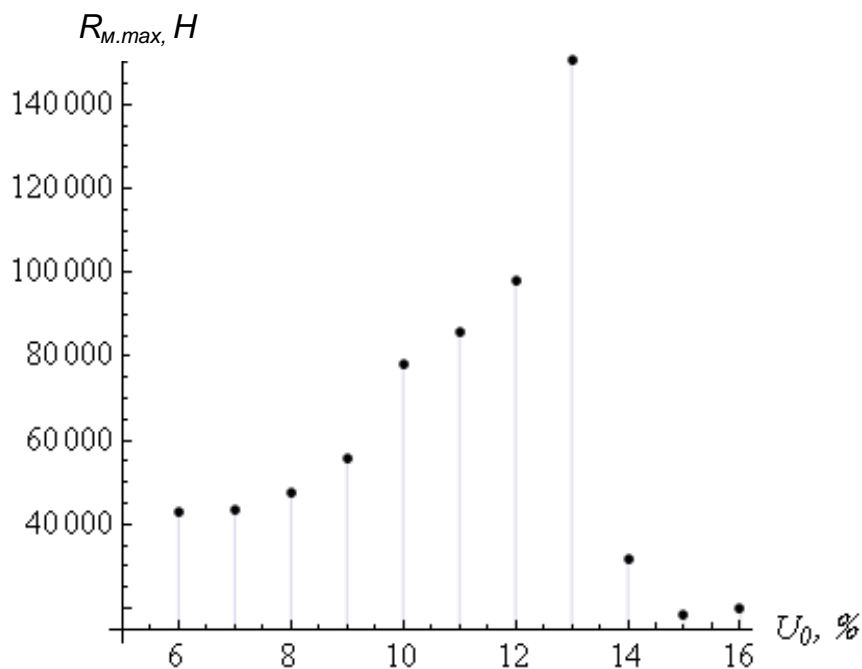


Рис. 3.11. Графік залежності величини максимального зведеного зусилля у крановому мості від величини початкової напруги живлення двигуна (в % від $U_{ном}$)

Зниження амплітуди залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі вимагає налаштування значної величини U_0 при умові, що фактор T не повинен бути меншим 6 сек. При меншій тривалості розгін або гальмування крана не відбувається протягом заданого проміжку часу.

Для суттєвого зниження максимального електромагнітного моменту кранового двигуна необхідно налаштувати максимальне значення початкової напруги живлення двигуна при $T=9$ сек. Зниження максимального значення струму кранового двигуна також пов'язане зі збільшенням параметрів T та U_0 . Наприклад, при $T=9$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$ максимальний струм кранового двигуна у 5,03 рази менший аніж той, що відповідає розрахунковому експерименту проведеному при $T=3$ сек та $U_0=0$.

3.7. Синтез оптимальних за термінальними критеріями законів руху крана

Попередні дослідження базувались на мінімізації інтегральних критеріїв (3.10), (3.15). У наведених нижче розрахунках для оптимізації руху крана з вантажем використовуються термінальні критерії, які відображають небажані показники руху крана у задані моменти часу. Для проведення досліджень прийнята двомасова динамічна модель, якій відповідає система диференціальних рівнянь (3.29). Прийmemo, що протягом розгону крана його узагальнена координата описується виразом:

$$x_1 = \begin{cases} \frac{t^2 v_1}{2T_1^2}, & \text{при } t \in [0, T_1]; \\ v_1 \left(t - \frac{T_1}{2} \right), & \text{при } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ \frac{v_1 (t^2 - T_1^2 - 2t\Delta T + (T_1 + \Delta T)^2)}{2T_1}, & \text{при } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T], \end{cases} \quad (3.39)$$

де v_1 – проміжна швидкість руху крана (у дослідженнях прийmemo $v_1 = \frac{v}{2}$);

T_1 – тривалість розгону крана до проміжної швидкості;

ΔT – тривалість руху крана на проміжній швидкості v_1 . Для того, щоб оцінити рух крана наведемо графік зміни його швидкості при розгоні (рис. 3.12) для $T_1=1$ сек; $\Delta T=4$ сек. Зазначимо, що зміна швидкості крана за функцією, яка показана на рис. 3.12, досить легко реалізується за допомогою сучасного частотно-керованого приводу. Для цього необхідно провести лише три налаштування частотного перетворювача: встановити дві номінальні швидкості, причому перша у двічі менша другої, а друга рівна швидкості усталеного руху крана; також необхідно встановити параметр T_1 .

Надалі знайдемо закони руху вантажу на кожному з трьох етапів, що вимагає інтегрування другого диференціального рівняння системи (3.29), яке ми запишемо у наступному вигляді:

$$x_{2i} + \Omega_0^{-2} \ddot{x}_{2i} = x_{1i}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (3.40)$$

де x_{2i} – закон руху вантажу на i -тому етапі руху;

x_{1i} – закон руху крана на i -тому етапі руху;

Ω_0 – частота власних коливань математичного маятника.

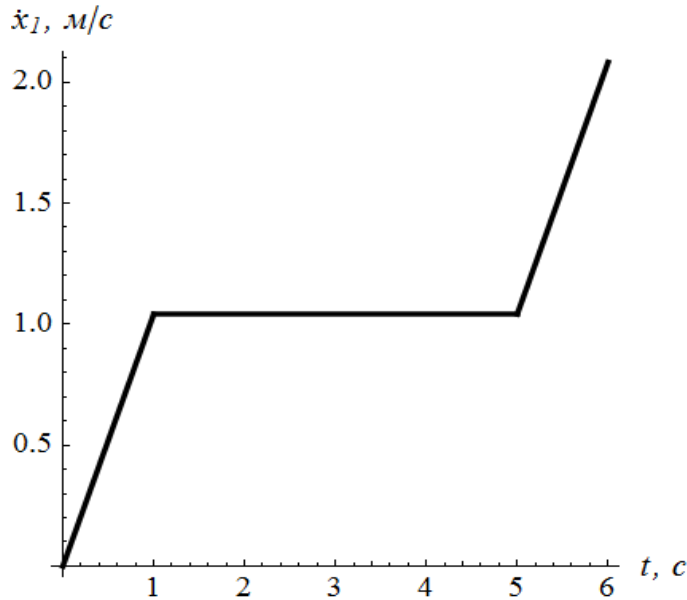


Рис. 3.12. Графік зміни швидкості крана протягом розгону

Приймаємо нульовими початкові умови для першого етапу руху. Для другого та третього етапів руху вантажу початкові умови знаходяться за умовою „зшивки” розв’язків, тобто кінцеві умови для першого етапу є початковими для другого, аналогічно, кінцеві умови для другого етапу є початковими для третього. Не будемо приводити хід розв’язку наведеної задачі, а лише запишемо остаточні результати:

$$x_2 = \begin{cases} \frac{1}{2T_1\Omega_0^2} (v_1(-2 + t^2\Omega_0^2 + 2\cos(t\Omega_0))), \text{ при } t \in [0, T_1]; \\ \frac{1}{2\Omega_0^2} ((2t - T_1)v_1\Omega_0 + (2x_2(T_1) - T_1v_1)\Omega_0 \cos((t - T_1)\Omega_0) + 2(\dot{x}_2(T_1) - v_1) \times \\ \times \sin((t - T_1)\Omega_0)), \text{ при } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ \frac{1}{2T_1\Omega_0^2} (v_1(-2 + (t^2 + 2tT_1 - T_1^2 - 2t(T_1 + \Delta T)^2 + (T_1 + \Delta T)^2)\Omega_0^2) + (2v_1 + T_1 \times \\ \times (T_1v_1 - 2(T_1 + \Delta T)v_1 + 2\dot{x}_2(T_1 + \Delta T))\Omega_0^2) \cos((t - T_1 - \Delta T)\Omega_0) + 2T_1(\dot{x}_2(T_1 + \\ + \Delta T) - v_1)\Omega_0 \sin((t - T_1 - \Delta T)\Omega_0)), \text{ при } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T]. \end{cases} \quad (3.41)$$

Знайдемо тепер вирази, які описують положення та швидкість вантажу в момент виходу крана на усталену швидкість v :

$$x_2(2T_1 + \Delta T) = \frac{v_1}{T_1 \Omega_0^2} (-1 + T_1(2T_1 + \Delta T)\Omega_0^2 + \cos(T_1\Omega_0) - \cos((T_1 + \Delta T)\Omega_0) + \cos(2T_1 + \Delta T)\Omega_0), \quad (3.42)$$

$$\dot{x}_2(2T_1 + \Delta T) = \frac{v_1}{T_1 \Omega_0} (2T_1\Omega_0 - \sin(T_1\Omega_0) + \sin((T_1 + \Delta T)\Omega_0) - \sin((2T_1 + \Delta T)\Omega_0)). \quad (3.43)$$

На основі виразів (3.42) та (3.43) знайдемо формулу, яка описує енергію коливань вантажу на гнучкому підвісі у момент закінчення розгону крана:

$$E(2T_1 + \Delta T) = \frac{m_2 v_1^2}{2T_1^2 \Omega_0^2} (2 - 2\cos(T_1\Omega_0) - 2\cos(\Delta T\Omega_0) + 2\cos((T_1 + \Delta T)\Omega_0) - \cos((2T_1 + \Delta T)\Omega_0)\Omega_0). \quad (3.44)$$

Для усунення коливань вантажу у момент виходу крана на усталену швидкість необхідно розв'язати рівняння:

$$E(2T_1 + \Delta T) = 0 \quad (3.45)$$

відносно параметра ΔT . Рівняння (3.45) є трансцендентним алгебраїчним рівнянням розв'язок якого представляється у такому вигляді:

$$\Delta T = \frac{\pi}{\Omega_0} - T_1. \quad (3.46)$$

Наведемо графік функції моменту приводного двигуна, який визначає рух крана (рис. 3.13). З рис. 3.13 видно, що функція моменту має розривний характер. Аналіз закону руху крана (3.39) і (3.46), який проведено у роботі

[102], показує, що функція моменту двигуна протягом розгону крана завжди є знакосталою, що є бажаною характеристикою даного закону руху крана.

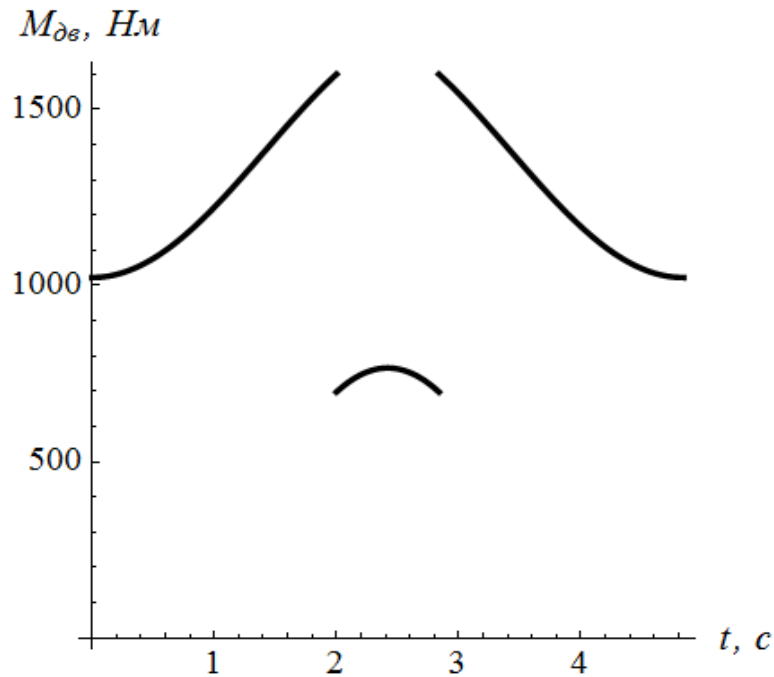


Рис. 3.13. Графік зміни моменту двигуна протягом розгону крана для закону руху (3.39) і (3.46)

Огляд патентної інформації показує, що розрахований режим руху крана вже відомий у науково-технічній літературі: він запатентований фірмою Konecranes [241, 242]. Головний недолік даного способу керування рухом крана – розривність функції моменту двигуна протягом розгону крана. Крім того, на початку та у кінці розгону ця функція не рівна нулю, що додатково збільшує динамічну навантаженість механізму переміщення крана та його металоконструкцію, а також викликає струмові перевантаження електродвигуна та частотного перетворювача.

Поставимо задачу: знайти таке керування рухом крана, при якому б забезпечувались вимоги щодо знакосталості функції моменту двигуна із одночасною мінімізацією термінальних критеріїв [243]:

$$\begin{cases} F_{дин}^2(0) \rightarrow \min; \\ F_{дин}^2(2T_1 + \Delta T) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (3.47)$$

Абсолютні мінімуми термінальних функціоналів (3.47) досягаються за умов:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1(0) = \ddot{x}_2(0) = 0; \\ \ddot{x}_1(2T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(2T_1 + \Delta T) = 0. \end{cases} \quad (3.48)$$

Для забезпечення умов (3.48) необхідно певним чином підібрати функцію x_1 . Прийнемо функцію x_1 у такому вигляді:

$$x_1 = \begin{cases} t^3 v_1 (t - 2T_1) (2T_1^3)^{-1}, & \text{при } t \in [0, T_1]; \\ 0,5 v_1 (2t - T_1), & \text{при } t \in [T_1, T_1 + \Delta T]; \\ v_1 (-t^4 - 6t^2 (T_1 + \Delta T) (2T_1 + \Delta T) + t^3 (6T_1 + 4\Delta T) - (2T_1 + \Delta T) \times \\ \times (2T_1^3 + 4T_1^2 \Delta T + 4T_1 \Delta T^2 + \Delta T^3) + 2t (6T_1^3 + 12T_1^2 \Delta T + 9T_1 \Delta T^2 \times \\ \times 2\Delta T^3)) (2T_1^3)^{-1}, & \text{при } t \in [T_1 + \Delta T, 2T_1 + \Delta T]. \end{cases} \quad (3.49)$$

Наведемо графік функції швидкості руху крана (рис. 3.14), який відповідає закону (3.49).

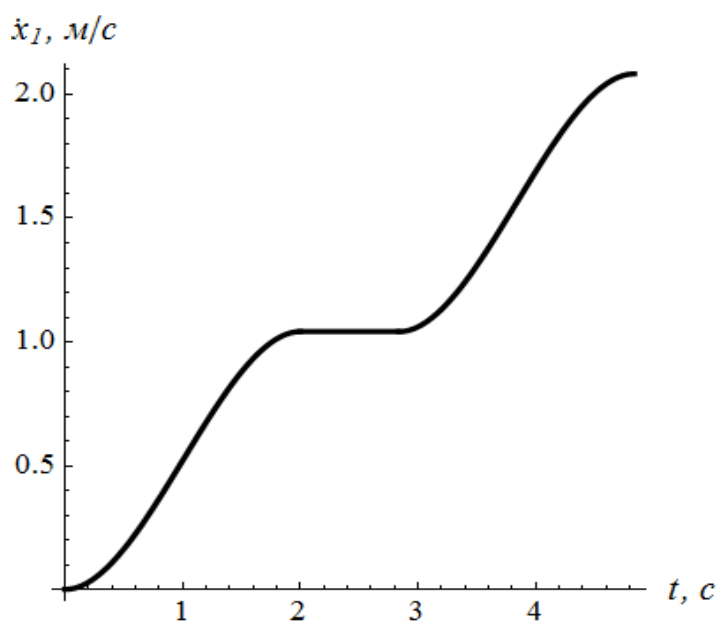


Рис. 3.14. Графік зміни швидкості руху крана при розгоні відповідно до закону (3.49)

Зазначимо, що закон руху (3.49) можна досить просто реалізувати за допомогою частотно-керованого асинхронного електроприводу крана. Для

цього необхідно лише змінити профіль кривої за яким здійснюється розгін із лінійного на S-подібний [228]. Тут необхідно зробити одне зауваження. Для лінійної та S-подібної ділянок зміни швидкості руху крана повинна бути виконана умова: на першому та третьому етапах руху крана він повинен переміститись на величину $\frac{v_1 T_1}{2}$.

Знайдемо енергію залишкових коливань вантажу у момент закінчення перехідного режиму руху крана:

$$E(2T_1 + \Delta T) = \frac{288m_2 v_1^2 \cos\left(\frac{1}{2}(T_1 + \Delta T)\Omega_0\right)^2 \left(T_1 \Omega_0 \cos\left(\frac{T_1 \Omega_0}{2}\right) - 2\sin\left(\frac{T_1 \Omega_0}{2}\right)\right)^2}{T_1^6 \Omega_0^6}. \quad (3.50)$$

Рівність нулю виразу (3.50) досягається на розв'язку (3.46). Таким чином, виконавши лише одне налаштування у частотному перетворювачі можна забезпечити оптимальних характер руху крана з вантажем на гнучкому підвісі. Наведемо графік функції моменту приводного двигуна, який дозволяє реалізувати отриманий закон руху крана (рис. 3.15). Аналіз графіка представленого на рис. 3.15 показує, що розриви функції зникли, що позитивно позначається на приводі та металоконструкції крана.

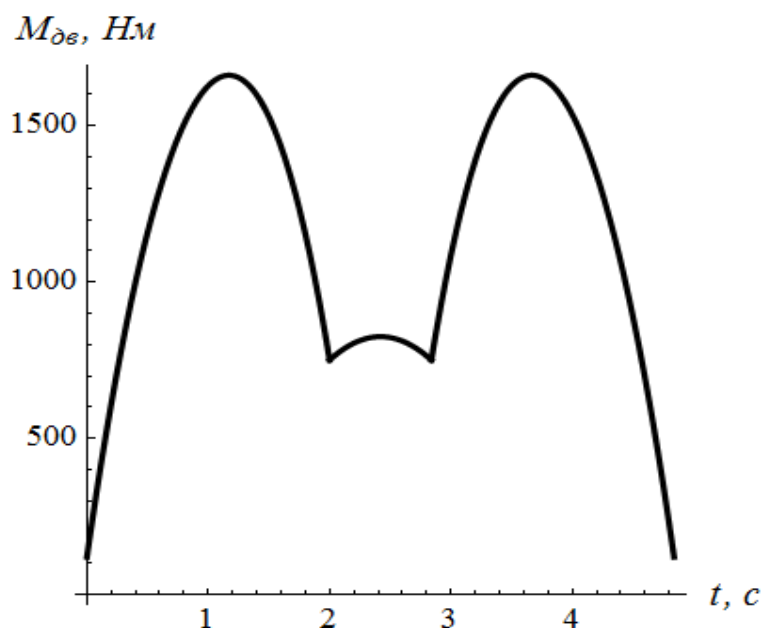


Рис. 3.15. Графік зміни моменту двигуна протягом розгону крана для закону руху (3.49) і (3.46)

Однак, графік функції моменту двигуна має різкі перегини у точках переходу від одного етапу до іншого – це є небажаною властивістю закону руху, оскільки може викликати „м’які” удари у кінематичних зачепленнях приводу. Для того, щоб забезпечити експлуатацію крана без „м’яких” ударів необхідно забезпечити виконання умов:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{x}_1(0) = \ddot{x}_2(0) = 0; \\ \ddot{x}_1(T_1) = \ddot{x}_2(T_1) = \ddot{x}_1(T_1) = \ddot{x}_2(T_1) = 0; \\ \ddot{x}_1(T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_1(T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(T_1 + \Delta T) = 0; \\ \ddot{x}_1(2T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(2T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_1(2T_1 + \Delta T) = \ddot{x}_2(2T_1 + \Delta T) = 0. \end{cases} \quad (3.51)$$

Забезпечення умов (3.51) доставляє мінімуми термінальним критеріям:

$$\begin{cases} F_{\text{дин}}^2(0) \rightarrow \min; \dot{F}_{\text{дин}}^2(0) \rightarrow \min; \\ \dot{F}_{\text{дин}}^2(T_1) \rightarrow \min; \\ \dot{F}_{\text{дин}}^2(T_1 + \Delta T) \rightarrow \min; \\ F_{\text{дин}}^2(2T_1 + \Delta T) \rightarrow \min; \dot{F}_{\text{дин}}^2(2T_1 + \Delta T) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (3.52)$$

Не будемо приводити розв’язок даної задачі, оскільки вона подібна до наведених вище, а лише проілюструємо кінцевий результат (рис. 3.16).

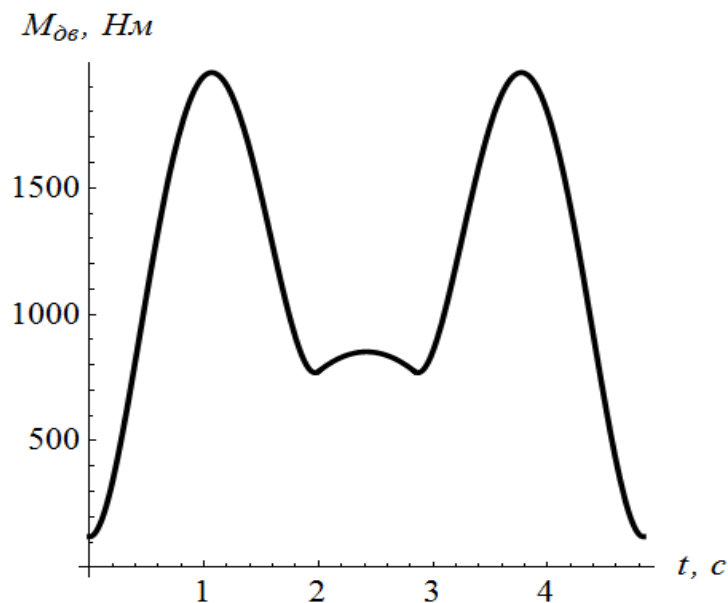


Рис. 3.16. Графік зміни моменту двигуна протягом розгону крана, який відповідає екстремалі термінальних критеріїв (3.52)

Зазначимо, що синтезований закон руху крана, графік якого наведено на рис. 3.16, доставляє абсолютні мінімуми термінальним критеріям (3.52). Ми не наводимо отриманий закон руху крана з вантажем на гнучкому підвісі оскільки він має значний об'єм.

3.8. Дослідження оптимального за термінальними критеріями закону руху вантажопідйомного крана

Дослідимо, чи можливо використати закон руху, який доставляє мінімуми термінальним критеріям (3.52), для керування рухом крана за умов врахування коливних процесів у механізмі переміщення крана та у металокопункції. Для цього в оптимальному законі руху необхідно покласти: $m_1 = m_p + m_k + m_m$, $x_1 = x_p$.

Оцінка ефективності використання оптимального керування рухом мостового крана проведена за енергетичними, динамічними, кінематичними та електричними показниками. Розрахункові експерименти проведено при умові, що довжина гнучкого підвісу змінюється з часом: зменшується при розгоні крана та збільшується при його гальмуванні.

Для того, щоб робота мостового крана мала високу продуктивність необхідно, щоб тривалість перехідних процесів була незначною. Для цього поставимо умову – тривалість перехідного процесу руху крана повинна бути на 10% меншою за період вільних коливань вантажу, тобто

$$T_1 + \pi \sqrt{\frac{l}{g}} = 0,9 \cdot 2\pi \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2} \frac{l}{g}}. \quad (3.53)$$

Знайдемо тривалість розгону крана T_1 до проміжної швидкості v_1 :

$$T_1 = \sqrt{\frac{l}{g}} \left(0,9 \cdot 2\pi \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2}} - \pi \right). \quad (3.54)$$

Крім того, також дослідимо випадок рівності тривалості перехідного процесу руху крана та періоду вільних коливань вантажу. У цьому разі величина T_1 знаходиться так:

$$T_1 = \sqrt{\frac{l}{g}} \left(2\pi \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2}} - \pi \right). \quad (3.55)$$

Незалежними факторами у дослідженнях є: початкова довжина гнучкого підвісу вантажу l_0 , початкова напруга живлення кранових приводних двигунів U_0 та тривалість розгону крана до проміжної швидкості T_1 . Незалежні фактори l_0 та U_0 варіюються на трьох рівнях, а фактор T_1 – на двох. Результати розрахункових експериментів наведені у табл. Е.4 (Додаток Е). Три значення в кожній комірці табл. Е.4 відповідають трьом значенням параметра U_0 ($0, 0,1U_{ном}$ та $0,3U_{ном}$).

Дані, які наведені у табл. Е.4, вказують на те, що практична реалізація оптимального за термінальними критеріями керування є доцільною лише при значній довжині гнучкого підвісу та при $U_0=0,3U_{ном}$. При значній довжині гнучкого підвісу розгін та гальмування крана відносно тривалі. Максимальне значення початкової напруги живлення двигунів механізму переміщення крана зумовлює створення значного крутного моменту, що, у свою чергу, забезпечує рух крана з невеликим відхиленням від заданої (оптимальної) швидкості руху. Для ілюстрації цих викладок наведемо графіки (рис. 3.17), які побудовані при $U_0=0,3U_{ном}$ та $l_0=7,25$ метрів.

На рис. 3.17, а графік швидкості, яка пропорційна швидкості ідеального холостого ходу кранових двигунів, показана лінією сірого кольору; чорна лінія зображує графік функції швидкості руху крана, яку отримано при проведенні розрахункового експерименту. На рис. 3.17, б фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі після зупинки крана показано товстою лінією. З наведених на рис. 3.17 графіків видно, що невелике відхилення швидкості руху крана від заданої зумовлює незначні залишкові коливання вантажу на гнучкому підвісі.

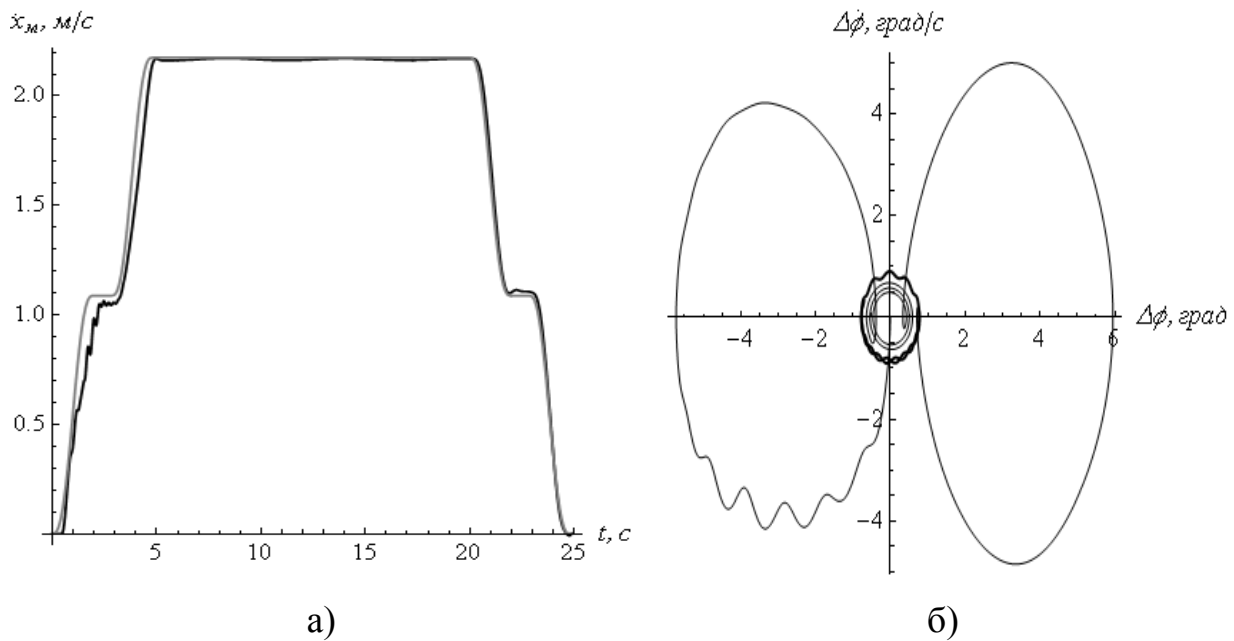


Рис. 3.17. Графіки динаміки руху крана: а) швидкість руху кранового моста; б) фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі

3.9. Порівняльний аналіз оптимальних законів руху крана за оціночними показниками

Проведемо порівняльний аналіз показників, які наведені у таблицях Е.1-Е.3. Ми свідомо не включаємо у порівняння дані з табл. Е.4 оскільки за оціночними показниками вони не задовольняють ефективній експлуатації крана. Дані з табл. Е.1-Е.3, які отримані для випадку $T=3$ сек, не включені у аналіз з тієї ж причини.

Виконаємо порівняльний аналіз енергетичних показників. З позицій зниження енергоспоживання механізму переміщення крана необхідно проводити максимальне налаштування початкової напруги живлення двигунів $U_0=0,3U_{ном}$ незалежно від величини параметра T . Найменші енергетичні витрати на виконання руху крана відповідають ізопериметрично-динамічному закону руху крана. Наприклад, при $T=6$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$ енерговитрати для цього закону на 17,4% менші, ніж для кінематично-динамічного закону руху і на 5,3%, ніж для динамічного закону. При $T=9$ сек та $U_0=0,3U_{ном}$ енерговитрати для ізопериметрично-динамічного закону на

18,7% менші, ніж для кінематично-динамічного закону і на 8,3%, ніж для динамічного закону. Наведені дані розраховані як середні значення для початкових довжин гнучкого підвісу вантажу 2,25, 4,75 та 7,25 метрів.

Таким чином, для того, щоб покращити енергоефективність роботи крана при його експлуатації необхідно використовувати ізопериметрично-динамічний або динамічний закони руху крана. Для всіх оптимальних законів більша частка зекономленої електроенергії припадає на режим розгону та гальмування крана, тому для подальшого зменшення енерговтрат у електроприводі крана необхідно покращувати якість реалізації його руху саме у цих режимах.

Для зниження рівня динамічних навантажень у крановому мості та механізмі переміщення крана бажано використовувати динамічний або кінематично-динамічний закони руху крана. При $T=6$ сек необхідно використовувати кінематично-динамічний закон оскільки значення показника $M_{n.max}$ на 15,3 % менше, ніж для динамічного закону і на 21,5 % менше, ніж для ізопериметрично-динамічного закону. При $T=9$ сек необхідно віддати перевагу динамічному закону оскільки значення показника $M_{n.max}$ на 6,1 % менше, ніж для кінематично-динамічного закону і на 22,7 % менше, ніж для ізопериметрично-динамічного закону. Динамічний та кінематично-динамічний закони руху крана характеризуються плавною зміною частоти напруги живлення двигунів на початку та у кінці перехідних процесів руху крана з вантажем на гнучкому підвісі, що впливає на зменшення динамічних навантажень. Що стосується показника $R_{m.max}$, то при $T=6$ сек його усереднені (для всіх розрахункових експериментів) значення для всіх оптимальних законів практично однакові. Для випадку $T=9$ сек використання динамічного закону дозволяє на 16,5 % зменшити показник $R_{m.max}$ у порівнянні з кінематично-динамічним законом і на 31,7 % у порівнянні з ізопериметрично-динамічним законом. Проведені розрахункові експерименти показують, що оптимальні закони руху крана супроводжуються приблизно такими ж (або трохи більшими) динамічними

навантаженнями, як і при зміні частоти напруги живлення кранових двигунів за стандартними законами. Однак, використання оптимальних законів руху крана характеризується кращою енергоефективністю роботи крана.

Перейдемо до аналізу електричних показників. З табл. Е.1-Е.3 випливає, що практично для всіх розрахункових експериментів збільшення параметрів T та U_0 викликає непропорційне зменшення максимальних значень електромагнітного моменту та струму кранових двигунів. Для забезпечення невеликих значень піків електромагнітного моменту бажано використовувати кінематично-динамічний закон. Наприклад, при $U_0=0,3U_{ном}$ та $T=9$ сек середня кратність максимального електромагнітного моменту двигуна становить: для кінематично-динамічного закону – 3,06; для динамічного закону – 2,88; для ізопериметрично-динамічного закону – 3,79. Аналогічні значення при $T=6$ сек такі: для кінематично-динамічного закону – 3,83; для динамічного закону – 4,49; для ізопериметрично-динамічного закону – 4,89. При зміні параметра U_0 в межах від 0 до $U_0=0,1U_{ном}$ для будь-якого закону і незалежно від значень параметрів T та l_0 показник максимального струму двигуна зменшується, але незначно. Збільшення напруги U_0 до $0,3U_{ном}$ призводить до значного зниження максимального струму двигуна. Для забезпечення незначних максимальних струмів двигуна бажано використовувати ізопериметрично-динамічний закон. Наприклад, при $T=9$ сек середні значення максимальних струмів двигуна для динамічного та ізопериметрично-динамічного законів однакові. Вони на 21,0% більші за середнє значення максимальних струмів двигуна для кінематично-динамічного закону. Однак, при $T=6$ сек середнє значення максимальних струмів двигуна для ізопериметрично-динамічного закону на 104,0% більше, ніж для динамічного закону і на 61,3% більше, ніж для кінематично-динамічного закону. У цьому сенсі ізопериметрично-динамічний закон має перевагу над динамічним та кінематично-динамічним законами.

3.10. Покращення якості керування рухом крана

3.10.1. Регулювання швидкості руху електропривода механізму переміщення крана

Одним із шляхів підвищення якості керування руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі є введення у систему керування зворотного зв'язку за одним або декількома параметрами руху. Структура системи керування руху крана зі зворотнім зв'язком, представлена на рис. 3.18.

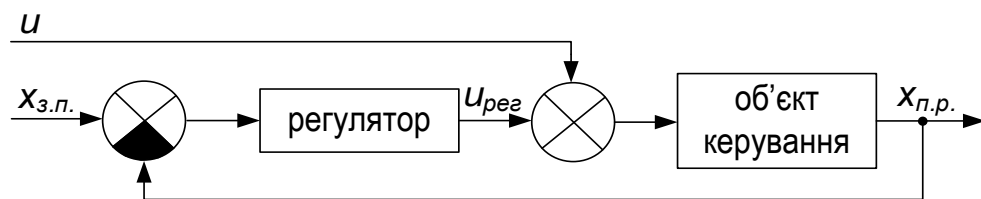


Рис. 3.18. Структура системи керування рухом крана

З рис. 3.18 видно, що перед тим, як сигнал керування u надходить на електропривод механізму переміщення крана до нього додається складова $u_{рег}$, яка є функцією похибки регульованого параметра e . Похибка регульованого параметра e визначається як різниця між заданим параметром $x_{з.п.}$, який змінюється у відповідності до визначених оптимальних законів руху крана, та регульованого параметра $x_{п.р.}$.

Для того, щоб синтезувати систему регулювання необхідно визначитись з фізичним змістом величин u , $u_{рег}$, $x_{з.п.}$ та $x_{п.р.}$. Функцією керування u , яка впливає на електромагнітний момент двигуна, є напруга його живлення, яка змінюється у відповідності з виразом (2.18). Змінна $u_{рег}$ – це додаткова напруга живлення двигунів, яка необхідна для якісної реалізації руху крана. Величинами $x_{з.п.}$ та $x_{п.р.}$ у даному дослідженні приймемо задану та реальну швидкості руху крана. Величини $x_{з.п.}$ і $x_{п.р.}$ також можуть мати інший фізичний зміст, наприклад, задане та реальне положення крана.

Важливим питанням при реалізації контуру регулювання є вибір типу та структури регулятора. Найпоширенішим типом регулятора є ПД-регулятор, який включає пропорційну, інтегральну та диференціальну складові [244]. У даному дослідженні інтегральна складова регулятора не використовується, оскільки тривалість руху крана є незначною і тому вона не має значного впливу на величину $u_{рег.}$. Диференціальна складова не використовується оскільки функція похибки регульованого параметра e швидкозмінна, що спричиняє значні величини $u_{рег.}$, які є небажаними. Необхідно зазначити, що використання фільтру високих частот на вході ПД-регулятора дозволяє усунути вказану проблему. У цьому випадку з'являється можливість використання диференціальної складової регулятора, яка відповідає за збільшення стійкості та швидкодії системи керування. У даному дослідженні використано найпростіший П-регулятор, вихідний сигнал якого описується наступним виразом:

$$u_{рег.} = K_p e, \quad (3.56)$$

де K_p – коефіцієнт підсилення пропорційної складової регулятора. Звичайно, підвищення якості регулювання вимагає використання інтегральної та диференціальної складових ПД-регулятора, однак задача даного дослідження – показати, що навіть найпростіший П-регулятор дозволяє підвищити якість реалізації оптимального руху мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі.

Всі аналітичні (формульні) методи налаштування регуляторів засновані побудові моделі об'єкта регулювання [245]. Однак, знайти вираз передаточної функції асинхронного електроприводу, яка б відображала електромагнітні й механічні перехідні процеси при частотному регулюванні, не представляється можливим, оскільки він характеризується суттєвими нелінійностями та варіацією параметрів моделі внаслідок збільшення температури обмоток двигуна. Крім того, маса вантажу змінюється при

переході від одного перевантажувального циклу до іншого. Таким чином, питання налаштування П-регулятора залишається відкритим. Для його вирішення необхідно провести серію розрахункових експериментів. Аналіз результатів проведення розрахункових експериментів дасть змогу встановити ефективність застосування П-регулятора.

Незалежними факторами у розрахункових експериментах є: початкова довжина гнучкого підвісу l_0 (варіюється на рівнях 2,25, 4,75 та 7,25 метрів); тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу T (варіюється на рівнях 3 та 6 секунд); коефіцієнт підсилення пропорційної складової регулятора K_p (варіюється на рівнях 100, 500 та 2000). Рівні варіації параметра T обрані з міркувань того, що при невеликих значеннях T електропривод крана працює у більш напруженому режимі, оскільки тривалість наростання та спадання частоти і амплітуди напруги живлення двигунів є невеликими. Всі розрахункові експерименти проведемо при використанні кінематично-динамічного закону. Для $l_0=7,25$ метрів на деяких етапах розгону та гальмування крана напрямок обертання магнітного поля приводних двигунів змінюється на протилежний. Розрахункові експерименти для цих випадків не проводились (у таблиці Е.5 відповідні комірки заповнені прочерками). Всі отримані при проведенні розрахункових експериментів показники занесені у табл. Е.5 (Додаток Е). Три значення показника в кожній комірці відповідають трьом значенням коефіцієнта K_p .

3.10.2. Аналіз результатів проведених розрахункових експериментів

Аналіз даних, які занесені у табл. Е.5, показує, що при збільшенні коефіцієнта K_p небажані показники руху крана знижуються. Це пов'язано з тим, що П-регулятор „жорсткіше” реагує на відхилення швидкості руху крана від заданої. Однак, лише при $K_p=2000$ збільшення напруги живлення кранових двигунів зумовлює відчутне підвищення їх електромагнітних

моментів. Це покращує якість реалізації закону руху крана, що безпосередньо впливає на зниження амплітуди залишкових коливань вантажу, а також на підвищення енергоефективності роботи крана. Крім того, як видно з табл. Е.5, підвищення коефіцієнта K_p зумовлює зниження максимального струму двигуна. Зміна максимального значення електромагнітного моменту двигуна залежить від коефіцієнта K_p нелінійно, що необхідно враховувати при налаштуванні П-регулятора.

Необхідно зазначити, що подальше зростання коефіцієнта K_p (наприклад, при $K_p=20000$) призводить до перерегулювання, яке проявляється у збільшенні небажаних показників руху крана за рахунок зростання електромагнітних моментів двигунів, що викликано значною величиною $u_{рег.}$, яка, у свою чергу, залежить від коефіцієнта K_p . Коефіцієнт K_p впливає на запас стійкості руху системи. Налаштовувати коефіцієнт K_p необхідно при врахуванні вимоги щодо відсутності перерегулювання швидкості руху крана.

Порівняння даних з табл. Е.1 та Е.5 показує, що при використанні регулятора якість реалізації руху крана зростає, однак знижується енергоефективність кранового циклу та інші (динамічні та електричні) показники руху крана, хоча зниження вказаних показників є незначним. Використання П-регулятора доцільне у випадках невеликих значень T , тобто коли необхідно забезпечити високу продуктивність роботи крана, а інші показники, наприклад, динамічні навантаження у його елементах не розглядаються як важливі.

Висновки до третього розділу

1. Запропоновано спосіб врахування змінної довжини гнучкого підвісу вантажу при синтезі оптимальних законів руху мостового крана шляхом заміни функції l та постійну величину $l_{екв}$. Результати розрахункових експериментів, в яких використана величина $l_{екв}$, показують, що якісна реалізація оптимальних законів руху крана дозволяє забезпечити амплітуду залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі 1,90-0,10 градусів.
2. Виконано постановку та аналіз задачі оптимального керування мостовим краном із вантажем на гнучкому підвісі, який представлено у вигляді чотиримасової динамічної моделі. Встановлено, що використання класичного варіаційного числення не дозволяє отримати розв'язок задачі у аналітичному вигляді. Проведена модифікація задачі оптимального керування мостовим краном дала змогу отримати наближений розв'язок задачі.
3. Викладено методику розрахунку оптимальних законів руху крана за допомогою прямого варіаційного методу, який дозволяє врахувати ізопериметричні умови руху крана, тобто забезпечити додаткові технологічні вимоги, які накладаються на його рух.
4. Проаналізовано динаміку руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі за енергетичними, динамічними, кінематичними та електричними показниками. Якщо при експлуатації крана пріоритет надається його енергоефективності, то бажано використовувати ізопериметрично-динамічний закон його руху, оскільки при цьому досягається економія електроенергії 15,4% у порівнянні лінійним характером зміни частоти напруги живлення кранового двигуна. Якщо ж пріоритетом є надійність та довговічність роботи кранового обладнання, то необхідно використовувати кінематично-динамічний

або динамічний закони, оскільки їх використання характеризується невеликими динамічними навантаженнями у елементах крана.

5. Встановлено, що для якісної реалізації оптимальних законів руху крана необхідно використовувати ненульове значення параметра початкової напруги живлення двигунів механізму переміщення крана, оскільки це призводить до покращення енергофактивності роботи крана, зниження рівня динамічних навантажень та зниження амплітуди залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі.
6. Синтезовано закон руху крана із вантажем на гнучкому підвісі, який доставляє абсолютні мінімуми термінальним критеріям (3.52). Його використання рекомендується лише при значній довжині гнучкого підвісу вантажу й відносно значній початковій напрузі живлення двигуна механізму переміщення крана.
7. Показана можливість підвищення якості реалізації оптимальних законів руху мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі за рахунок використання П-регулятора швидкості руху крана. Доцільність його використання повинна бути обґрунтована в кожному конкретному випадку на основі співставлення вимог щодо продуктивності роботи крана, його довговічності та енергофактивності.

РОЗДІЛ 4

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ДІЇ НА НИХ СТОХАСТИЧНИХ ЗБУРЕНЬ

4.1. Постановка задачі оптимального керування рухом вантажопідйомного крана

Значна кількість вантажопідйомних кранів працює в умовах дії на них непередбачуваних (стохастичних) збурень, наприклад, вітрових поривів. Такі збурення є характерними для роботи морських та річкових перевантажувачів. Для цих вантажопідйомних машин використання оптимального програмного керування є недоцільним, оскільки у кінці зупинки крана з вантажем на гнучкому підвісі коливання останнього будуть присутні. Для того, щоб забезпечити усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі при дії стохастичних збурень, необхідно враховувати фактичну фазу коливань вантажу. Для цього необхідно синтезувати оптимальне керування у вигляді зворотного зв'язку [247]. Визначення оптимального керування рухом крана виконаємо для режиму гальмування, оскільки саме у момент зупинки крана необхідно забезпечити відсутність коливань вантажу.

Для проведення досліджень прийнято двомасову модель механізму переміщення крана, яка наведена у роботах [2, 4-7]. Прийнята динамічна модель відображає лише коливання вантажу на гнучкому підвісі, при цьому не враховуються коливання елементів приводу крана, а також коливання кранової металоконструкції. Вказані коливання мають частоти на декілька порядків більші за частоту коливань вантажу на гнучкому підвісі і тому у розрахунках можна прийняти, що кран рухається по абсолютно жорсткій основі, а прийнятий закон зміни приводного зусилля F „абсолютно точно” реалізується приводом крана (у розрахунках нехтують динамічними процесами приводного механізму крана).

Звичайно, можна прийняти іншу модель динаміки руху крана, яка б враховувала коливання кранової металоконструкції та коливання у крановому приводі (рис. 2.2). Така модель дозволяє синтезувати керування, що усуває небажані коливання вказаних елементів. Однак, синтезоване керування недоцільно використовувати. Це пов'язано з тим, що частоти вказаних коливань є відносно великими і система керування рухом крана не встигає реагувати на зміну координат елементів крана, які коливаються.

Двомасова динамічна модель руху крана із вантажем на гнучкому підвісі описується системою диференціальних рівнянь (3.29). Для усунення коливань вантажу та зупинки крана у заданому положенні необхідно забезпечити такі умови:

$$\begin{cases} x_1(T) = x_2(T) = s; \\ \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = 0, \end{cases} \quad (4.1)$$

де $x_1(T)$ і $x_2(T)$ – координати центрів мас відповідно крана і вантажу в момент часу T ;

$\dot{x}_1(T)$ і $\dot{x}_2(T)$ – швидкість крана і вантажу відповідно у момент часу T ;

s – задане положення крана у момент часу T ;

T – момент закінчення гальмування. Введемо позначення: $y_0 = \frac{l}{g}(x_2 - s)$,

$u = \frac{-F - W}{m_1}$, тоді систему рівнянь (3.29) можна переписати у такому вигляді:

$$\begin{cases} \dot{y}_0 = y_1; \\ \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = y_3; \\ \dot{y}_3 = u - \Omega^2 y_2, \end{cases} \quad (4.2)$$

де Ω – частота власних маятникових коливань вантажу відносно рухомої

точки підвісу ($\Omega = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)g}{m_1 l}}$);

u – функція керування. Для отриманої системи рівнянь запишемо кінцеві умови руху системи „кран-вантаж”:

$$y_0(T) = y_1(T) = y_2(T) = y_3(T) = 0. \quad (4.3)$$

Початкові умови визначаються координатою вантажу та її вищими похідними на початку гальмування крана з вантажем:

$$\begin{cases} y_0(0) = \Omega_0^{-2}(x_2(0) - s); \\ y_1(0) = \Omega_0^{-2}\dot{x}_2(0); \\ y_2(0) = \Omega_0^{-2}\ddot{x}_2(0) = \Delta x(0), \\ y_3(0) = \Omega_0^{-2}\ddot{x}_3(0) = \Delta \dot{x}(0), \end{cases} \quad (4.4)$$

де Ω_0 – частота власних маятникових коливань вантажу відносно нерухомої точки підвісу ($\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$);

$\Delta x(0)$ та $\Delta \dot{x}(0)$ – відхилення канату з вантажем від вертикалі та його перша похідна за часом у момент початку керування рухом крана. У якості критерію, який потребує мінімізації, оберемо інтегральний функціонал:

$$I = \left[T^{-1} \int_0^T (\delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 (y_0 \Omega_0^2 + y_2)^2 + \delta_3 (y_1 \Omega_0^2 + y_3)^2 + \delta_4 u^2) dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (4.5)$$

де $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ – деякі коефіцієнти. Пояснимо чому саме такий критерій обрано. Показник y_0^2 відображає величину відстані від поточного до заданого стану вантажу (до місця його адресації). Показник y_1^2 відображає величину швидкості руху вантажу, яку необхідно зменшити протягом гальмування крана до нуля. Два інші показники відображають положення та швидкість руху крана. Останній доданок у структурі підінтегрального виразу критерію (4.5) показує витрати на керування. Таким чином, критерій (4.5) забороняє тривале „існування” фазової точки динамічної системи на значній

відстані від початку координат (динамічна система „буде намагатись” потрапити у задане положення якнайшвидше).

Одиничні показники, які входять у критерій (4.5) мають різний фізичний зміст, тому їх необхідно приводити до одної розмірності або до безрозмірної величини. У подальшому будемо вважати, що цю функцію виконують коефіцієнти δ_i ($i=0, 1, 2, 3, 4$). Це означає, що коефіцієнти δ_i ($i=0, 1, 2, 3, 4$) представляються у вигляді добутку двох величин:

$$\delta_i = k_i \tilde{I}_i, \quad (4.6)$$

де k_i – ваговий коефіцієнт, який відображає важливість i -того одиничного критерію з виразу (4.6); \tilde{I}_i – деякий коефіцієнт, який приводить розмірність одиничного критерію до безрозмірного вигляду. Розкриємо сутність коефіцієнтів \tilde{I}_i для кожного одиничного критерію:

$$\begin{cases} \tilde{I}_0 = \tilde{I}_2 = s^{-2}; \\ \tilde{I}_1 = \tilde{I}_3 = v_{ном}^{-2}; \\ \tilde{I}_4 = u_{ном}^{-2}, \end{cases} \quad (4.7)$$

де $v_{ном}$ – номінальна швидкість руху крана;

$u_{ном}$ – значення керування, яке відповідає номінальному рушійному зусиллю приводу крана. При синтезі оптимального керування не будемо враховувати обмеження, які накладаються на привод крана. Врахуємо їх лише після того, як оптимальне керування буде синтезовано.

4.2. Синтез оптимального керування у вигляді зворотного зв’язку

Для розв’язування поставленої задачі використаємо метод динамічного програмування [247]. Основне функціональне рівняння для критерію (4.5) запишеться таким чином:

$$\begin{aligned} & \min[\delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 (y_0 \Omega_0^2 + y_2)^2 + \delta_3 (y_1 \Omega_0^2 + y_3)^2 + \\ & + \delta_4 u^2 + \frac{\partial S}{\partial y_0} y_1 + \frac{\partial S}{\partial y_1} y_2 + \frac{\partial S}{\partial y_2} y_3 + \frac{\partial S}{\partial y_3} (u - \Omega^2 y_2)] = 0, \end{aligned} \quad (4.8)$$

де S – функція Беллмана. Мінімум правої частини рівняння (4.8) будемо шукати по u , для чого продиференціюємо її за u та прирівняємо отримане до нуля:

$$2\delta_4 u + \frac{\partial S}{\partial y_3} = 0. \quad (4.9)$$

Знайдемо з рівняння (4.9) керування u :

$$u = -\frac{1}{2\delta_4} \frac{\partial S}{\partial y_3}. \quad (4.10)$$

Можна переконатись у тому, що вираз (4.10) доставляє лівій частині рівняння Беллмана (4.8) мінімум. Для цього необхідно визначити знак другої похідної виразу у квадратних дужках формули (4.8) по u . У результаті проведених розрахунків отримаємо:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2}{\partial u^2} (\delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 (y_0 \Omega_0^2 + y_2)^2 + \delta_3 (y_1 \Omega_0^2 + y_3)^2 + \delta_4 u^2 \\ & + \frac{\partial S}{\partial y_0} y_1 + \frac{\partial S}{\partial y_1} y_2 + \frac{\partial S}{\partial y_2} y_3 + \frac{\partial S}{\partial y_3} (u - \Omega^2 y_2)) = 2\delta_4 > 0. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Підставимо вираз (4.10) у рівняння (4.8), в результаті чого будемо мати:

$$\begin{aligned} & \delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 (y_0 \Omega_0^2 + y_2)^2 + \delta_3 (y_1 \Omega_0^2 + y_3)^2 + \frac{1}{4\delta_4} \times \\ & \times \left(\frac{\partial S}{\partial y_3} \right)^2 + \frac{\partial S}{\partial y_0} y_1 + \frac{\partial S}{\partial y_1} y_2 + \frac{\partial S}{\partial y_2} y_3 + \frac{\partial S}{\partial y_3} \left(-\frac{1}{2\delta_4} \frac{\partial S}{\partial y_3} - \Omega^2 y_2 \right) = 0. \end{aligned} \quad (4.12)$$

Рівняння (4.12) є нелінійним диференціальним рівнянням у частинних похідних. Будемо шукати його розв'язок у вигляді квадратичної форми, як це прийнято при розв'язуванні подібних задач [105, 108, 248-252]:

$$S = \sum_{i=0}^3 A_i y_i^2 + A_4 y_0 y_1 + A_5 y_0 y_2 + A_6 y_0 y_3 + A_7 y_1 y_2 + A_8 y_1 y_3 + A_9 y_2 y_3, \quad (4.13)$$

де $A_0, A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9$ – постійні коефіцієнти, які необхідно визначити. Візьмемо частинні похідні з виразу (4.13) за параметрами y_0, y_1, y_2 та y_3 :

$$\frac{\partial S}{\partial y_0} = 2A_0 y_0 + A_4 y_1 + A_5 y_2 + A_6 y_3, \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_1} = A_4 y_0 + 2A_1 y_1 + A_7 y_2 + A_8 y_3, \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_2} = A_5 y_0 + A_7 y_1 + 2A_2 y_2 + A_9 y_3, \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_3} = A_6 y_0 + A_8 y_1 + A_9 y_2 + 2A_3 y_3. \quad (4.17)$$

Підставимо вирази (4.14-4.17) у рівняння (4.12). Після перетворень будемо мати:

$$\begin{aligned} & y_0^2 (\delta_2 \Omega_0^4 - \frac{A_6^2}{4\delta_4}) + y_1^2 (A_4 - \frac{A_8^2}{4\delta_4} + \delta_3 \Omega_0^4) + y_2^2 (A_7 + \delta_0 + \delta_2 - \frac{A_9^2}{4\delta_4} - A_9 \Omega^2) + \\ & + y_3^2 (A_9 + \delta_1 + \delta_3 - \frac{A_3^2}{\delta_4}) + y_0 y_1 (2A_0 - \frac{A_6 A_8}{2\delta_4}) + y_0 y_2 (A_4 - \frac{A_6 (A_9 + 2\delta_4 \Omega^2)}{2\delta_4} + \\ & + 2\delta_2 \Omega_0^2) + y_0 y_3 (A_5 - \frac{A_3 A_6}{\delta_4}) + y_1 y_2 (2A_1 + A_5 - \frac{A_8 (A_9 + 2\delta_4 \Omega^2)}{2\delta_4}) + y_1 y_3 (A_6 + \\ & + A_7 - \frac{A_8 A_9 + 2A_8 \delta_4 \Omega^2}{2\delta_4}) + y_2 y_3 (2A_2 + A_8 - \frac{A_3 (A_9 + 2\delta_4 \Omega^2)}{\delta_4}) = 0. \end{aligned} \quad (4.18)$$

Рівняння (4.18) буде справедливим у тому випадку, коли вирази у дужках будуть рівні нулю, оскільки $y_0 \neq 0, y_1 \neq 0, y_2 \neq 0, y_3 \neq 0$ одночасно. Це означає, що рівняння (4.18) можна замінити на систему нелінійних алгебраїчних рівнянь, які отримані шляхом прирівнювання до нуля всіх виразів у дужках з формули (4.18):

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_2 \Omega_0^4 - \frac{A_6^2}{4\delta_4} = 0; \\ A_4 - \frac{A_8^2}{4\delta_4} + \delta_3 \Omega_0^4 = 0; \\ A_7 + \delta_0 + \delta_2 - \frac{A_9^2}{4\delta_4} - A_9 \Omega^2 = 0; \\ A_9 + \delta_1 + \delta_3 - \frac{A_3^2}{\delta_4} = 0; \\ 2A_0 - \frac{A_6 A_8}{2\delta_4} = 0; \\ A_4 - \frac{A_6(A_9 + 2\delta_4 \Omega^2)}{2\delta_4} + 2\delta_2 \Omega_0^2 = 0; \\ A_5 - \frac{A_3 A_6}{\delta_4} = 0; \\ 2A_1 + A_5 - \frac{A_8(A_9 + 2\delta_4 \Omega^2)}{2\delta_4} = 0; \\ A_6 + A_7 - \frac{A_8 A_9}{2\delta_4} - \frac{2A_8 \delta_4 \Omega^2}{2\delta_4} = 0; \\ 2A_2 + A_8 - \frac{A_3(A_9 + 2\delta_4 \Omega^2)}{\delta_4} = 0. \end{array} \right. \quad (4.19)$$

Використовуючи рівняння (4.10) та (4.17), запишемо:

$$u = -\frac{A_6 y_0 + A_8 y_1 + A_9 y_2 + 2A_3 y_3}{2\delta_4}. \quad (4.20)$$

Отже, нас цікавлять лише три коефіцієнти: A_6 , A_8 , A_9 , A_3 . Для їх знаходження перейдемо до системи чотирьох алгебраїчних рівнянь, яку можна отримати з системи (4.19), зробивши деякі перетворення:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_2 \Omega_0^4 - \frac{A_6^2}{4\delta_4} = 0; \\ A_9 + \delta_1 + \delta_3 - \frac{A_3^2}{\delta_4} = 0; \\ A_8^2 - 2A_6(A_9 + 2\delta_4 \Omega^2) + 8\delta_2 \delta_4 \Omega_0^2 - 4\delta_3 \delta_4 \Omega_0^4 = 0; \\ 4\delta_0 \delta_4 + 4\delta_2 \delta_4 - 4A_6 \delta_4 + 4A_3 A_8 - A_9^2 - 4A_9 \delta_4 \Omega^2 - 8\delta_3 \delta_4 \Omega_0^2 = 0. \end{array} \right. \quad (4.21)$$

Перше рівняння системи рівнянь (4.21) залежить тільки від невідомого коефіцієнта A_6 , тому його можна розв'язати не враховуючи інші рівняння системи (4.21). У результаті розв'язання отримаємо:

$$A_6 = \pm 2\Omega_0^2 \sqrt{\delta_4 \delta_2}. \quad (4.22)$$

Вибір знаку перед виразом A_6 необхідно проводити із врахуванням вимоги стійкості розв'язку системи рівнянь (4.2). Із другого рівняння системи (4.21) виразимо невідомий коефіцієнт A_9 :

$$A_9 = \frac{A_3^2}{\delta_4} - \delta_1 - \delta_3. \quad (4.23)$$

Надалі із четвертого рівняння системи (4.21) знайдемо коефіцієнт A_8 :

$$A_8 = \frac{A_6 \delta_4 + \frac{A_9^2}{4} + A_9 \delta_4 \Omega^2 + 2\delta_3 \delta_4 \Omega_0^2 - \delta_0 \delta_4 - \delta_2 \delta_4}{A_3}. \quad (4.24)$$

Підставляючи вирази (4.23) та (4.24) у третє рівняння системи (4.21), сформуємо алгебраїчне рівняння восьмої степені відносно невідомого коефіцієнта A_3 . Вводячи заміну $A_3^2 = \tilde{A}_3$, отримаємо:

$$\tilde{A}_3^4 + \tilde{A}_3^3 B_1 + \tilde{A}_3^2 B_2 + \tilde{A}_3 B_3 + B_4 = 0, \quad (4.25)$$

де B_1, B_2, B_3, B_4 – коефіцієнти, які знаходяться із виразів:

$$\begin{cases} B_1 = 4\delta_4(2\delta_4\Omega^2 - \delta_3 - \delta_1); \\ B_2 = 2\delta_4^2(3\delta_1^2 + 3\delta_3^2 + 6\delta_1(\delta_3 - 2\delta_4\Omega^2) - \\ - 4\delta_4(3A_6 + \delta_0 + \delta_2 - 2\delta_4\Omega^4) + \delta_3\delta_4(8\Omega_0^2 - 12\Omega^2)); \\ B_3 = 4\delta_4^3((2\delta_4\Omega^2 - \delta_1 - \delta_3)(-4(A_6 + \delta_0 + \delta_2)\delta_4 + (\delta_1 + \delta_3)(\delta_1 + \\ + \delta_3 - 4\delta_4\Omega^2)) - 8\delta_4(-4\delta_2\delta_4 + \delta_3(\delta_1 + \delta_3 - 2\delta_4\Omega^2))\Omega_0^2 - 16\delta_3\delta_4^2\Omega_0^4); \\ B_4 = \delta_4^4(\delta_1^2 + \delta_3^2 + 4(A_6 - \delta_0 - \delta_2)\delta_4 + 2\delta_1(\delta_3 - 2\delta_4 \times \\ \times \Omega^2) - 4\delta_3\delta_4(\Omega^2 - 2\Omega_0^2))^2. \end{cases} \quad (4.26)$$

За допомогою методу Декарта-Ейлера [253] отримано корені рівняння (4.25) – їх чотири. Надалі перейдемо до визначення невідомого коефіцієнта A_3 . Оскільки коренів рівняння (4.25) – чотири, то існує вісім значень коефіцієнта A_3 . Необхідно з цих восьми значень обрати один. Для цього необхідно використати теорію стійкості розв’язків диференціальних рівнянь. Дійсно, вибір того чи іншого значення коефіцієнту може призвести до втрати стійкості руху динамічної системи. Для того, щоб цього не сталося дослідимо рух динамічної системи „кран-вантаж” на стійкість. Використаємо алгебраїчний критерій Рауса-Гурвіца [254]. Для цього зведемо систему диференціальних рівнянь (4.2) до одного диференціального рівняння четвертого порядку:

$$y_0^{IV} + \frac{A_3}{\delta_4} \ddot{y}_0 + \left(\frac{A_9}{2\delta_4} + \Omega^2 \right) \ddot{y}_0 + \frac{A_8}{2\delta_4} \dot{y}_0 + \frac{A_6}{2\delta_4} y_0 = 0. \quad (4.27)$$

Запишемо характеристичне рівняння, яке відповідає диференціальному рівнянню (4.27):

$$\lambda^4 + \frac{A_3}{\delta_4} \lambda^3 + \left(\frac{A_9}{2\delta_4} + \Omega^2 \right) \lambda^2 + \frac{A_8}{2\delta_4} \lambda + \frac{A_6}{2\delta_4} = 0. \quad (4.28)$$

Складемо матрицю Гурвіца:

$$H = \begin{bmatrix} \frac{A_3}{\delta_4} & 1 & 0 & 0 \\ \frac{A_8}{2\delta_4} & \frac{A_9}{2\delta_4} + \Omega^2 & \frac{A_3}{\delta_4} & 1 \\ 0 & \frac{A_6}{2\delta_4} & \frac{A_8}{2\delta_4} & \frac{A_9}{2\delta_4} + \Omega^2 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{A_6}{2\delta_4} \end{bmatrix}. \quad (4.29)$$

Тепер складемо діагональні мінори матриці Гурвіца (4.29), які із використанням виразів (4.23) та (4.24), можна подати у такому вигляді:

$$\Delta_1 = \frac{A_3}{\delta_4}; \quad (4.30)$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} \frac{A_3}{\delta_4} & 1 \\ \frac{A_8}{2\delta_4} & \frac{A_9}{2\delta_4} + \Omega^2 \end{vmatrix} = A_3 A_9 - A_8 \delta_4 + 2A_3 \delta_4 \Omega^2; \quad (4.31)$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} \frac{A_3}{\delta_4} & 1 & 0 \\ \frac{A_8}{2\delta_4} & \frac{A_9}{2\delta_4} + \Omega^2 & \frac{A_3}{\delta_4} \\ 0 & \frac{A_6}{2\delta_4} & \frac{A_8}{2\delta_4} \end{vmatrix} = -2A_3^2 A_6 - A_8^2 \delta_4 + A_3 A_8 (A_9 + 2\delta_4 \Omega^2). \quad (4.32)$$

Необхідною умовою стійкості розв'язку диференціального рівняння (4.27) (стійкості руху динамічної системи) є додатність всіх коефіцієнтів характеристичного рівняння (4.28). Отже, можемо відкинути від'ємні корені, які були знайдені при розрахунку невідомого коефіцієнта A_3 . Залишається чотири значення коефіцієнта A_3 , з яких необхідно обрати лише один. Позначимо їх так: $A_{3(1)}, A_{3(2)}, A_{3(3)}, A_{3(4)}$.

Достатніми умовами стійкості руху системи є додатність діагональних мінорів (4.30)-(4.32) матриці Гурвіца (4.29). Перший діагональний мінор співпадає із необхідною умовою стійкості руху системи, оскільки коефіцієнт δ_4 завжди додатній. Аналіз достатніх умов стійкості руху динамічної системи, які представляються у такому вигляді:

$$\begin{cases} \Delta_2 > 0; \\ \Delta_3 > 0, \end{cases} \quad (4.33)$$

є досить складною задачею. Це пов'язано з тим, що невідомі коефіцієнти, які входять у вирази (4.31) та (4.32) залежать від коефіцієнтів $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ та від частот Ω і Ω_0 . Зміна параметрів системи (маси вантажу, довжини гнучкого підвісу) або коефіцієнтів $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ (наприклад, при зміні важливості

складових у структурі оптимізаційного критерію (4.5)), не дозволяє провести аналіз умов (4.33). Для того, щоб визначити значення коефіцієнта A_3 , яке відповідає стійкому руху динамічної системи, розрахуємо значення діагональних мінорів Δ_2 та Δ_3 для наступних параметрів: $l=8$ м; $m_1=50000$ кг; $m_2=20000$ кг, що відповідає переміщенню портовим перевантажувачем двадцятифутового контейнера (подальші розрахунки виконані для цих же параметрів). Також прийемо, що всі складові комплексного критерію однаково важливі, тобто $\delta_0=\delta_1=\delta_2=\delta_3=\delta_4=0,2$. Розрахунки проведено для всіх коефіцієнтів $A_{3(1)}, A_{3(2)}, A_{3(3)}, A_{3(4)}$ (табл. 4.1).

Таблиця 4.1.

Значення діагональний мінорів Δ_2 та Δ_3 для коефіцієнтів $A_{3(1)}, A_{3(2)}, A_{3(3)}, A_{3(4)}$

Значення діагональних мінорів	Коефіцієнти			
	$A_{3(1)}$	$A_{3(2)}$	$A_{3(3)}$	$A_{3(4)}$
Δ_2	-0,74	$-1,02 \cdot 10^{15}$	-0,74	6,51
Δ_3	-0,79	$-1,04 \cdot 10^{30}$	-0,79	11,28

Із всіх наведених значень діагональних мінорів лише коефіцієнт $A_{3(4)}$ забезпечує виконання умов (4.33), тобто рух динамічної системи буде стійким при використанні коефіцієнту $A_{3(4)}$. Знаходження невідомого коефіцієнта A_3 означає те, що розв'язок оптимізаційної задачі у вигляді зворотного зв'язку знайдено.

Наведемо графіки, які відповідають оптимальному керуванню (рис. 4.1, а) при умові, що на початку гальмування швидкість крана рівна 1 м/с, а також присутнє відхилення канату з вантажем від вертикалі: $\Delta x=0,5$ м; $\Delta \dot{x}=-0,5$ м/с. Аналіз графіків, які зображені на рис. 4.1, показує, що протягом гальмування фазова точка переходить у початок координат, який позначено точкою сірого кольору. Фізично це означає, що кран зупиняється, а коливання вантажу припиняються. Перевагою синтезованого оптимального керування є те, що воно враховує фактичний стан динамічної системи (швидкість руху крана та

фазу коливань вантажу). Це значить, що стохастичні впливи не вносять невизначеності у роботу крана. Аналіз графіка на рис. 4.1, б показує, що протягом гальмування функція керування може набувати великих значень, що може бути проблематичним для практичної реалізації керування.

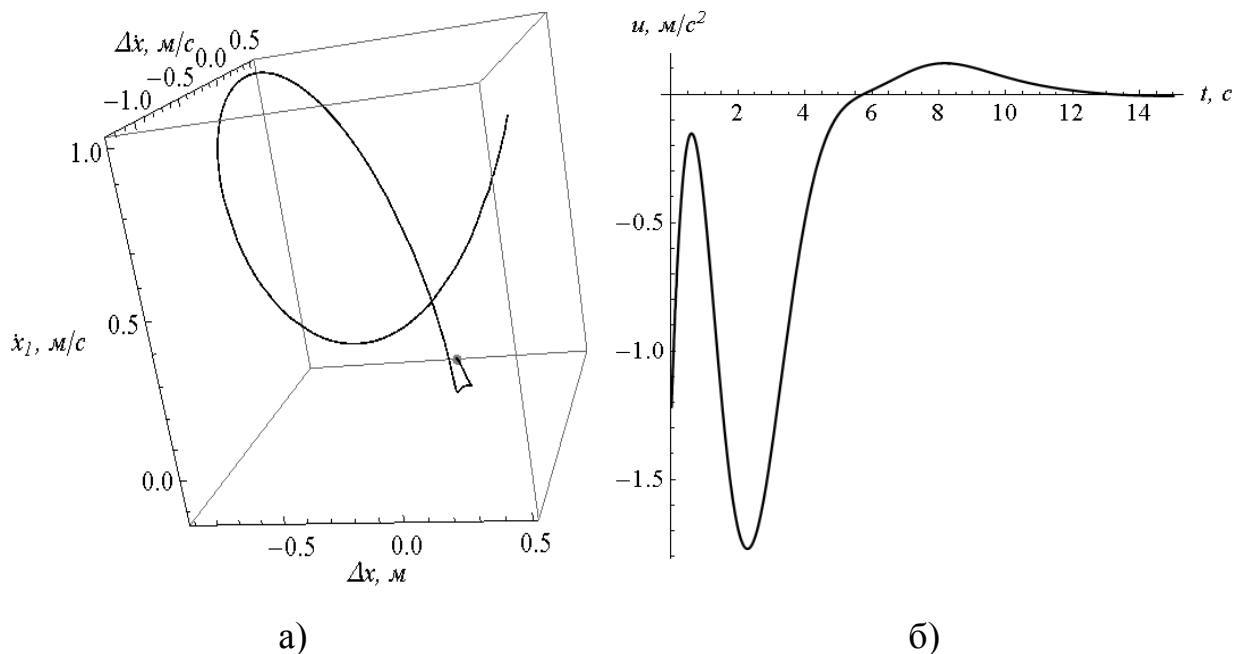


Рис. 4.1. Графіки функцій руху системи: а) неklasичний фазовий портрет руху динамічної системи у координатах „кут відхилення канату з вантажем від вертикалі – швидкість кута відхилення канату з вантажем від вертикалі – швидкість руху крана”; б) функція керування рухом системи

Для встановлення можливості реалізації оптимального керування необхідно проаналізувати обмеження, які накладаються на керування.

4.3. Аналіз обмежень, які накладені на функцію оптимального керування

Важливою задачею при реалізації функції оптимального керування є встановлення області її допустимих значень [207, 255-257]. Фактично обмеження області допустимих керувань пов'язано з обмеженнями, які виникають при експлуатації електричних та механічних пристроїв крана. Позначимо область допустимих керувань через U . Тоді можна записати:

$$U = P_{\text{мех}} \cap P_{\text{ел}}, \quad (4.34)$$

де $P_{\text{мех}}$ та $P_{\text{ел}}$ – множини допустимих значень керування, які накладаються зі сторони механічного та електричного обладнання крана відповідно. Тепер розглянемо окремо вказані множини.

Для реалізації оптимального керування важливим є забезпечення неперевищення граничного значення прискорення крана [258]. Якщо граничне значення прискорення буде перевищене, то колеса крана будуть пробуксовувати по крановому шляху (рельсам), а це означає зрив оптимального керування для програмної стратегії або ускладнення для стратегії керування у вигляді зворотного зв'язку.

Одним із обмежень на керування зі сторони механічної частини є неперевищення максимального значення швидкості руху окремих елементів крана, особливо швидкохідних валів, зубчастих коліс тощо. Виконання цієї вимоги пов'язано з тим, що при збільшенні швидкості руху вказаних елементів вони збільшують амплітуду коливань. При цьому інтенсивно зношуються підшипникові вузли механізмів, а коливання передаються на інші конструктивні елементи крана, що є небажаним.

Що стосується динамічних показників, які також повинні бути враховані при реалізації оптимального керування, то тут необхідно відмітити умову неперевищення граничних значень зусиль та крутних моментів, на які розраховані окремі елементи кранових механізмів: вали, зубчасті передачі, муфти, підшипники. Отже можемо записати:

$$P_{\text{мех}} = P_{\text{шв.}} \cap P_{\text{приск.}} \cap P_{\text{зус.}} \cap P_{\text{мом.}}, \quad (4.35)$$

де $P_{\text{шв.}}$, $P_{\text{приск.}}$, $P_{\text{зус.}}$, $P_{\text{мом.}}$ – множини допустимих керувань, які обумовлені швидкістю руху елементів крана, прискоренням руху крана, зусиллями та крутними моментами у кранових елементах відповідно.

Загалом, границя множини допустимих значень керування, які накладаються зі сторони механічного обладнання крана $P_{мех}$, є постійною, що не викликає складнощі при реалізації оптимального керування на практиці.

Перейдемо до аналізу множини допустимих значень керування, які накладаються зі сторони електричного обладнання крана $P_{ел}$. Тут необхідно враховувати обмеження, які накладаються зі сторони електродвигуна і силового перетворювача (як правило, частотного перетворювача), який є джерелом живлення електродвигуна. При аналізі $P_{ел}$ можна не враховувати обмеження зі сторони мережі (прийнято припущення, що живлення частотного перетворювача виконується від промислової мережі, потужність якої є нескінченною). Крім того, можна не враховувати обмеження зі сторони електричної комутаційної апаратури крана та кабелів живлення. Отже, справедливою є формула:

$$P_{ел} = P_{н.ч} \cap P_{ед.д}, \quad (4.36)$$

де $P_{ел.д}$ та $P_{н.ч}$ – множини допустимих керувань, які обумовлені обмеженнями зі сторони електродвигуна і частотного перетворювача відповідно.

Обмеження зі сторони електродвигуна пов'язані з його перевантажувальною здатністю, обмеженням допустимої напруги живлення двигуна, допустимою температурою ізоляції. Якщо відома теплова модель двигуна, яка включає величину струму двигуна та тривалість його протікання, електричний опір обмоток, теплоємність двигуна і умови його охолодження, то можна визначити поточну температуру двигуна і порівняти її з допустимою. Зазначимо, що існує альтернативний шлях вирішення проблеми неперевищення допустимої температури ізоляції. Для цього використовують теплові сенсори, які дають безпосередню інформацію про температуру двигуна. Використання того чи іншого способу необхідно виконувати, виходячи з конкретних умов експлуатації кранового електроприводу.

Що стосується забезпечення перевантажувальної здатності приводу, то тут необхідно використовувати нелінійну функцію типу „насичення”, яка „відрізає” куски функції керування, реалізація яких пов’язана з перевищенням перевантажувальної здатності приводу [167]. Необхідно зазначити, що нелінійний елемент типу „насичення” можна налаштувати таким чином, щоб повністю забезпечити роботу двигуна без перевантажень за крутним моментом. Крім того, за допомогою елемента типу „насичення” можна забезпечити відсутність зміни напрямку електромагнітного моменту приводу, якщо це вимагається при експлуатації кранового приводу.

Неперевищення напруги живлення кранового двигуна вимагається для того, щоб унеможливити пробій ізоляції обмоток двигуна або джерела його живлення. При швидкій зміні функції керування рухом механізму крана у обмотках двигуна можливе наведення значних електрорушійних сил, які можуть викликати значне підвищення напруги у обмотках двигуна. Крім того, сама реалізація швидкої зміни функції керування вимагає прикладання до обмоток двигуна значних напруг. Покажемо це на прикладі двигуна постійного струму із незалежним збудженням. Рівняння електричної рівноваги якірного кола такого двигуна можна записати у вигляді [167]:

$$U_{\text{живл}} = \dot{\varphi} c \Phi + M_{\text{ел. маг.}} \frac{R_{\text{я}}}{c \Phi} + \frac{L}{c \Phi} \dot{M}_{\text{ел. маг.}}, \quad (4.37)$$

де $U_{\text{живл}}$ – напруга живлення двигуна;

φ – кут повороту вала двигуна;

c – коефіцієнт, який визначається конструкцією двигуна;

Φ – магнітний потік двигуна, який приймається постійною величиною;

$M_{\text{ел. маг.}}$ – електромагнітний момент двигуна;

$R_{\text{я}}$ – опір якірного кола двигуна;

L – індуктивність обмотки якоря. Для того, щоб забезпечити швидку зміну електромагнітного моменту двигуна (функція керування рухом кранового механізму, як правило, пропорційна електромагнітному моменту двигуна),

необхідно до обмоток двигуна прикласти значну напругу живлення. При цьому значення кутової швидкості та електромагнітного моменту двигуна, які впливають на перший та другий доданок лівої частини рівняння (4.37), не можуть змінюватись миттєво і тому не значно впливають на зміну напруги живлення двигуна. Використовуючи у розрахунках певні припущення, аналогічні викладки можна зробити для асинхронного двигуна. Для того, щоб забезпечити неперевищення допустимої напруги живлення двигуна необхідно обмежувати інтенсивність зміни його електромагнітного моменту.

Таким чином, обмеження на величину напруги живлення трансформуються у обмеження на швидкість зміни електромагнітного моменту двигуна. Підводячи підсумок сказаного, можемо записати наступну формулу:

$$P_{ел.д} = P_{п.з.} \cap P_{шв.ел.маг.} \cap P_{тем.о}, \quad (4.38)$$

де $P_{п.з.}$, $P_{шв.ел.маг.}$, $P_{тем.о}$ – множини допустимих керувань, які обумовлені обмеженнями за перевантажувальною здатністю двигуна, швидкістю зміни електромагнітного моменту двигуна та температурою ізоляції його обмоток відповідно. Для множин допустимих керувань, які накладаються з боку частотного перетворювача, можна записати вираз:

$$P_{п.ч} = P_{п.с.} \cap P_{шв.ел.маг.} \cap P_{тем.т}, \quad (4.39)$$

де $P_{п.с.}$, $P_{шв.ел.маг.}$, $P_{тем.т}$ – множини допустимих керувань, які обумовлені перевантаженням частотного перетворювача за струмом та за швидкістю зміни електромагнітного моменту двигуна, температурою силових транзисторів відповідно. Максимально допустима величина струму частотного перетворювача, яка пов'язана з множиною $P_{п.с.}$, вказується у його паспортних даних. Обмеження на керування, яке викликане множиною $P_{п.с.}$,

досить сильне. При перевищенні границі множини $P_{n.c.}$ може виникнути електронний прибій силових IGBT-транзисторів частотного перетворювача.

Обмеження на керування, яке обумовлене множиною $P_{темп.т}$ також досить сильне. Воно трансформується у обмеження на величину струму частотного перетворювача та тривалість його протікання. Як правило, виробники частотних перетворювачів вказують дві точки на їх часострумових характеристиках: дозволяється протікання струму 150% від номінального протягом однієї хвилини, або струму 200% від номінального протягом 0,5 секунд [228]. Перевищення вказаних обмежень може призвести до теплового пробою силових транзисторів.

Порівняння обмежень, які накладаються зі сторони електродвигуна та частотного перетворювача, показують, що сильнішими є обмеження зі сторони частотного перетворювача. Це пов'язано з тим, що він містить силові транзистори [228], які досить чутливі до струмових перевантажень. Необхідно також сказати і те, що сучасні частотні перетворювачі містять інтелектуальний захист від різних аварійних режимів роботи. Перевищення вказаних вище обмежень може викликати аварійне вимикання частотного перетворювача, що у свою чергу спричинить зупинку кранового двигуна. Подальша експлуатація частотного перетворювача можлива лише після усунення причини його вимикання. Бажано не допускати подібних аварійних ситуацій, оскільки при цьому існує небезпека виходу з ладу обладнання.

Визначимо область допустимих керувань для даного дослідження:

$$u \in U = P_{приск.} \cap P_{n.з.} \cap P_{шв.ел.маг.} \quad (4.40)$$

Вибір саме таких обмежень пов'язаний з їх важливістю. Крім того, інші обмеження можна врахувати відповідним вибором потужності частотного перетворювача та його налаштуваннями. Графічна інтерпретація виразу (4.40) показана на рис. 4.2. З рис. 4.2 видно, що область допустимих керувань є кон'юнкцією множин $P_{приск.}$, $P_{n.з.}$, $P_{шв.ел.маг.}$. Крім того, на рис. 4.2 показано те,

що вказані множини є різними, тобто вони допускають різну варіацію „своїх” параметрів (прискорення, електромагнітного моменту двигуна та швидкості його зміни).

Для того, щоб оптимальне керування було допустимим, тобто щоб виконувалась умова (4.40), необхідно розробити методи, які б дозволяли оптимальному керуванню „потрапити” у допустиму область.

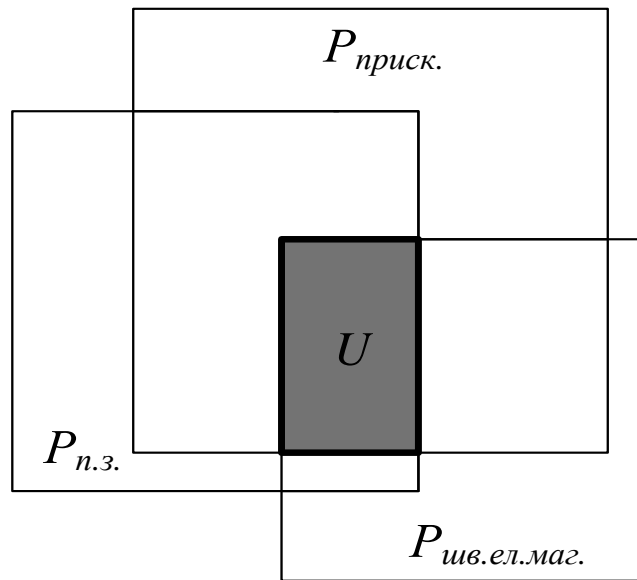


Рис. 4.2. Кон’юнкція множин $P_{приск.}$, $P_{n.з.}$, $P_{шв.ел.маг.}$, яка визначає область допустимих керувань U

Зазначимо, що постановка задачі оптимального керування з врахуванням умови (4.40) значно ускладнює (досить часто унеможлиблює) її розв’язання. Тому нами обрано інший підхід – спочатку розв’язується задача оптимального керування динамічною системою „кран - вантаж” і лише тоді враховуються обмеження на керування (4.40). При цьому керування системою певним чином модифікується. Така модифікація керування може залишати „оптимальність” керування (модифікована функція керування все одно буде оптимальною) [259] або модифіковане керування втрачає „оптимальність”, тоді таку функцію називають квазіоптимальною.

4.4. Розробка методу врахування обмежень на функцію керування

Для того, щоб забезпечити обмеження на керування (4.40) необхідно розробити алгоритми роботи мехатронної системи керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі.

Для забезпечення неперевищення максимального значення прискорення крана під час його гальмування необхідно виконати умову:

$$|u| \leq a_{\max}, \quad (4.41)$$

де a_{\max} – максимально-допустиме значення прискорення крана. Перед тим, як виконувати відправку сигналів керування на частотний перетворювач у системі керування рухом крана повинна пройти перевірка умови (4.41). Якщо умова (4.41) не виконується, то система автоматично встановлює керування:

$$u = \begin{cases} a_{\max}, & \text{якщо } u > a_{\max}; \\ -a_{\max}, & \text{якщо } u < -a_{\max}. \end{cases} \quad (4.42)$$

Якщо умова (4.42) виконується, то функція керування рухом крана передається на виконавчий пристрій без змін.

Для забезпечення умови неперевищення допустимого значення електромагнітного моменту двигуна необхідно виконувати умову:

$$um_1 + W \leq F_{\text{дон}}, \quad (4.43)$$

де $F_{\text{дон}}$ – допустиме значення приводного зусилля, яке відповідає максимально-допустимому значенню електромагнітного моменту кранового електродвигуна. Виконання цієї умови зводиться до забезпечення рівності:

$$u = \begin{cases} -\frac{W}{m_1}, & \text{якщо } u > -\frac{W}{m_1}; \\ -\frac{F_{\text{дон}} + W}{m_1}, & \text{якщо } u < -\frac{F_{\text{дон}} + W}{m_1}. \end{cases} \quad (4.44)$$

Перша умова у виразі (4.44) означає заборону перевищення нульового значення електромагнітного моменту двигуна. Постановка умови (4.44) дозволяє експлуатувати крановий електропривод лише у другому квадранті механічної характеристики, що забезпечує знакосталість електромагнітного моменту кранового двигуна (при гальмуванні крана крутний момент електродвигуна механізму переміщення крана буде завжди мати від'ємне значення). Це дозволяє знизити рівень динамічних на електричних навантажень на привод механізму переміщення крана.

Для забезпечення умови неперевіщення швидкості зміни електромагнітного моменту двигуна у системі керування рухом крана повинна виконуватись перевірка:

$$|u_i - u_{i-1}| < \Delta t \dot{u}_{don}, \quad (4.45)$$

де u_i та u_{i-1} – значення функції керування на i -тому та $(i-1)$ -ому кроці процесу керування рухом крана відповідно;

Δt – тривалість часу між сусідніми дискретними керуваннями u_i та u_{i-1} (крок дискретизації процесу керування);

\dot{u}_{don} – допустиме значення швидкості зміни керування, яке відповідає максимально-допустимій швидкості зміни електромагнітного моменту приводного кранового двигуна. Права частина нерівності (4.45) є модулем, оскільки у процесі руху крана керування може як збільшуватись так і зменшуватись. Якщо умова (4.45) не виконується, то керування на i -тому кроці встановлюється у відповідності до виразу:

$$u_i = \begin{cases} u_{i-1} - \Delta t \dot{u}_{don}, & \text{якщо } u_i - u_{i-1} < -\Delta t \dot{u}_{don}, \\ u_{i-1} + \Delta t \dot{u}_{don}, & \text{якщо } u_i - u_{i-1} > \Delta t \dot{u}_{don}. \end{cases} \quad (4.46)$$

На рис. 4.3 представлена блок-схема алгоритму керування рухом крана, яка реалізує перевірки (4.41), (4.43) та (4.45) та модифікує оптимальне керування, якщо це потрібно.

Система керування рухом крана є цифровою, що означає дискретне виконання команд на кожному кроці алгоритму [260].

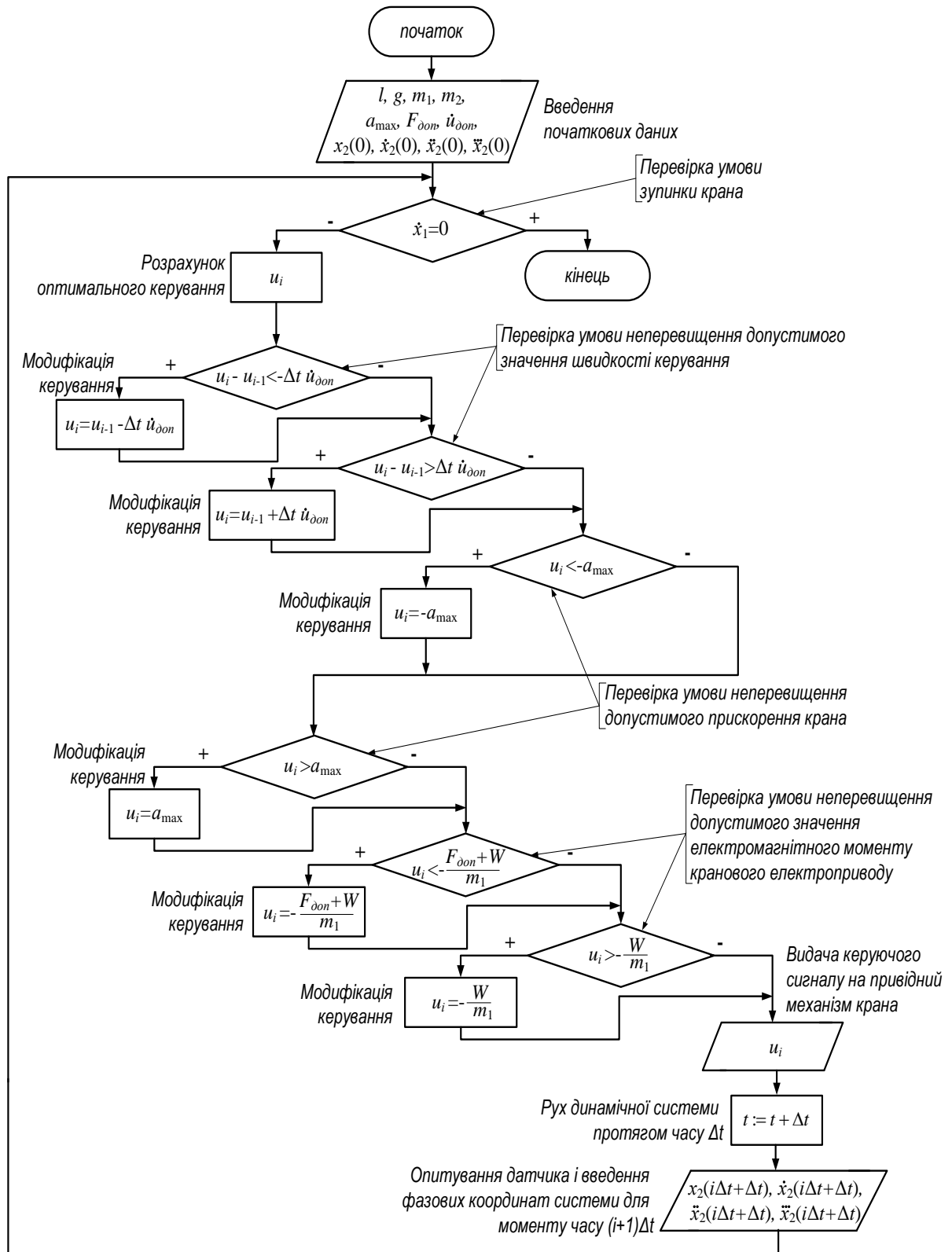


Рис. 4.3. Блок-схема алгоритму керування рухом крана при модифікації функції оптимального керування

Докладно опишемо процес формування модифікованого керування (у подальшому будемо називати його квазіоптимальним керуванням):

- 1) задають значення початкових параметрів процесу (зведених мас крана і вантажу, довжини гнучкого підвісу, обмежень, які накладаються на керування);
- 2) вводять значення положення вантажу та вищі похідні цієї функції за часом на початку процесу гальмування крана;
- 3) перевіряють умову зупинки крана. Якщо кран має ненульову швидкість то переходять до визначення квазіоптимального керування. У іншому випадку (кран зупинився) виконується вихід з алгоритму;
- 4) на основі всіх введених у систему даних виконується розрахунок оптимального керування за виразом (4.20);
- 5) виконується перевірка умови неперевищення допустимого значення швидкості керування. У випадку коли умова не виконується модифікують оптимальне керування за допомогою виразу (4.46);
- 6) виконується перевірка умови неперевищення допустимого прискорення крана. У випадку коли умова не виконується система керування модифікує функцію керування за допомогою виразу (4.42);
- 7) виконується перевірка умови неперевищення допустимого значення електромагнітного моменту кранового електроприводу. У випадку коли умова не виконується система керування модифікує функцію керування за допомогою виразу (4.44);
- 8) виконується видача квазіоптимального керування на виконавчий пристрій (частотний перетворювач приводу крана);
- 9) виконується рух системи протягом часу Δt ;
- 10) виконується опитування датчика кінематичних функцій руху вантажу та введення даних у систему;
- 11) виконують перехід до третього пункту алгоритму.

У подальшому виконаємо аналіз дії квазіоптимального керування на динаміку руху системи „кран-вантаж”.

4.5. Моделювання та аналіз квазіоптимального керування

4.5.1. Моделювання стохастичних збурень

Вантажопідйомні крани, які працюють на будівельних майданчиках, у морських та річкових портах тощо, можуть зазнавати дії вітрових збурень [261]. Якщо навітряна площа вантажу є значною і напрямок дії вітрового пориву перпендикулярний до площі вантажу, то вантаж буде відхилятися від траєкторії, яка визначена з використанням теоретичних розрахунків. Для того, щоб встановити траєкторію руху вантажу та крана необхідно врахувати зусилля від дії вітру, яка може бути знайдена за допомогою наступної моделі:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = -F - W \operatorname{sign} \dot{x}_1 - F_{e1}; \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l} (x_2 - x_1) - \frac{F_{e2}}{m_2} = 0, \end{cases} \quad (4.47)$$

де F_{e1} та F_{e2} – зусилля від дії вітру на кран та вантаж відповідно. Запишемо вирази для функцій F_{e1} та F_{e2} [262]:

$$\begin{cases} F_{e1} = S_1 \frac{\rho v_e^2}{2} k c n; \\ F_{e2} = S_2 \frac{\rho v_e^2}{2} k c n, \end{cases} \quad (4.48)$$

де S_1 та S_2 – найбільша площа (мідель) поперечного перерізу крана та вантажу відповідно (для прийнятого у розрахунках портового перевантажувача $S_1=12 \text{ м}^2$; для стандартного двадцятифутового контейнера $S_2=15,281 \text{ м}^2$);

ρ – щільність повітря ($\rho=1,225 \text{ кг/м}^3$);

k – коефіцієнт, що враховує зміну динамічного тиску вітру по висоті (для висоти 10 м приймається $k=1$);

c – коефіцієнт аеродинамічного зусилля (для випадку коли відсутній ефект затінення від інших споруд та конструкцій приймається $c=1,2$);

n – коефіцієнт перевантаження (при розрахунках конструкції крана по методу граничних станів приймають $n=1,1$; при розрахунках конструкції крана по методу допустимих напружень $n=1$ [262]. Прийmemo $n=1,1$);

v_g – швидкість руху повітря, яка у даному дослідженні прийнята змінною. Для моделювання функції v_g необхідно врахувати нормативні документи, які забороняють роботу крана при дії на нього вітрових навантажень. Згідно „Типової інструкції з безпечного ведення робіт для кранівників (машиністів) кранів мостового типу (мостових, козлових, напівкозлових)” [263] при силі вітру понад 6 балів (швидкість вітру сягає 9,9-12,4 м/сек) роботу кранів припиняють. Прийmemo, що максимальна швидкість вітру рівна 9,5 м/сек. Характер зміни швидкості вітру при пориві задамо у наступному вигляді:

$$v_g = \frac{38(t_n - t)(t - t_k)}{(t_n - t_k)^2}, \quad (4.49)$$

де t_n та t_k – відповідно початковий та кінцевий моменти дії вітрового пориву. Модель (4.48) може бути недостатньо адекватною реальній зміні швидкості вітру при пориві. Однак, мета дослідження полягає у тому, щоб показати, що зовнішнє вітрове збурення не приводить до виникнення залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі. Отже, максимальне зусилля, яке діє на вантаж і яке спричинене вітровим поривом, рівне 1115 Н, що не суперечить ГОСТ 1451-77 [262], згідно з яким вітрове навантаження на вантаж приймають не менше, ніж 500 Н.

4.5.2. Аналіз руху крана при квазіоптимальному керуванні

Моделювання руху крана із вантажем на гнучкому підвісі при дії вітрового пориву будемо виконувати за допомогою чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь (4.2) із початковими умовами (4.4). Чисельні значення виразів (4.4) розраховані з умови, що на початку гальмування кран рухається із швидкістю 1 м/с і коливання вантажу відсутні.

Параметри системи „кран-вантаж” такі: $F_{\max}=11500$ Н, $W=5000$ Н. Умовою закінчення дії керування є зупинка крана (рис. 4.4).

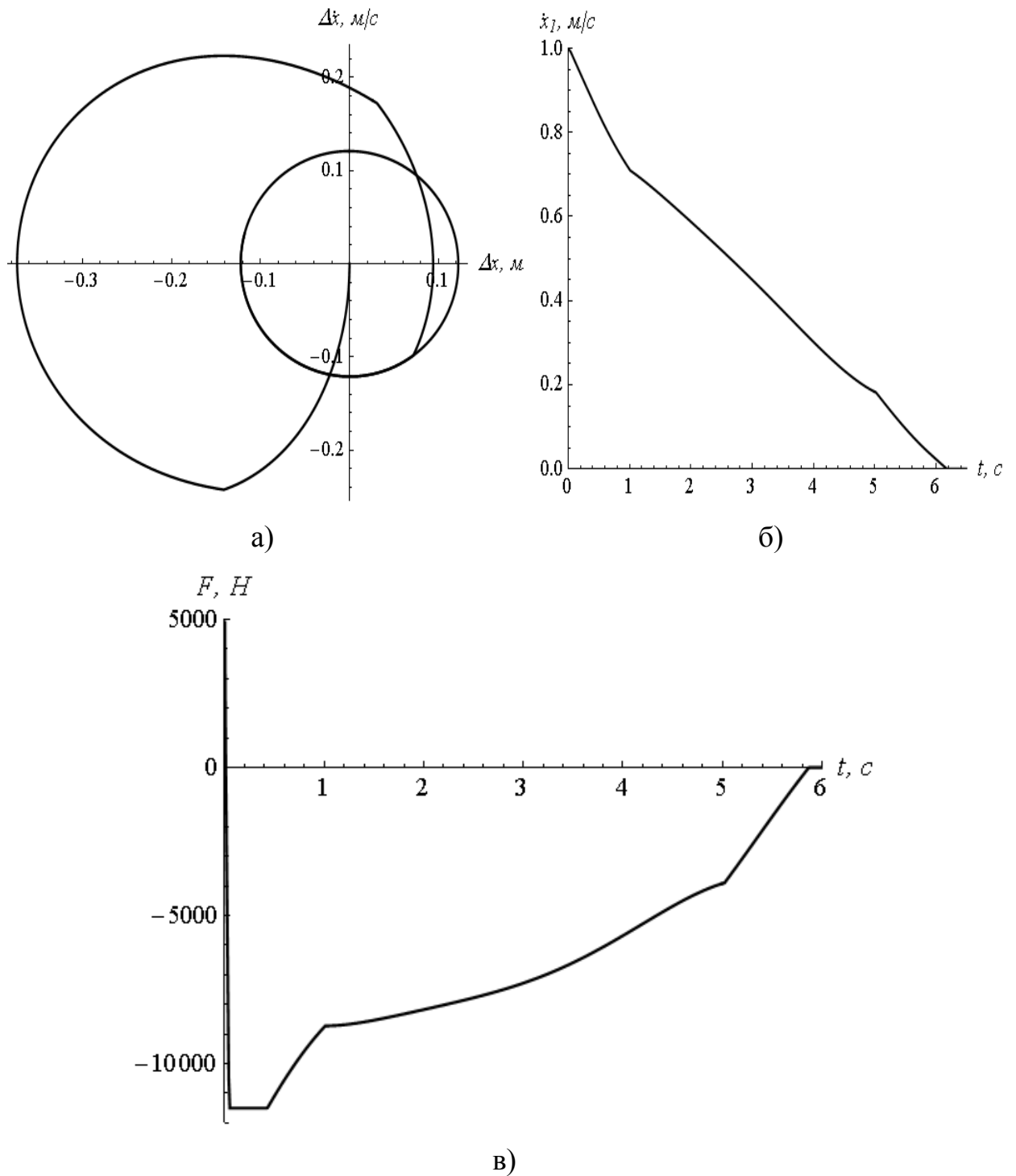


Рис. 4.4. Графіки, які відповідають руху динамічної системи „кран - вантаж” при вітровому пориві у напрямку руху крана: а) фазовий портрет коливань вантажу; б) швидкість руху крана; в) приводне зусилля

Проведемо моделювання руху крана із вантажем при умові, що напрямок вітру протилежний напрямку руху крана. Результати, які ілюструють динаміку руху крана та коливання вантажу наведено на рис. 4.5.

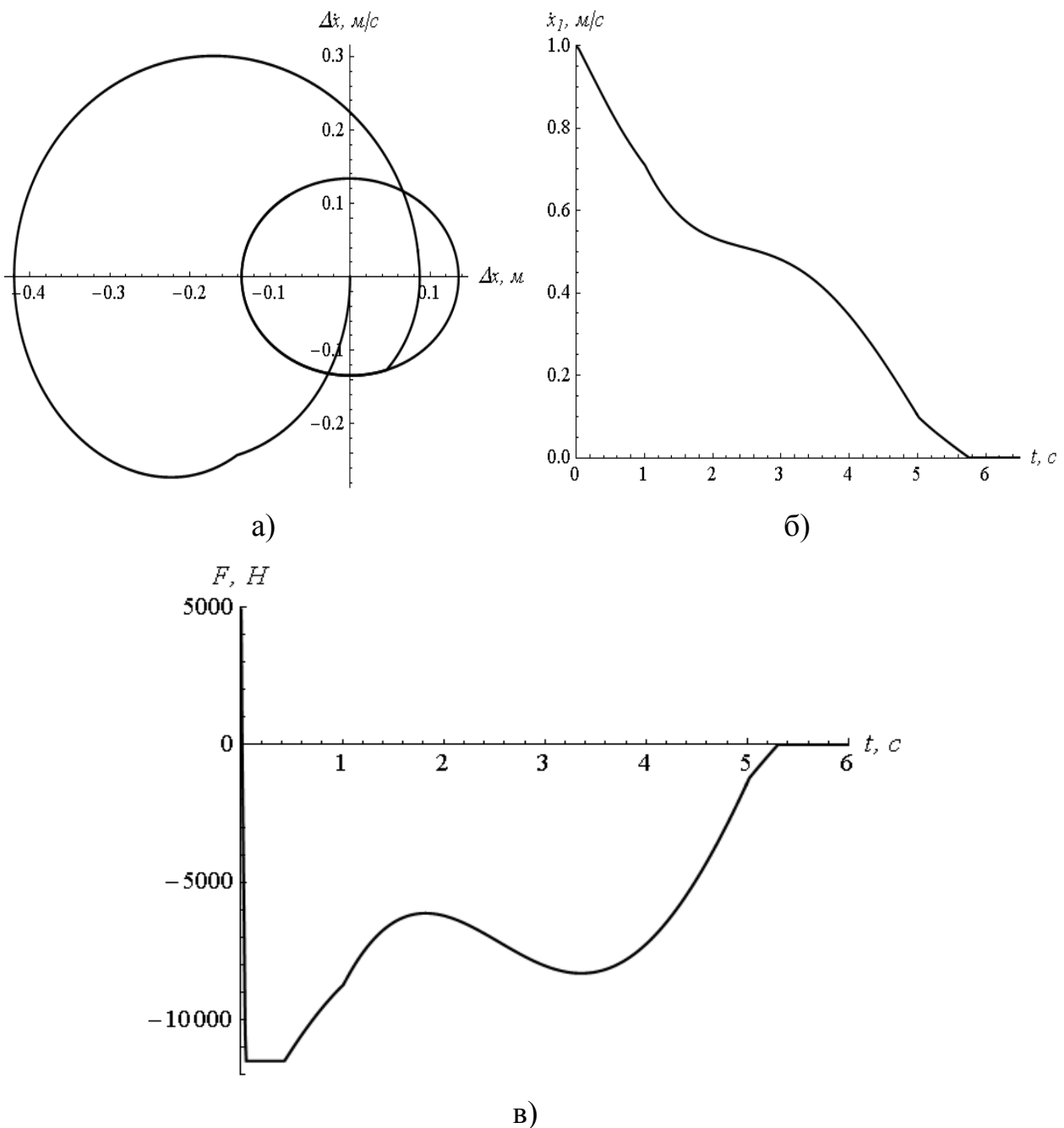


Рис. 4.5. Графіки, які відповідають руху динамічної системи „кран - вантаж” при вітровому пориві протилежному до руху крана: а) фазовий портрет коливань вантажу; б) швидкість руху крана; в) приводне зусилля

Із наведених на рис. 4.5 графіків видно, що незалежно від напрямку вітрового пориву в кінці гамування крана залишаються незначні коливання

вантаж. У обох випадках амплітуда коливань не перевищує 14 см (0,8 градусів). Якщо амплітуда залишкових коливань вантажу не перевищує допустиме значення при виконанні посадки вантажу на основу (транспортний засіб), то використання квазіоптимального керування дозволяє підвищити продуктивність крана.

Функція приводного зусилля у обох випадках не перевищує верхньої межі. Аналіз функції приводного зусилля показує, що швидкість зміни приводного зусилля (або відповідна їй функція керування рухом крана) на деяких етапах руху крана знаходиться на межі допустимої області. Що стосується межі допустимого прискорення, то воно також не перевищує максимально можливе значення. Таким чином, під час моделювання руху крана була виконана модифікація функції оптимального керування (використано алгоритм, який показано на рис. 4.3).

Графіки зміни швидкості руху крана, які показані на рис. 4.4, б та рис. 4.5, б, мають приблизно однаковий характер зміни. Тривалість руху крана для першого випадку на 0,4 секунд менша.

Загалом, аналіз наведених результатів показує, що використання квазіоптимального керування рухом крана у вигляді зворотного зв'язку дозволяє майже повністю усунути коливання вантажу, що підвищує ефективність експлуатації крана.

Висновки до четвертого розділу

1. Проведено постановку задачі оптимального керування рухом вантажопідйомного крана із вантажем на гнучкому підвісі, яка включає: математичну модель системи; крайові умови руху, які забезпечують усунення коливань вантажу у кінці гальмування крана та його зупинку; комплексний оптимізаційний інтегральний критерій.
2. Розв'язана задача оптимального керування рухом системи „кран-вантаж” у вигляді зворотного зв'язку. Знайдене оптимальне керування характеризується робастністю до дії на кран стохастичних збурень. Для встановлення стійкості руху динамічної системи використано критерій Рауса-Гурвіца.
3. Проведено аналіз обмежень, які накладаються на функцію керування рухом вантажопідйомного крана. Встановлено, що границя множини допустимих керувань є складною функцією електричних та механічних параметрів кранових механізмів. Для розв'язаної задачі оптимального керування рухом крана визначена область допустимих керувань, яка представляється кон'юнкцією трьох множин, що обмежені: допустимим прискоренням крана, допустимою величиною електромагнітного моменту двигуна механізму переміщення крана та допустимою швидкістю зміни електромагнітного моменту двигуна.
4. Розроблено спосіб врахування обмежень на функцію керування рухом вантажопідйомного крана для керування у вигляді зворотного зв'язку, що реалізується за допомогою дискретної системи керування рухом вантажопідйомного крана.
5. Проведено моделювання руху крана із вантажем на гнучкому підвісі при дії вітрового пориву. Встановлено, що після зупинки крана амплітуда залишкових коливань вантажу не перевищує 0,8 градусів. При цьому квазіоптимальне керування досягає межі області допустимих значень керування U .

РОЗДІЛ 5

ПЛАНУВАННЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДІВ ТА МЕТОДИКА ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

5.1. Характеристика об'єктів експериментальних досліджень

Метою проведення дослідів є встановлення характеру зміни параметрів (динамічних, кінематичних, енергетичних та електричних) при переміщенні 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. Вантажопідйомність крана рівна 3,2 тонам.

Для керування рухом електродвигуна механізму переміщення крана використано частотний перетворювач FR-D700 Mitsubishi Electric, технічні характеристики якого наведено у таблиці 5.1 [264].

Таблиця 5.1.

Технічні характеристики частотних перетворювачів FR-D700

Mitsubishi Electric

Параметр	Значення параметра для частотного перетворювача FR-D700
1	2
Потужність, кВт	3,7
Номінальний вихідний струм, А	8
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

1	2
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 переміщення крана вимірювались такі фізичні величини: 1) положення кінцевих балок крана; 2) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; 3) прискорення кранового моста посередині прольоту; 4) струм, який споживається частотним перетворювачем; 5) струм, який споживається електродвигуном механізму переміщення крана. На рис. 5.1 показано схему розташування датчиків при дослідженні режимів руху механізму переміщення крана.

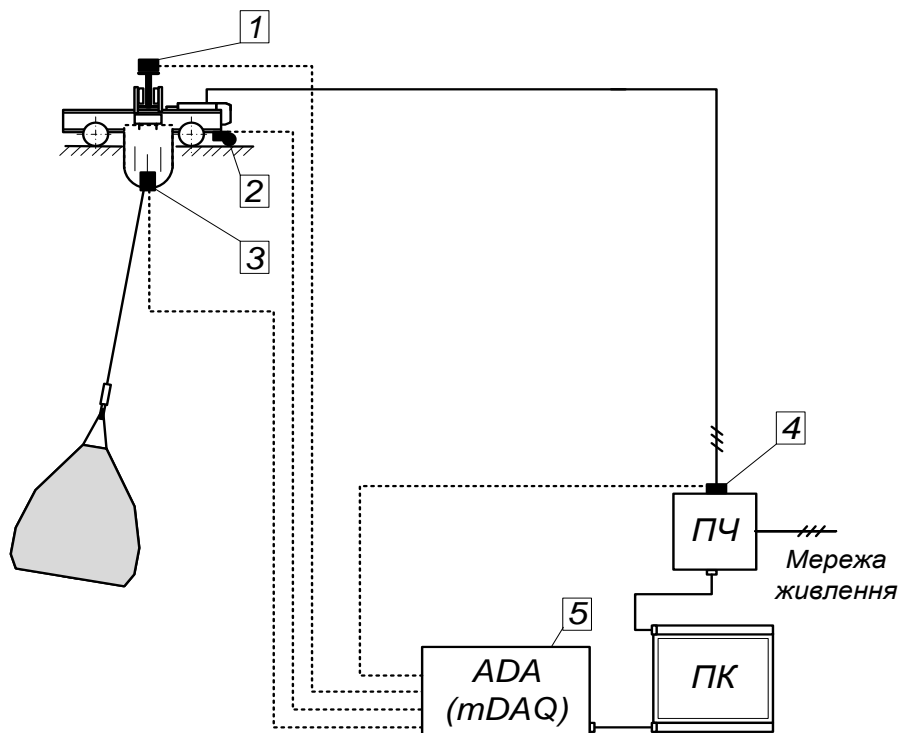


Рис. 5.1. Схема розташування датчиків на об'єкті натурних експериментів для дослідження режимів руху механізму переміщення крана:

- 1 – датчик прискорення кранового моста посередині прольоту;
- 2 – датчики положення обох кінцевих балок крана (показано лише один датчик);
- 3 – датчики кута відхилення канату з вантажем від вертикалі;
- 4 – датчики струму та напруги двигуна;
- 5 – пристрій збору даних (АЦП)

5.2. Датчики та пристрої збору даних

Технічні характеристики датчиків, які використані у експериментальних дослідженнях, наведено в таблиці Ж.1 (Додаток Ж).

Для збору масивів даних при проведенні експериментів використані пристрої ADA-1406 та mDAQ-14 [265-267]. Технічні характеристики пристроїв ADA-1406 та mDAQ-14 наведені у Додатку Ж [268, 269].

Керування роботою пристроїв ADA-1406 та mDAQ-14 виконується при використанні програми mDAQ-14 Reader (рис. 5.2).

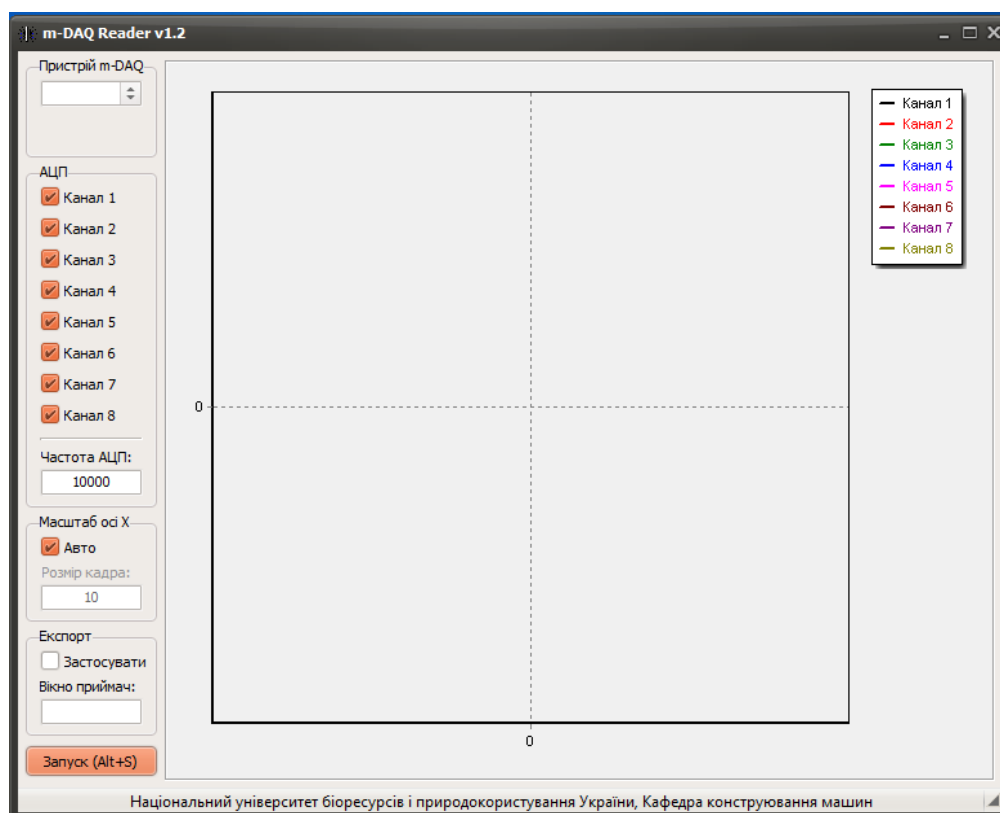


Рис. 5.2. Вікно програми mDAQ-14 Reader v 1.0

Подача напруги живлення на датчики виконується за допомогою блока живлення NY3003M-3 MASTECH [270], технічні характеристики якого наведені у Додатку Ж.

Також були використані блоки живлення SPD05051 та SPD12051 фірми Carlo Gavazzi, технічні характеристики яких наведені у Додатку Ж.

5.3. Планування експериментальних досліджень

Для експериментальних досліджень роботи механізму переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі незалежні фактори та рівні їх варіювання наведено у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Незалежні фактори та рівні їх варіювання для режиму переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі

Незалежні фактори	Рівні варіювання незалежних факторів
1	2
Перша серія експериментів	
Висота підвісу вантажу, м	3; 5
Друга серія експериментів	
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; 3; 5
Третя серія експериментів	
Висота підвісу вантажу, м	3; 5

1	2
Закон зміни частоти напруги живлення приводу	кінематично-динамічний; динамічний; ізопериметрично-динамічний
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу, сек	3; 5

Перша серія експериментів включає 2 дослідів; друга – $3 \cdot 2^2 = 12$ дослідів; третя – $3 \cdot 2^2 = 12$ дослідів. Загальна кількість дослідів для режиму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі $2 + 12 + 12 = 26$.

5.4. Статистичні показники оцінки експериментальних даних

Для оцінки експериментальних даних використано декілька статистичних показників

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

$$x_{i \max} = \max(x_i), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (5.1)$$

де x_i – значення i -тої фізичної величини;

n – довжина масиву.

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

$$\Delta x_i = x_{i.z} - x_{i.p}, \quad (5.2)$$

де $x_{i.z}$ та $x_{i.p}$ – теоретично очікуване та виміряне значення i -тої фізичної величин. Показник (5.2), наприклад, використано для визначення амплітуди залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі після зупинки крана.

3) середнє абсолютне значення вимірюваної величини \tilde{x} :

$$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |x_i|. \quad (5.3)$$

Значення показника (5.3) дає змогу оцінити ступінь коливальності кранового моста;

4) середньоквадратичне відхилення вимірюваної та заданої величин δ :

$$\delta = \sqrt{n^{-1} \sum_{i=1}^n (x_{z.i} - x_{p.i})^2}. \quad (5.4)$$

Безрозмірний коефіцієнт варіації дозволяє виконати оцінку міри відносного розсіювання фізичної величини відносно середнього значення теоретично очікуваної величини:

$$V = \frac{\delta}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{z.i}}. \quad (5.5)$$

За показниками (5.1)-(5.5) виконується якість реалізації оптимальних законів руху кранова із вантажем на гнучкому підвісі.

5.5. Програмне забезпечення для керування частотним перетворювачем механізму переміщення крана

Під час проведення експериментальних дослідів використано програмне забезпечення „OPTIMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich” (рис. 5.3). У Додатку 3 наведено код розробленої програми.

У вкладці „ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА” виконується налаштування режимів руху механізму переміщення крана, наприклад: довжини гнучкого підвісу, маси вантажу, напрямку руху крана тощо

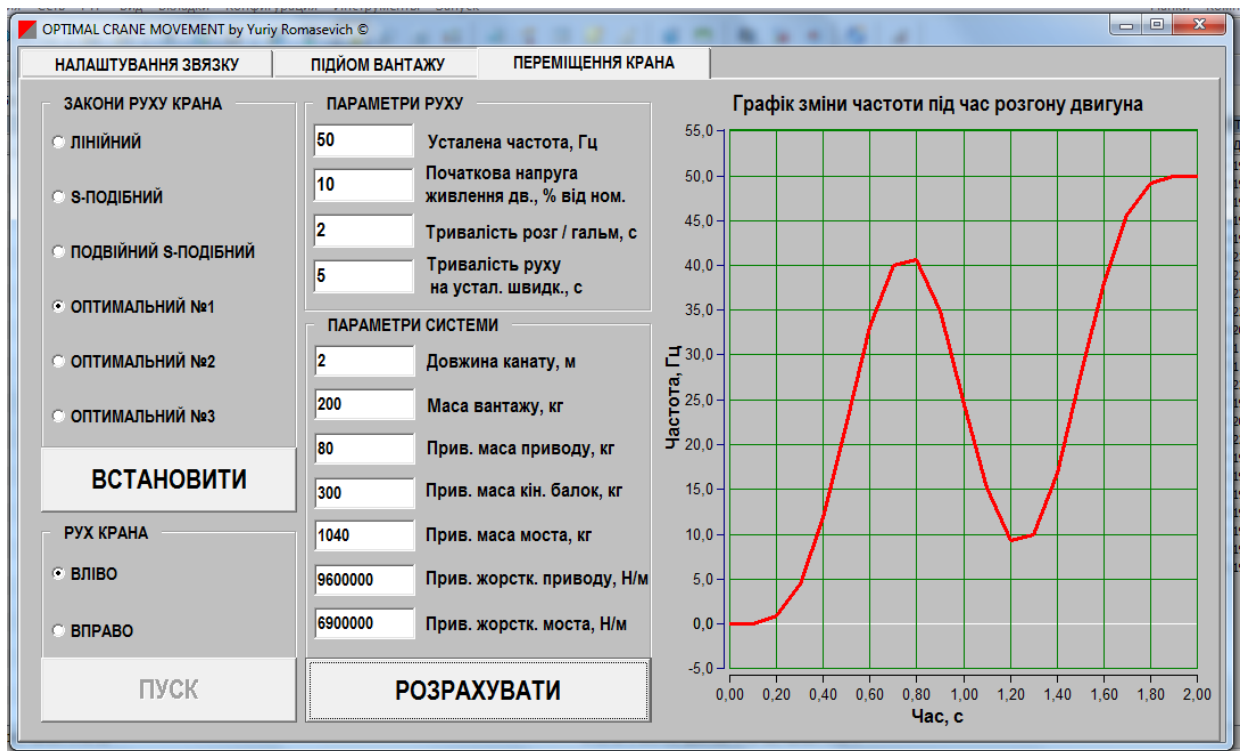


Рис. 5.3. Вікно програми „OPTIMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich”

Висновки до п'ятого розділу

1. Наведено опис засобів вимірювальної техніки та пристроїв для керування роботою механізму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі, яке використано для проведення експериментальних досліджень. Вказані основні технічні характеристики вимірювально-реєструючого та керуючого обладнання.
2. Описано програмні продукти, які використані для запису експериментальних даних на персональний комп'ютер.
3. Проведено планування експериментальних дослідів. Для кожної серії експериментів встановлено та рівні варіювання незалежних факторів.
4. Вибрано комплекс статистичних показників, за якими виконується оцінка експериментальних даних. Кожен показник оцінює якість руху об'єкта експериментальних досліджень.
5. Наведено опис розробленої програми для персонального комп'ютера, яка призначена для керування частотними перетворювачами шляхом відправки з персонального комп'ютера на інформаційний вхід частотних перетворювачів керуючих команд у визначені моменти часу.

РОЗДІЛ 6

АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

6.1. Оцінка адекватності прийнятих у теоретичних розрахунках моделей

Для того, щоб встановити адекватність математичної моделі механізму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі наведемо графіки функції швидкості руху кранового моста (рис. 6.1).

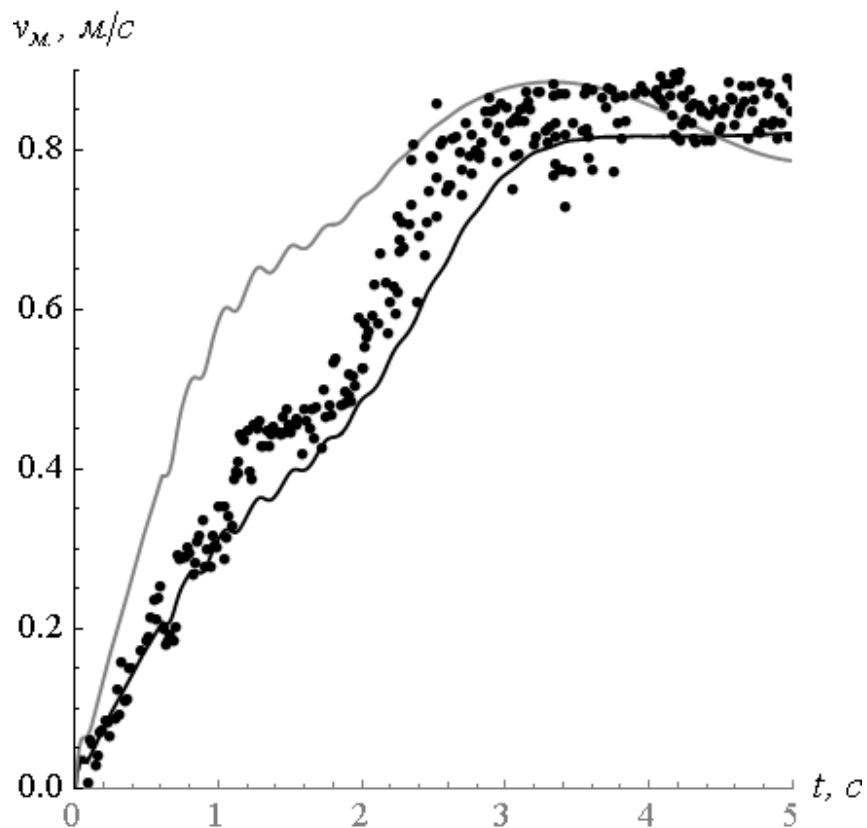


Рис. 6.1. Графіки швидкості руху кранового моста при його розгоні, які побудовані із використанням динамічної (суцільна чорна лінія) і статичної (суцільна сіра лінія) механічних характеристик двигуна та за експериментальними даними (точковий графік)

З рис. 6.1 видно, що експериментальні дані краще описує функція швидкості руху кранового моста, яка отримана із використанням динамічної механічної характеристики приводного двигуна. Для того, щоб підтвердити

цей висновок необхідно провести аналіз даних для всіх експериментів. Чисельні показники, які отримані при проведенні такого аналізу, наведено у таблиці 6.1. З табл. 6.1 видно, що за показником максимального значення швидкості кранового моста використання статичної механічної характеристики приводного двигуна краще відображає експериментальні дані. Однак, значення статистичних показників середньоквадратичного відхилення та коефіцієнта варіації вказують, що при моделюванні режимів руху крана бажано використовувати динамічну механічну характеристику.

Таблиця 6.1.

Показники функції швидкості руху кранового моста

Показник	За якими даними розраховано показник		
	Експериментальні дані	Моделювання із використанням механічної характеристики	
		динамічної	статичної
Максимальне значення швидкості, м/с	0,88	0,83	0,87
Тривалість розгону до усталеної швидкості, сек	2,8	3,2	2,4
Середньоквадратичне відхилення, м	-	0,051-0,129	0,156-0,267
Коефіцієнт варіації, %	-	12,7-32,2	39,0-66,7

Для оцінки кута відхилення канату з вантажем від вертикалі наведемо графік його зміни (рис. 6.2). З рис. 6.2 видно, що використання динамічної механічної характеристики двигуна дозволяє отримати функцію кута відхилення канату з вантажем від вертикалі, яка досить добре відображає експериментальні дані. У першій хвилі коливань вантажу їх амплітуда рівна $5,2^{\circ}$. Надалі під впливом демпфуючої здатності приводу [271] амплітуда коливань канату з вантажем зменшується. Логарифмічні декременти коливань для теоретичних та експериментальних даних практично однакові.

Аналіз оброблених експериментальних даних показує, що відхилення максимальної амплітуди коливань вантажу при використанні динамічної механічної характеристики двигуна механізму переміщення крана знаходиться у межах $0,1^0-0,8^0$ (експериментальні дані для всіх дослідів більші, ніж теоретично розраховані). Різниця максимальних амплітуд коливань вантажу за експериментальними даними та при використанні статичної механічної характеристики двигуна складає $0,4^0-2,8^0$.

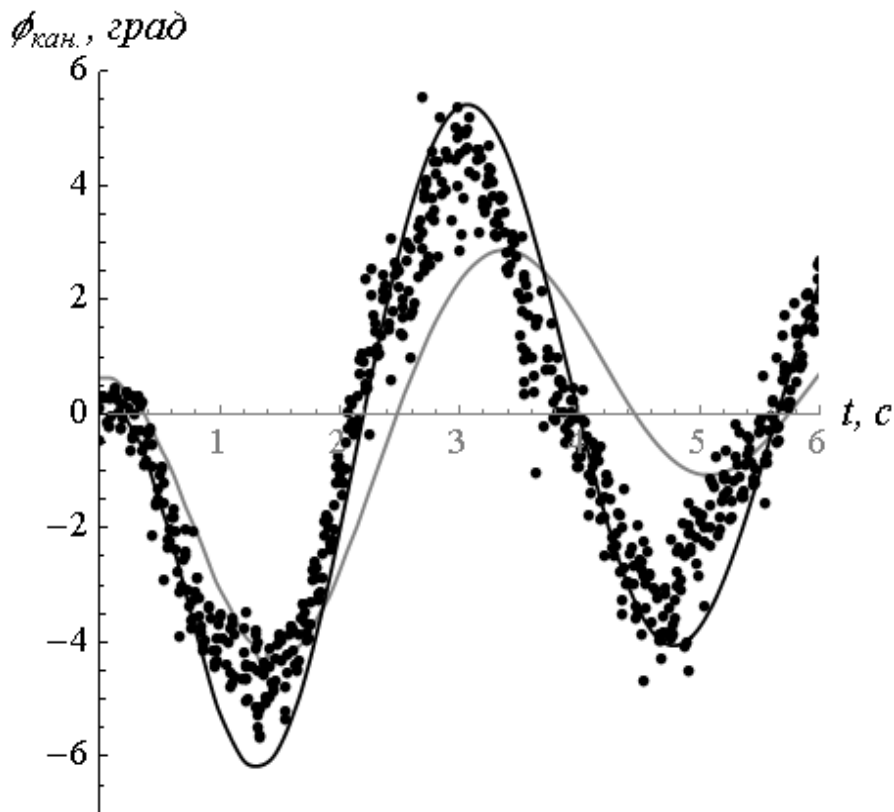


Рис. 6.2. Графіки кута відхилення канату з вантажем від вертикалі, які побудовані із використанням динамічної (суцільна чорна лінія) і статичної (суцільна сіра лінія) механічних характеристик двигуна та за експериментальними даними (точковий графік)

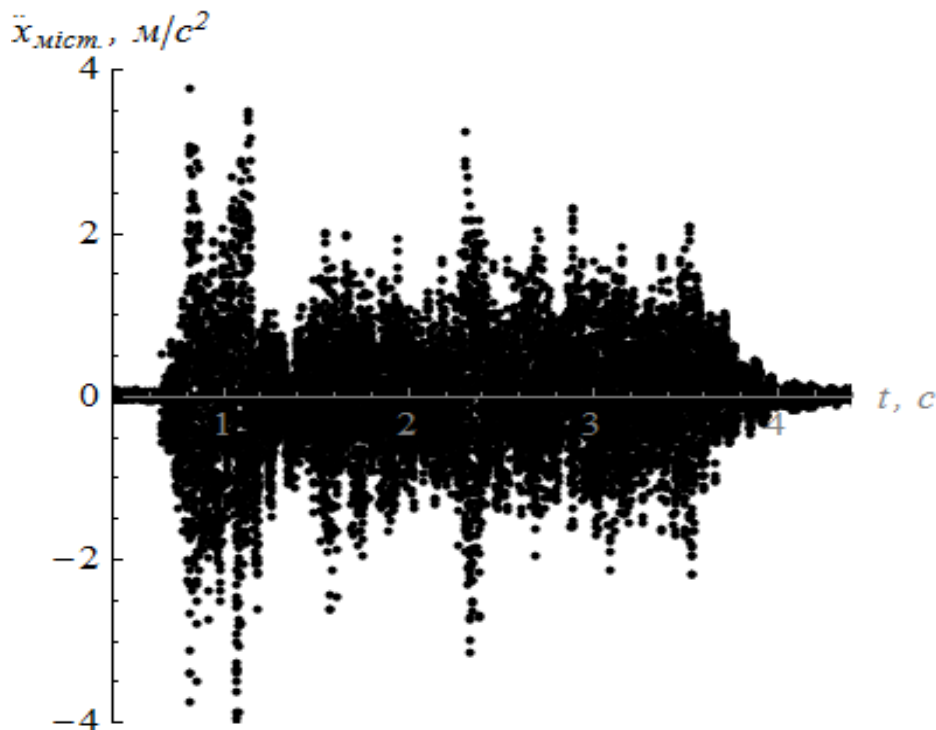
6.2. Некерований режим руху механізму переміщення крана

Дані, які отримані при проведенні першої серії експериментів для переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі, занесено у таблицю 6.2.

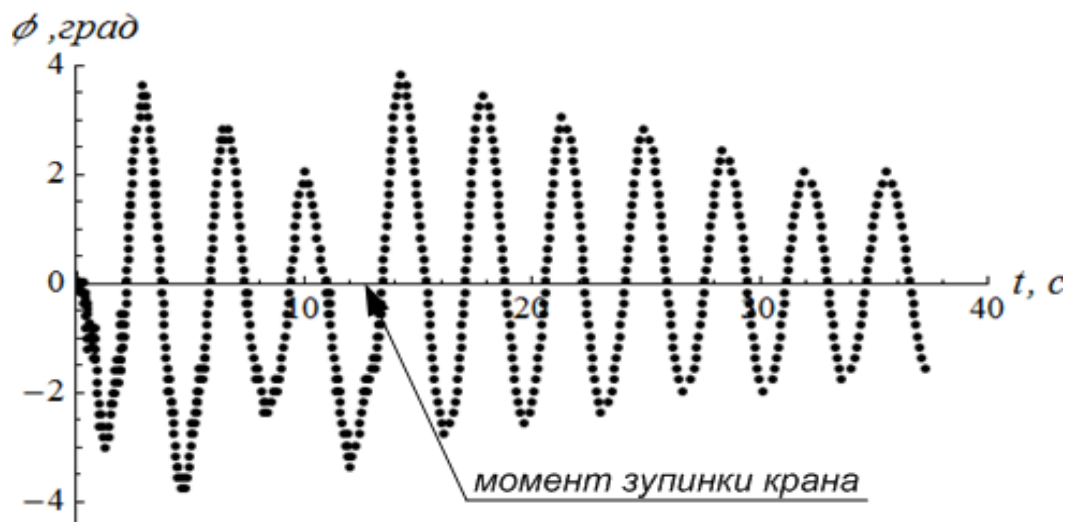
Значення показників для переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі

Показники	Висота підвісу вантажу, м	
	3	5
Максимальне прискорення моста крана, м/с^2	4,0	4,1
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с^2	0,479	0,498
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	3,8	3,7
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	3,9	3,9
Максимальний струм двигуна, А	8,4	8,6

Наведемо графіки кінематичних функцій руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 6.3).



a)



б)

Рис. 6.3. Графіки кінематичних функцій руху крана із вантажем:
 а) прискорення кранового моста у середині його прольоту; б) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі

На рис. 6.3 а видно, що значні прискорення кранового моста виникають у режимі його розгону. Вони викликані динамічними зусиллями, які знижують довговічність кранової металокопструкції. Інтенсивні коливання кранового моста зберігаються також під час усталеного руху крана, що пов'язано з нерівністю підкранових шляхів. Зупинка крана призводить до затухання коливань в результаті дії дисипативних зусиль.

Графік кута відхилення канату з вантажем від вертикалі (рис. 6.3 б) показує, що вони виникають під час розгону крана і тривають протягом усталеного руху. При гальмуванні крана амплітуда коливань вантажу зростає, що викликано силою інерції, яка діє на вантаж. Затухання коливань після зупинки крана відбувається повільно (рис. 6.3 б).

Проведемо аналіз струмових навантажень приводу механізму переміщення крана для чого наведемо графік його зміни (рис. 6.4). З рис. 6.4 випливає, що електромагнітний перехідний процес у двигуні проходить досить тривалий час. При цьому у обмотках двигуна протікають значні струми, які викликають теплові втрати енергії та знижують енергоефективність крана.

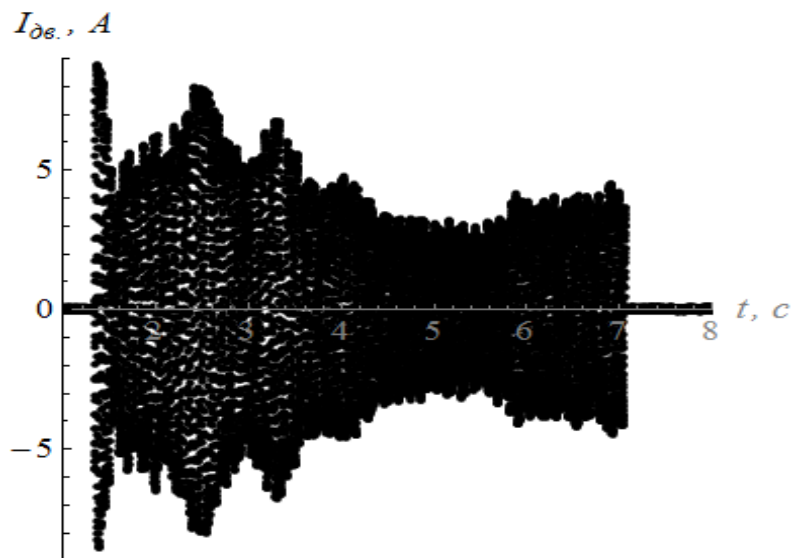


Рис. 6.4. Графік струму споживаного двигуном механізму переміщення крана

6.3. Частотнокеровані режими руху механізму переміщення крана

Всі експериментальні дані, які отримані для другої та третьої серії досліджень режимів руху крана із вантажем на гнучкому підвісі, наведено у таблицях 6.3 та 6.4.

Таблиця 6.3

Значення показників переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі при стандартних характеристиках розгону/гальмування

Показники	Тривалість наростання та спадання напруги живлення двигуна, сек		
	0,5	3	5
1	2	3	4
Лінійна характеристика наростання та спадання частоти напруги живлення приводу крана			
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	3,0	2,9	2,3
	3,2	2,6	2,4
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,423	0,387	0,324
	0,454	0,395	0,333
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	3,9	2,6	2,4
	4,0	2,7	2,4

Продовження табл. 6.3

1	2	3	4
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	1,1	0,7	0,5
	1,0	0,6	0,4
Максимальний струм двигуна, А	8,5	8,5	9,1
	8,6	8,8	8,5
S-подібна характеристика наростання та спадання частоти напруги живлення приводу крана			
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	2,4	2,1	1,8
	2,8	1,8	1,7
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,401	0,366	0,315
	0,404	0,356	0,318
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	3,9	2,7	2,5
	3,9	2,4	2,5
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	1,0	0,4	0,4
	0,9	0,4	0,5
Максимальний струм двигуна, А	8,4	8,8	8,5
	8,1	8,9	8,8

Таблиця 6.4

Значення показників для переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі при оптимальних характеристиках розгону/гальмування

Показники	Тривалість наростання та спадання напруги живлення двигуна, сек	
	3	5
1	2	3
Кінематично-динамічний закон зміни частоти напруги приводу крана		
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	2,6	3,3
	3,0	2,8
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,360	0,310
	0,344	0,319

Продовження табл. 6.4

1	2	3
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	2,5	2,7
	2,8	2,6
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	0,3	0,1
	0,4	0,1
Максимальний струм двигуна, А	8,2	8,8
	9,4	9,1
Динамічний закон зміни частоти напруги живлення приводу крана		
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	2,3	2,6
	2,9	3,0
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,353	0,301
	0,338	0,311
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	2,8	2,8
	2,9	2,7
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	0,4	0,2
	0,2	0,1
Максимальний струм двигуна, А	7,6	7,1
	8,7	9,1
Ізопериметрично-динамічний закон зміни частоти напруги живлення приводу крана		
Максимальне прискорення моста крана, м/с ²	3,0	2,9
	2,8	3,3
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с ²	0,357	0,319
	0,349	0,305
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	3,0	2,9
	2,7	2,6
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	0,5	0,2
	0,4	0,2
Максимальний струм двигуна, А	8,0	9,8
	9,5	9,8

Верхнє значення показника у комірках таблиць 6.3 та 6.4 відповідає довжині гнучкого підвісу 3 м, а нижнє – 5 м.

Аналіз даних, які занесені у табл. 6.3 та 6.4, показує, що при збільшенні тривалості наростання та спадання напруги живлення електроприводу крана знижується рівень коливань кранового моста. Показник максимального прискорення моста при переході на частотне керування приводом знизився на 21,9-42,5% для лінійної і на 31,7-57,5% для S-подібної характеристики наростання та спадання частоти напруги живлення електроприводу. Для оптимальних законів зниження максимального прискорення моста складає: 19,5-35,0% для кінематично-динамічного закону, 26,8-42,5% для динамічного закону, 19,5-30,0% для ізопериметрично-динамічного закону руху крана. Ці дані свідчать про те, що для зниження максимальних прискорень кранового моста перевагу необхідно віддавати S-подібній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна механізму переміщення крана.

Збільшення тривалості розгону та гальмування крана зумовлює зниження максимального кута відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана та після його зупинки. Однак, використання лінійної та S-подібної характеристик наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна механізму переміщення крана не дає змоги повністю усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі у момент зупинки крана.

Із табл. 6.4 видно, що використання оптимальних законів руху крана дозволяє практично повністю усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі у кінці перехідних режимів руху крана. На рис. 8.18 показано графік кута відхилення канату з вантажем від вертикалі при русі крана за кінематично-динамічним законом.

З рис. 6.5 видно, що значне відхилення канату з вантажем від вертикалі присутнє лише при розгоні та гальмуванні крана. При заданій тривалості перехідних режимів руху крана 3 сек відбувається ефективно усунення коливань вантажу.

Для всіх оптимальних законів руху крана амплітуда залишкових коливань вантажу знаходиться у межах 0,1-0,5 градусів. За рахунок усунення

коливань вантажу на гнучкому підвісі досягається висока продуктивність роботи крана.

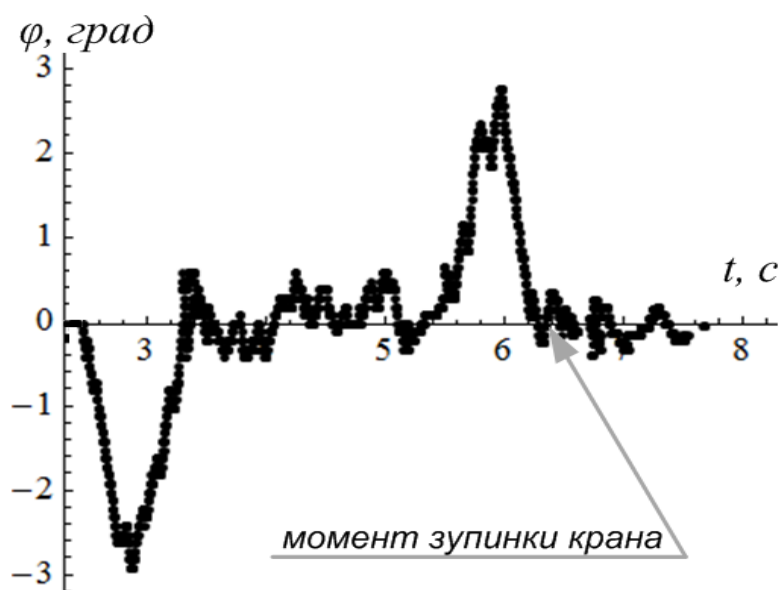


Рис. 6.5. Графік кута відхилення канату з вантажем від вертикалі при русі крана за кінематично-динамічним законом

З табл. 6.3 та 6.4 випливає, що максимальні значення струмів при прямому пуску двигуна та при частотному керуванні практично однакові. Однак, тривалість протікання пускових струмів при частотному керуванні значно менша, що зумовлює зменшення шкідливих теплових втрат у двигуні механізму переміщення крана.

Наростання струму при розгоні та гальмуванні електроприводу механізму переміщення крана відбувається повільно. Зміна параметра тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна викликає зміну інтенсивності наростання струму двигуна. При цьому зменшення енергоспоживання механізму переміщення крана складає 19%.

Таким чином, використання частотного керування електроприводом механізму переміщення крана при реалізації оптимальних законів руху крана дозволяє знизити коливальність кранового моста, практично усунути коливання вантажу, зменшити навантаженість електрообладнання крана та підвищити енергоефективність його роботи.

Висновки до шостого розділу

1. Показано, що показники відхилення теоретичних та дослідних даних є незначними (наприклад, коефіцієнт варіації швидкості руху кранового моста складає 12,7-32,2%; відхилення максимальних амплітуд коливань вантажу на гнучкому підвісі знаходиться у межах $0,1^0$ - $0,8^0$).
2. На основі аналізу статистичних показників встановлено, що математична модель руху механізму переміщення крана, яка прийнята у теоретичних розрахунках, адекватно відображає реальні процеси у механізмі.
3. Реалізація оптимального руху крана за допомогою частотного керування електроприводом механізму переміщення крана дозволяє знизити максимальне значення прискорення кранового моста до 42,5%, забезпечити практично повне усунення коливань вантажу (амплітуда залишкових коливань знаходиться в межах 0,1-0,5 градусів) та підвищити енергоефективність роботи крана за рахунок зменшення тривалості протікання значних струмів у обмотках приводного двигуна.

РОЗДІЛ 7

РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ТА РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

7.1. Приклади виконаних розробок

Важливою задачею при експлуатації портових прольотних вантажопідйомних кранів є усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі. При цьому необхідно враховувати вітрові пориви, які мають стохастичний характер. У патенті та винахід [272] ця задача досягається за рахунок того, що кран протягом гальмування рухається під дією зусилля, яке є функцією трьох змінних: першої, другої та третьої похідних за часом положення центру мас вантажу. Відповідно до алгоритму даного способу (рис. 7.1) виконується введення початкових даних для розрахунку функції приводного зусилля до яких належать такі величини: маса вантажу, довжина гнучкого підвісу, перша, друга та третя похідна за часом координати центра мас вантажу. Надалі визначається значення зусилля приводу крана за формулою:

$$F = -\frac{m_1(A_1\dot{x}_2 + A_2\ddot{x}_2 + 2A_3\ddot{\ddot{x}}_2)}{2\delta_u\omega_0^2} + W, \quad (7.1)$$

де ω_0 – власна частота коливань вантажу ($\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$, де l – довжина гнучкого підвісу, g – прискорення вільного падіння);

A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти, що залежать від довжини гнучкого підвісу l та маси вантажу m_2 ;

m_1 – зведена до поступального руху маса візка та приводного механізму;

W – статичний опір переміщенню крана з вантажем;

δ_u – ваговий коефіцієнт, який підлягає варіюванню, причому початкове значення δ_u є мінімальним, у подальшому δ_u збільшується.

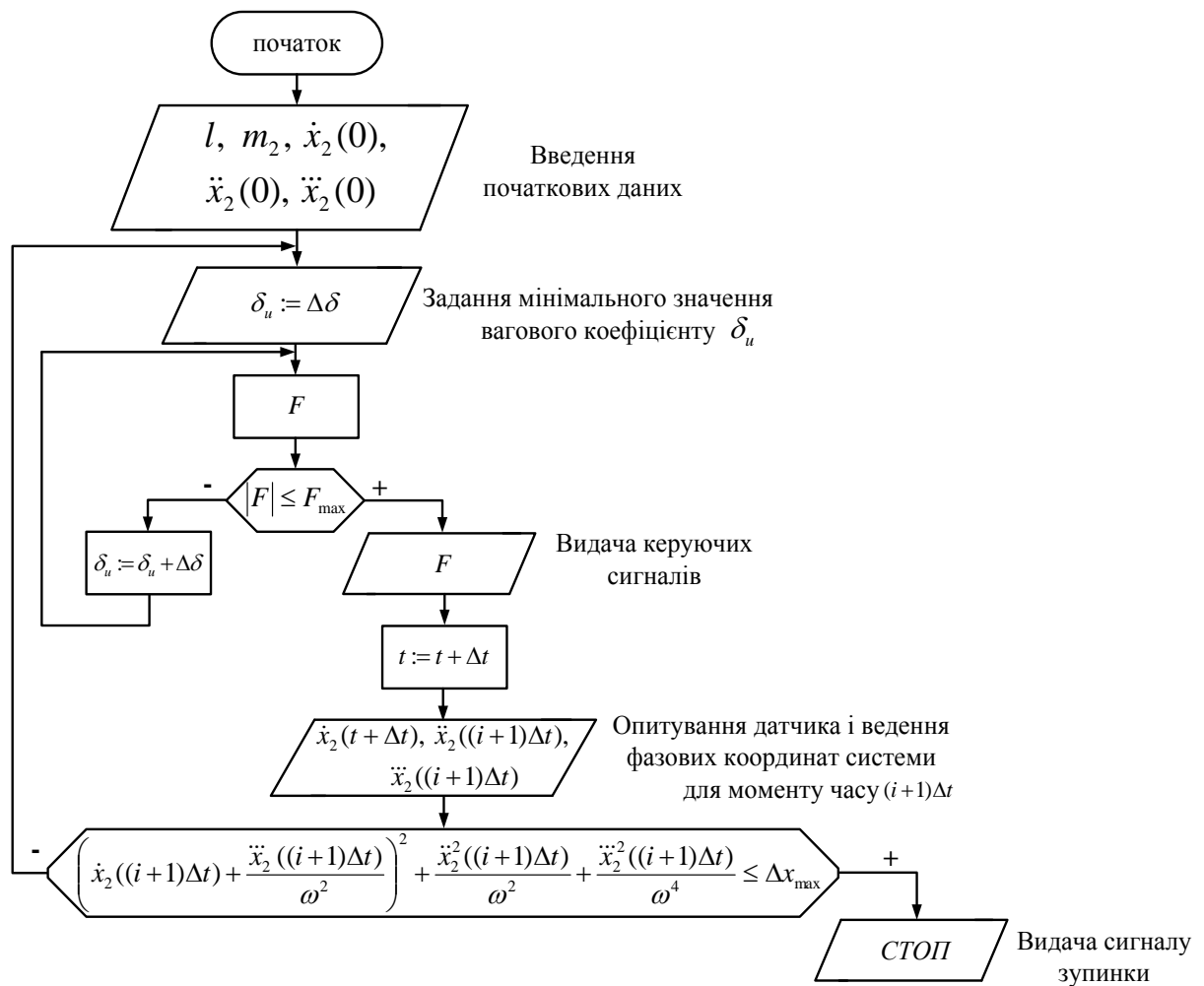


Рис. 7.1. Алгоритм реалізації способу керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі при дії на систему стохастичних зовнішніх впливів

Отримане значення порівнюють з допустимим F_{\max} . Якщо виконується умова $|F| \leq F_{\max}$, то система керування видає значення F на виконавчий пристрій. Якщо ж ця умова не виконується, то збільшують значення δ_u на величину $\Delta\delta$ і повторюють розрахунок F з перевіркою умови $|F| \leq F_{\max}$. Варіація значення δ_u виконується доти, поки ця умова не виконається.

Надалі, після видачі сигналу на пристрій керування приводом крана, система керування зчитує фазову координату вантажу \dot{x}_2 за допомогою датчика відхилення канату з вантажем від вертикалі. Вищі похідні функції x_2 отримують за допомогою кінцево-різницевих співвідношень. На основі введених у систему керування даних \dot{x}_2 , \ddot{x}_2 , $\ddot{\ddot{x}}_2$ виконується перевірка умови:

$$\left(\dot{x}_2((i+1)\Delta t) + \frac{\ddot{x}_2((i+1)\Delta t)}{\omega^2} \right)^2 + \frac{\ddot{x}_2^2((i+1)\Delta t)}{\omega^2} + \frac{\ddot{x}_2^2((i+1)\Delta t)}{\omega^4} \leq \Delta x_{\max}, \quad (9.2)$$

де Δx_{\max} – максимально допустиме, за технологічними вимогами, відхилення вантажу від вертикалі;

ω – власна частота коливань вантажу відносно рухомого крана

$$\left(\omega = \sqrt{\frac{g(m_1 + m_2)}{lm_1}} \right);$$

Δt – тривалість руху системи між „сусідніми” опитуваннями датчика відхилення канату з вантажем від вертикалі. Якщо умова (9.2) виконалась, то процес гальмування крана закінчується (подальший розрахунок і видача сигналів на пристрій керування приводом крана припиняється). Якщо умова (9.2) не виконалась, то система керування надалі продовжує процес керування рухом крана, повертаючись до визначення величини приводного зусилля.

Досить часто підвіска вантажу включає траверсу. У цьому випадку застосування розробки [272] буде неефективним, оскільки маса траверси впливає на динаміку руху крана і коливання вантажу. Усунення впливу траверси для забезпечення відсутності коливань вантажу у кінці розгону (гальмування) крана запропоновано у патенті [272]. Сутність способу керування режимами пуску та гальмування крана з траверсною підвіскою вантажу полягає у тому, що протягом вказаних режимів руху крана на нього діє приводне зусилля, яке описується поліноміальною залежністю від аргументу часу. Використання розробленого способу керування режимами пуску та гальмування крана з траверсною підвіскою вантажу дозволяє збільшити продуктивність виконання перевантажувальних операцій за рахунок усунення коливань вантажу. Крім того, динамічні навантаження у конструктивних елементах крана при такому керуванні будуть незначними, що підвищить надійність та довговічність крана.

Важливою задачею у сфері робототехніки є розробка способів керування рухом ланок роботів. У патенті на винахід [274] розроблено один із способів керування рухом промислового робота, який характеризується зменшенням динамічних навантажень у його елементах та мінімізацією їх коливань. При цьому швидкодія руху ланки робота лише на 14% менша за її максимальну швидкодію. Пропонований спосіб доцільно використовувати для керування рухами робота у випадках, коли вони мають великий момент інерції або масу, а приводний механізм не може створювати значний крутний момент.

У патенті на винахід [275] розроблено спосіб керування приводами дволанкових промислових роботів із захватними пристроями, які можуть здійснювати складний (поступальний та обертальний) рух. Використання розробки дозволяє зменшити потужність втрат у електроприводах робота, усунути умови виникнення коливань ланок його маніпулятора. У свою чергу це підвищує надійність елементів робота та, головне, збільшує точність позиціонування переміщуваних роботом предметів.

Для якісної реалізації руху кранових механізмів необхідно використовувати регулятори. На практиці одним з найпоширеніших є пропорційно-інтегральний регулятор. У роботі [276] розроблено методику його налаштування, яка автоматично забезпечує асимптотичну стійкість об'єкта регулювання (кранових механізмів, ліфтів, маніпуляційних систем роботів), зменшує динамічні навантаження у елементах цих механізмів та дає можливість експлуатувати привод об'єкта регулювання без перевантажень.

Зазначимо, що згідно прийнятої у дослідженнях концепції конструювання системи керування рухом вантажопідійомних машин (рис. 1.1) реалізація оптимальних законів руху механізмів вантажопідійомних машин покладається на програмну частину системи. При цьому апаратна частина залишається без змін. У Додатку И наведено алгоритм роботи системи керування рухом механізмами вантажопідійомного крана, в який інтегровані оптимальні закони руху кранових механізмів.

7.2. Розрахунок економічної ефективності від підвищення довговічності кранової металоконструкції

У попередніх розділах роботи встановлено, що при перехідних режимах роботи у крановій металоконструкції виникають динамічні навантаження, які зменшують її довговічність. Динамічні навантаження кранового моста викликані його пружними високочастотними коливаннями та коливаннями вантажу на гнучкому підвісі у вертикальній та горизонтальних площинах. Ці навантаження викликають втомленість металоконструкції. Наведений нижче розрахунок економічної ефективності застосування оптимальних режимів руху крана ґрунтується на збільшенні довговічності кранової металоконструкції за рахунок зменшення динамічних навантажень.

Виконаємо розрахунок числа циклів до руйнування металоконструкції крана. Для цього використаємо формулу [231]:

$$N_{\Sigma} = N_0 \frac{\sum_{i=1}^{v_{\sigma}} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \cdot \frac{v_{i\sigma}}{v_{\sigma}} \sigma_{rk}^m}{\sum_{i=1}^{v_{\sigma}} \sigma_{ai}^m v_{i\sigma}}, \quad (7.1)$$

де N_0 – число циклів змінних напружень кранового моста;

$\sigma_{a\max}$ – максимальне значення напруження серед всіх значень амплітуд σ_{ai} ;

$v_{i\sigma}$ – частота появи i -ої амплітуди ($v_{i\sigma} = \frac{n_i}{v_{\sigma}}$);

n_i – кількість амплітуд напружень σ_{ai} за розрахунковий час;

v_{σ} – сумарне число появи амплітуд напружень за час навантаження кранового моста під час переміщення крана;

σ_{rk} – межа витривалості при коефіцієнтах асиметрії циклу r та коефіцієнті концентрації напружень k ;

m – показник степеня у рівнянні втомленості металоконструкції кранового моста. Неможливо достовірно визначити коефіцієнт концентрації напружень

k тому його значення для ряду типових елементів металевих конструкцій визначаються експериментально. Згідно рекомендацій [170] приймаємо $k=1,8$. Значення величини тривалої межі витривалості визначаємо за формулою [231]:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta}, \quad (7.2)$$

де σ_{-1} – межа витривалості симетричного циклу (для сталі марки Ст3 $\sigma_{-1}=126,6$ МПа);

η – коефіцієнт чутливості металу до асиметрії циклу ($\eta=0,2$ згідно рекомендацій [231]).

Інші величини у виразі (7.1) визначаються виходячи з графіків напружень у кранових балках (рис. 7.2). Відповідно до рис. 7.2 визначаємо коефіцієнт асиметрії циклу:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{1,65 \cdot 10^6}{2,06 \cdot 10^6} = 0,8. \quad (7.3)$$

Для вуглецевих та низьколегованих сталей при $r=0,8$, $k=1,8$ та $N_0=2 \cdot 10^6$ згідно [231] показник степеня у рівнянні втомленості $m=15,7$. Використовуючи отримані дані та графічні залежності на рис. 7.2, розрахуємо число циклів до руйнування металоконструкції крана N_Σ для випадків частотного керування приводом крана за S-подібним та оптимальним законами руху.

Отримаємо, що для S-подібного закону зміни частоти напруги живлення приводу крана число циклів до руйнування металоконструкції крана рівне $N_\Sigma=22,59 \cdot 10^6$ циклів, а для оптимального режиму руху $N_\Sigma=25,30 \cdot 10^6$ циклів. Отже, використання оптимальних режимів переміщення крана дає змогу підвищити кількість циклів навантаження кранової металоконструкції на 12 %.

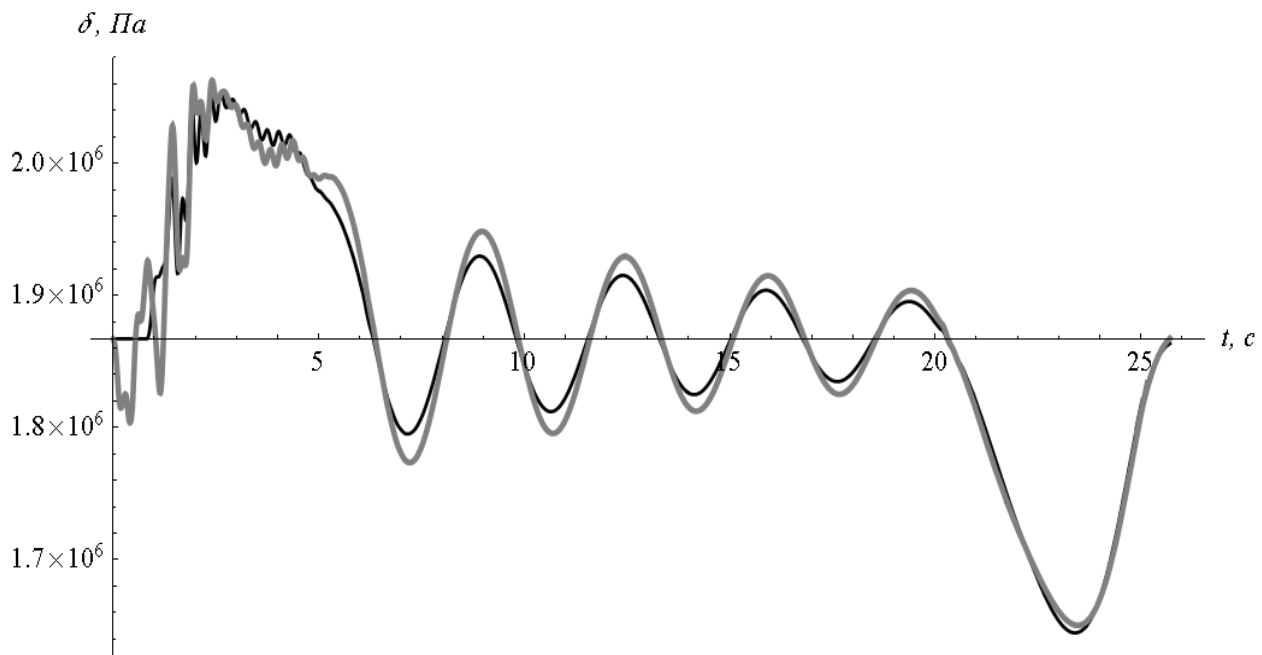


Рис. 7.2. Графіки напружень кранової балки при частотному керуванні приводом за S-подібним (графік сірого кольору) та оптимальним (графік чорного кольору) законами руху

У подальшому прийемо, що кількість циклів навантаження металоконструкції прямопропорційна її середньому ресурсу. Нехай кран працює у важкому режимі, тоді його строк експлуатації згідно [170] складає 25 років. У випадку використання оптимальних режимів руху крана строк експлуатації крана збільшиться на 12 %, тобто складе 28 років. Це призведе до зменшення амортизаційних відрахувань на його реновацію.

Розрахунок річної економічної ефективності від використання оптимальних режимів руху крана виконаємо за формулою [277]:

$$E = Z_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I_1 - I_2) - E_n(K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - Z_2, \quad (7.4)$$

де індекс 1 відноситься до системи керування рухом крана, в якій використовується S-подібна характеристика зміни частоти напруги живлення кранового приводу, а індекс 2 – до системи керування рухом крана, яка реалізує оптимальні режими руху крана;

Z – зведені витрати ($Z_1=58250$ грн; $Z_2=60375$ грн);

P – частка відрахувань від балансової вартості реновації крана, яка обернена строку його експлуатації ($P_1=0,0400$; $P_2=0,0357$);

K – супутні капітальні вкладення споживача (прийmemo $K_1=K_2$);

I – річні експлуатаційні витрати споживача (для даного розрахунку $I_1=I_2$);

B – річне напрацювання крана (прийmemo, що $B_1=232400$ тон, а $B_2=242560$ тон. Значення B_2 розраховано виходячи зі зменшення тривалості циклу переміщення вантажу за рахунок усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі, що підвищує продуктивність роботи крана);

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності ($E_n=0,15$). У розрахунках прийнято, що $K_1=K_2$ та $I_1=I_2$. Це впливає з того, що модифікація системи керування рухом крановими механізмами виконується лише на програмному рівні. З урахуванням цього отримаємо:

$$E = Z_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} - Z_2 = 58250 \cdot \frac{242560}{232400} \cdot \frac{0,0400 + 0,15}{0,0357 + 0,15} - 60375 = 1829 \text{ грн.}$$

7.3. Розрахунок економічної ефективності від зниження енергоспоживання приводу механізму переміщення крана

7.3.1. Стандартні характеристики зміни частоти напруги живлення двигуна

Розрахунок будемо проводити для двох моделей мостових кранів, одна з яких обладнана частотно-керованим електроприводом, а інша –релейним електрообладнанням. Розраховані для релейного способу керування енерговитрати рівні 1630509 Дж. Порівняємо ці дані із аналогічними для частотного керування. Оберемо такі параметри розрахункових експериментів: тривалість розгону та гальмування – 6 секунд; початкова напруга живлення приводних двигунів $0,3U_{ном}$. Для лінійної характеристики енергетичні витрати при русі крана рівні 270582 Дж, для S-подібної 289158 Дж, для подвійної S-подібної 268619 Дж. Оберемо, для визначеності, дані,

що відповідають лінійній характеристиці розгону та гальмування. Крім того, для повної оцінки енерговитрат кранового електроприводу доцільно також врахувати втрати енергії у частотному перетворювачі. У таблиці 7.1 наведено номінальні значення ККД деяких частотних перетворювачів, які працюють у сфері підйомно-транспортної техніки [278-283].

Таблиця 7.1

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	

Для визначеності приймемо, що ККД частотного перетворювача рівний 95%.

Зазначимо, що енергетичні показники, які розраховані у даному розділі справедливі для випадку коли кран переміщує вантаж масою 20 тон. Однак, робочий цикл крана включає режими руху без вантажу, тобто переміщення від місця вивантаження до місця захвату вантажу. При цьому зусилля \tilde{W} знижується. Для прийнятого у розрахунках крана зменшення зведеної маси вантажу з 20000 кг до 500 кг (маса гака та поліспасти) зумовлює зниження зусилля \tilde{W} на 29%. Проведені повторно розрахункові експерименти для випадку $m=500$ кг показують, що енергетичні витрати на переміщення крана зменшились на 32%.

Отримані у другому розділі енергетичні показники справедливі для випадку коли частотно-керований електропривод крана виконує рекуперацію

електроенергії у мережу. Наприклад, на рис. 2.14 ділянки графіків, які знаходяться нижче осі часу відповідають зміні напрямку проходження „потoku енергії” на протилежний: від крана до мережі. Ця можливість досягається за рахунок зворотного інвертора, яким обладнаний частотний перетворювач [283]. Якщо частотний перетворювач не має зворотного інвертора, то кінетична енергія руху крана та вантажу перетворюється у електричну енергію, а та, в свою чергу, у теплову у гальмівному резисторі частотного перетворювача. Відсутність гальмівного резистора у частотному перетворювачі може призвести до виникнення перенапруги у колі постійного струму та виходу його з ладу. Отже, будемо вважати, що електропривод крана виконує двократне перетворення енергії (з електричної у механічну, а потім навпаки). Для всього циклу руху крана, який складається з етапів переміщення вантажу та руху без нього, економія електроенергії при використанні рекуперативного частотного керування крановими електродвигунами становить 2239219 Дж або 0,622 кВт·год.

Для випадку коли частотний перетворювач є нерекупераційним за один цикл руху крана витрачається енергії на 306000 Дж більше, ніж для випадку коли електроенергія рекуперується в мережу. Ця кількість енергії виділяється у вигляді тепла на гальмівному резисторі частотного перетворювача. Отже, економія електроенергії становить 1747868 Дж або 0,485 кВт·год.

Згідно постанови Кабінету Міністрів України від 15.08.2005 № 745 „Про перехід до єдиних тарифів на електричну енергію, що відпускається споживачам” [284] та постанови Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сфері енергетики, від 24.07.2014 №1033 [285] 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.

Вартість зекономленої електроенергії для крана, що працює на підприємстві першого класу напруги, складає: 0,6955 грн/цикл – при використанні рекуперативного частотного перетворювача; 0,5423 грн/цикл – без рекуперації. Аналогічні показники для крана, що працює на підприємстві другого класу напруги: 0,8853 грн/цикл – при використанні рекуперативного частотного перетворювача; 0,6903 грн/цикл – без рекуперації електроенергії.

Для того, щоб визначити економічну ефективність від впровадження частотно-керованого кранового електроприводу необхідно знати кількість циклів, які виконує мостовий кран протягом усього терміну його експлуатації. Ці дані орієнтовно можна знайти відповідно до груп класифікації (режимів роботи) кранів у цілому, що приводяться у Правилах будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [286]. Відповідно до Правил [286] найменша кількість робочих циклів крана складає $1,6 \cdot 10^4$, а найбільша – понад $4 \cdot 10^6$. Подальший розрахунок проведено для випадку максимальної кількості робочих циклів крана $1 \cdot 10^6$ (режим роботи А8). Результати розрахунку вартості зекономленої електроенергії наведено у таблиці 7.2.

Таблиця 7.2

Вартість зекономленої електроенергії за весь термін експлуатації мостового крана, грн

Клас напруги підприємства	Тип частотного приводу			
	з рекуперацією		без рекуперації	
	Кількість циклів руху крана			
	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$
перший	11128	695500	8677	542300
другий	14165	885300	11045	690300

Як видно із табл. 7.2 вартість електроенергії, яка зекономлена за допомогою використання частотно-керованого приводу, значно залежить від інтенсивності експлуатації крана і в меншій мірі від класу напруги підприємства. Крім того, на економію електроенергії має вплив наявність рекуперативного блоку у складі частотного перетворювача. Таким чином, економічна доцільність використання частотного приводу досягається при умові інтенсивного використання мостового крана.

Згідно розрахункових даних для досліджуваного крана сумарна потужність його приводних двигунів становить 32 кВт (два двигуни по 16 кВт кожний). Для живлення двигунів необхідно обрати частотні перетворювачі, які мають потужність не меншу, ніж сумарна потужність обох двигунів. Прийmemo, що кожний крановий двигун живиться від індивідуального частотного перетворювача потужністю 18,5 кВт.

Визначимо вартість двох частотних перетворювачів векторного типу із потужністю 18,5 кВт кожний. Для прикладу оберемо частотний перетворювач векторного типу FR-A740-00470-EC виробника Mitsubishi Electric. Вартість одного пристрою складає 57123,27 грн [287]. Прийmemo у розрахунках, що рекуперативний блок, який виконує повернення енергії у електромережу рівний вартості самого частотного перетворювача. У такому разі вартість частотних перетворювачів з рекуперативними блоками складає 228493,08 грн. Вартість частотних перетворювачів без рекуперативних блоків дорівнює 114246,54 грн. Очевидно, що для кранів, які характеризуються незначною кількістю циклів роботи (наприклад, $1,6 \cdot 10^4$) використання частотного приводу не приносить значної економічної ефективності від зниження енергоспоживання.

Визначимо мінімальну кількість циклів руху мостового крана, при яких вартість частотних перетворювачів FR-A740-00470-EC окуплюється за рахунок зекономленої електроенергії. Для цього необхідно вартість обох частотних перетворювачів та їх рекуперативних блоків поділити на вартість зекономленої електроенергії за один цикл руху крана. У результаті

отримаємо, що частотні перетворювачі електроприводу механізму переміщення крана окуплюються за 328531 циклів для підприємств першого класу напруги і за 258097 циклів для підприємств другого класу напруги. У випадку коли частотні перетворювачі експлуатуються без рекуперативних блоків (замість них використовуються гальмівні резистори) частотні перетворювачі FR-A740-00470-ES електроприводу механізму переміщення крана окуплюються за 210671 циклів для підприємств першого класу напруги і за 165503 циклів для підприємств другого класу напруги. У рамках проведеного дослідження, використання рекуперативних блоків у складі електроприводу механізму переміщення крана є недоцільним.

7.3.2. Оптимальне керування

Наведений нижче розрахунок ґрунтується на визначенні економії електроенергії при використанні оптимального керування рухом вантажопідйомного крана.

Зекономлена електроенергія визначається як різниця між витратами електроенергії при використанні однієї зі стандартних характеристик розгону та гальмування, що „записані” у частотних перетворювачах, та використанні оптимальних законів руху крана.

Для визначеності приймемо лінійну характеристику розгону та гальмування крана, а тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу 6 сек.

Розраховані значення зниження споживання електроенергії крановим приводом занесені у таблицю 9.3. Від’ємне значення $\Delta E_{\text{лін-опт}}$ у табл.7.3 для кінематично-динамічного закону руху показує, що для його реалізації витрачається більше електроенергії, ніж для лінійної характеристики зміни частоти напруги живлення двигуна.

Показники зниження енергоспоживання крана за один цикл руху

Закон руху	Енергетичні показники	
	абсолютне зниження енергоспоживання, $\Delta E_{\text{лін-орт}}$, Дж (кВт·год)	відносне зниження енергоспоживання, $\Delta E_{\text{лін-орт}}$, %
кінематично-динамічний	-27869 ($-7,7 \cdot 10^{-3}$)	-10,3
динамічний	4757 ($1,3 \cdot 10^{-3}$)	1,7
ізопериметрично-динамічний	41697 ($11,6 \cdot 10^{-3}$)	15,4

Визначимо вартість зекономленої електроенергії для промислових споживачів різних класів напруги.

Для цього необхідно абсолютну величину зниження енергоспоживання $\Delta E_{\text{лін-орт}}$ помножити на вартість електроенергії. Результати проведених розрахунків наведені у таблиці 7.4.

Таблиця 7.4

Вартість зекономленої електроенергії за один цикл руху крана (копійки)

Закон руху	Класи напруги живлення промислових споживачів	
	перший	другий
динамічний	0,145	0,185
ізопериметрично-динамічний	1,297	1,651

Результати розрахунків економічної ефективності використання оптимальних законів руху наведені у таблиці 7.5.

**Вартість зекономленої електроенергії за весь період експлуатації крана
(гривні)**

Закон руху	Класи напруги живлення промислових споживачів			
	перший		другий	
	Кількість циклів руху крана			
	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$	$1,6 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^6$
динамічний	23,20	1450,00	29,60	1850,00
ізопериметрично- динамічний	207,52	12970,00	264,16	16510,00

Отже, застосування оптимальних законів руху крана ефективно лише при умові значної інтенсивності перевантажувальних робіт.

Висновки до сьомого розділу

1. Описано розроблені на рівні винаходів та корисних моделей способи та пристрої керування механізмом переміщення крана та переміщення маніпуляційних систем промислових роботів. Виконані розробки дозволяють оптимізувати роботу кранів та промислових роботів що підвищує їх експлуатаційні характеристики. Реалізація розроблених способів базується на основі запропонованих алгоритмів функціонування систем керування кранами.
2. Розраховано економічну ефективність використання частотно-керованого електроприводу механізму переміщення крана. Вартість зекономленої електроенергії складає 0,6903-0,8853 грн/цикл залежно від наявності рекуперативного блоку у складі приводу механізму та від класу напруги підприємства.
3. Розраховано річну економічну ефективність, що досягається за рахунок використання оптимальних законів руху механізмів переміщення крана, яка складає 2036,52...18339,00 грн/рік. Економічна ефективність отримана за рахунок збільшення довговічності кранової металоконструкції та економії енергії при експлуатації механізму переміщення крана.

ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз робіт з динаміки та оптимального керування рухом механізмом переміщення прольотного крана показав, що невирішеними залишаються актуальні завдання синтезу режимів руху крана із вантажем на гнучкому підвісі при впливі на їх рух крана сучасних мехатронних систем.
2. Встановлено, що при використанні частотно-керованого приводу механізму переміщення крана необхідно використовувати S-подібну характеристику зміни частоти напруги живлення привідного електродвигуна при ненульовому значенні початкової напруги його живлення. Це дозволяє зменшити максимальний момент на швидкохідному валу приводу на 18,2-36,4% і максимальне зведене зусилля у крановому мості на 18,3-55,4% у порівнянні з лінійною та подвійною S-подібною характеристиками зміни частоти напруги живлення двигуна.
3. За динамічним та кінематичним критеріями синтезовано оптимальне керування рухом механізму переміщення крана. Моделювання руху крана із вантажем на гнучкому підвісі за оптимальними законами показує, що якісна реалізація законів руху крана, яка забезпечується використанням П-подібного регулятора швидкості руху крана та налаштуванням потрібної початкової напруги живлення кранового приводу, дозволяє практично повністю усунути коливання вантажу у момент зупинки крана (амплітуда залишкових коливань становить 1,9-0,1°).
4. Визначено доцільність використання синтезованих оптимальних законів руху крана: якщо при експлуатації крана пріоритет надається його енергоефективності, то необхідно використовувати ізопериметрично-динамічний закон руху (при цьому досягається

економія електроенергії 15,4% у порівнянні з лінійним характером зміни частоти напруги живлення кранового двигуна); якщо пріоритет при експлуатації крана надається надійності, то необхідно використовувати кінематично-динамічний або динамічний закони руху крана.

5. Розв'язана задача оптимального керування рухом системи „кран-вантаж” у вигляді зворотного зв'язку. Розроблено спосіб врахування обмежень на функцію керування рухом вантажопідйомного крана, який здійснюється за допомогою дискретної системи керування. Моделювання квазіоптимального керування рухом крана при дії на нього та вантаж вітрового пориву показує, що в момент зупинки крана залишаються незначні коливання вантажу з амплітудою, що не перевищує $0,8^\circ$.
6. Для встановлення ефективності практичного використання оптимальних режимів руху кранових механізмів проведено експериментальні дослідження та вибрано комплекс статистичних показників, за якими виконана оцінка отриманих даних. Розроблено програму для комп'ютерного керування частотним перетворювачем електроприводу механізму переміщення крана, яка використана для автоматизації проведення експериментальних досліджень.
7. На основі розрахованих статистичних показників показано, що прийняті у теоретичних розрахунках математичні моделі адекватно відображають реальні процеси у механізмі переміщення крана.
8. Оптимальне керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі, що реалізоване за допомогою частотного керування електроприводом, дозволяє знизити амплітуду коливань кранового моста у горизонтальному напрямку на 42,5%, забезпечити практично повне усунення коливань вантажу (амплітуда залишкових коливань не

перевищує $0,5^\circ$) та підвищити енергоефективність роботи механізму переміщення крана на 19%.

9. Встановлено, що використання оптимальних режимів руху крана, які реалізовані за допомогою частотного керування приводами кранових механізмів, дозволяє збільшити довговічність кранової металоконструкції та зменшити енерговитрати, що призводить до економічної ефективності у розмірі 2036,52...18339,00 грн/рік на один мостовий кран вантажопідйомністю 20 т.
10. Реалізація знайдених у роботі оптимальних режимів руху кранових механізмів полягає у розробці відповідного програмного забезпечення системи керування крановими механізмами та пристроями.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Комаров М.С. Нелинейные задачи динамики машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
2. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
3. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – М.: Машиностроение, 1969. – 520 с.
4. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
5. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака. – К.: Выща школа, 1989. – 328 с.
6. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – О.: СМИЛ, 2008. – 192 с.
7. 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.
8. Грузоподъемные краны. Кн. 1 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев]; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
9. Григоров О.В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05 / Григоров Отто Владимирович. – Х., 1995. – 386 с.
10. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л.Я. Будиков. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. – 210 с.
11. Неженцев А.Б. Зависимости нагрузок мостовых кранов от параметров частотного управления [Электронный ресурс] / А.Б. Неженцев, Д.В. Гонтарь. – Режим доступа: URL:

http://www.rusnauka.com/12_KPSN_2014/Tecnic/3_167668.doc.htm

(15.10.2014). – Заглавие с экрана.

12. Неженцев А.Б. Снижение нагрузок при передвижении мостовых кранов с частотным управлением [Электронный ресурс] / А.Б. Неженцев, Д.В. Гонтарь, С.М. Аветисян. – Режим доступа: URL: // http://www.rusnauka.com/28_NPM_2013/Tecnic/3_145202.doc.htm (15.10.2014). – Заглавие с экрана.
13. Бежок Г.В. Оптимизация процесса торможения мостового крана с помощью управляемого электромагнитного тормоза: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / Г.В. Бежок. – Х., 1984. – 25 с.
14. Стоянов Л.А. Разработка методики и средств оптимизации режимов торможения электромостовых кранов: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / Л.А. Стоянов. – Х., 1989. – 25 с.
15. Бойко Г.А. Повышение технико-эксплуатационных показателей мостовых кранов на базе рационального выбора тормозного момента и разработки приборов контроля: дисс. на соиск. степ. кадн. техн. наук: 05.05.05 / Бойко Григорий Алексеевич. – Луганск, 1995. – 190 с.
16. 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.
17. Теличко Л.Я. Ограничение динамических нагрузок электротехнических систем группы общепромышленных механизмов на металлургических предприятиях: автореф. дисс. на соиск. степ. докт. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электротехнические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / Л.Я. Теличко. – М., 2000. – 40 с.

18. Ерофеев Н.И. Методы исследования автоматизированных порталных кранов: автореф дисс. на соиск. степ. докт. техн. наук: спец. 186 „Подъемно-транспортные машины” / Н.И. Ерофеев. – Л., 1968. – 34 с.
19. Базил Ш. Управление электроприводом циклически работающих механизмов горизонтального перемещения: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Базил Шафик. – О., – 1993. – 186 с.
20. Манилов К.М. Исследование динамики привода механизма передвижения мостового крана с тиристорным приводом: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / К.М. Манилов. – Х., 1974. – 26 с.
21. Шевченко С.І. Поліпшення динамічних характеристик мостових кранів застосуванням гальмових пристроїв із самопідсиленням: автореф дис. на здоб. ступ. канд техн. наук: спец. 05.05.05 „Піднімально-транспортні машини” / С.І. Шевченко. – Х., 2010. – 15 с.
22. Вольченко А.И. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть б) / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко [та інш.] // Проблеми тертя та зношування. – 2012. – Вип. 57. – С. 48-57.
23. Рубашка В.П. Разработка обобщенной математической модели и анализ динамики грузоподъемных машин мостового типа: автореф. дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 01.02.06 „Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры” / В.П. Рубашка. – Х., 1985. – 18 с.
24. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
25. Абрамович И.И. Краны козловые общего назначения / И.И. Абрамович, Г.А. Котельников. – М.: Машиностроение, 1970. – 280 с.
26. Стрельцов С.В. Обоснование структуры и силовых параметров дифференциальной системы торможения крана пролетного типа на

- рельсовом ходу: дисс. канд. техн. наук: 05.05.04. / Стрельцов Сергей Владимирович. – Новочеркасск, 2014. – 167 с.
27. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х.: ХДАДТУ, 2002. – 285 с.
28. Періг О.В. Горизонтальные колебания груза на тросе при равномерном повороте стрелы крана / О.В. Періг, О.М. Стадник, О.І. Дериглазов // Механіка та машинобудування. – 2012. – № 1. – С. 33-40.
29. Периг А.В. Численное математическое моделирование раскачивания поднимающегося груза при повороте стрелового крана / А.В. Периг, Е.А. Бондаренко // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2012. – № 2 (27). – С. 158-163.
30. Периг А.В. Численное математическое моделирование раскачивания поднимающегося груза при повороте стрелового крана / А.В. Периг, Е.А. Бондаренко // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. Серія: механіка, енергетика, екологія. – 2013. – Вип. 2 137. – С. 24-31.
31. Палис Ф. Анализ поперечных колебаний мостового крана при изменении положения тележки / Палис Ф., О.И. Толочко, Д.В. Бажутин // Вісник НТУ „ХПІ”. – 2013. – № 36. – С. 36-39.
32. Толочко О.И. Гашение горизонтальных упругих колебаний конструкции мостового крана / О.И. Толочко, Д.В. Бажутин, Ф. Палис // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2012. – № 3 (19). – С. 336-339.
33. Ахтулов А.Л. Теоретическое исследование и моделирование процесса разгона грузоподъемного крана мостового типа / А.Л. Ахтулов, О.М. Кирасиров, Е.В. Комерзан // Омский научный вестник. – 2008. – № 1. – С.59-63.
34. Комерзан Е.В. Моделирование и анализ процесса разгона мостового крана / Е.В. Комерзан, О.М. Кирасиров // Вестник РГРТУ. – 2008. – № 4. – Вып. 26. – С. 125-129.

35. Макурин А.В. Динамика продольного перемещения мостового крана с учетом упругости элементов конструкции / А.В. Макурин, Д.И. Морозов // Электротехнічні та комп'ютерні системи. – 2011. – № 3. – С. 167-169.
36. Швед Ю.С. Экспериментальные исследования и математическое моделирование асинхронного электропривода передвижения мостового крана / Ю.С. Швед, И.А. Орловский // Електротехніка та електроенергетика. – 2013. – № 1. – С. 18-27.
37. Теличко Л.Я. Система управления электроприводами, обеспечивающая бесперекусное передвижение мостовых кранов // Л.Я. Теличко, А.А. Дорофеев // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2012. – № 3. – Т. 6. – С. 113-116.
38. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
39. Петров Ю.П. Очерки истории теории управления / Ю.П. Петров. – С-Пб.: БХВ-Петербург, 2012. – 272 с.
40. Гернет Н.Н. Об основной простейшей задаче вариационного исчисления / Н.Н. Гарнет. – С-Пб.: Типография Ю.Н. Эрлих, 1913. – 156 с.
41. Воронов А.А. Теория автоматического управления. Часть II. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / А.А. Воронов, Д.П. Ким, В.М. Лохин. [под. ред. А.А., Воронова]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1986. – 504 с.
42. Фельдбаум А.А. Методы теории автоматического управления / А.А. Фельдбаум, А.Г. Бутковский. – М.: Наука, 1971. – 744 с.
43. Беллман Р. Динамическое программирование. / Р. Беллман [под. ред. Воробьева Н.Н.] – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
44. Красовский Н.Н. Теория управления движением (линейные системы) / Н.Н. Красовский. – М.: Наука, 1968. – 476 с.

45. Бутковский А.Г. Теория оптимального управления системами с распределенными параметрами / А.Г. Бутковский. – М.: Наука, 1965. – 474 с.
46. Васильев Ф.П. Обобщенный метод моментов в задачах оптимального управления / Ф.П. Васильев, А.З. Ишмухаметов, М.М. Потанов. – М.: изд-во Моск. ун-та, 1989. – 142 с.
47. Перельмутер М.М. Вопросы синтеза оптимальных систем управления механизмами специальных кранов: автореф. дисс. на соиск. степ. докт. техн. наук: спец. 186 „Подъемно-транспортные машины” / М.М. Перельмутер. – Х., 1970. – 30 с.
48. Кротов В.Ф. Методы и задачи оптимального управления / В.Ф. Кротов, В.И. Гурман. – М.: Наука, 1973. – 389 с.
49. Krotov V.F. Global methods in optimal control theory / V.F. Krotov. – New York, Basel, Hong Kong: Marcel Dekker Inc., 1996. – 384 p.
50. Олейников В.А. Основы оптимального и экстремального управления / В.А. Олейников, Н.С. Зотов, А.М. Пришвин. – М.: Высшая школа, 1969. – 296 с.
51. Ловейкін В.С. Дослідження та аналіз методів оптимального керування динамічними системами / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.А. Голдун // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія „Техніка та енергетика АПК”. – 2013. – 185. – Частина 1. – С. 153-161.
52. Ловейкін В.С. Аналіз прямих варіаційних методів розв’язку задач оптимального керування / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Ловейкін // Вісник Національного університету „Львівська політехніка”. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2012 – № 729. – С. 70-79.
53. Моисеев Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем / Н.Н. Моисеев. – М.: Наука, 1971. – 424 с.

54. Черноусько Ф.Л. Вычислительные и приближенные методы оптимального управления / Ф.Л. Черноусько, В.Б. Колмановский // Итоги науки и техники. Серия „Математический анализ”. – 1977. – № 14. – С. 101–166.
55. Гурман В.И. Приближенные методы оптимизации управляемых процессов / В.И. Гурман, Е.А. Трушкова // Программные системы: теория и приложения: электронный научн. журнал. – 2010. – №4(4). – С. 85–104. – Режим доступа: URL: http://psta.psir.ru/read/psta2010_4_85-104.pdf (15.10.2014). – Заглавие с экрана.
56. Гурман В.И. Эволюция и перспективы приближенных методов оптимального управления / В.И. Гурман, И.В. Расина, А.О. Блинов // Программные системы: теория и приложения: электронный научн. журнал. – 2011. – №2(6). – С. 11–29. – Режим доступа: URL: http://psta.psir.ru/read/psta2011_2_11-29.pdf (15.10.2014). – Заглавие с экрана.
57. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
58. Горський Б.Є. Динамічне удосконалення механічних систем [3-те вид., переробл. і доповн.] / Б.Є. Горський. – К., 1995 – 292 с. – рос. мовою.
59. Ловейкін В.С. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. – 2012. – Випуск 124. – Том 2. – С. 292-302.
60. Геронимус Я.Л. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие / Я.Л. Геронимус, М.М. Перельмутер // Машиноведение. – 1966. – № 6. – С. 6-24.

61. Перельмутер М.М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на его электропривод / М.М. Перельмутер, Л.Н. Поляков // Известия вузов. Электромеханика. – 1971. – № 7. – С. 769-774.
62. Перельмутер М.М. Оптимальные законы движения механизмов с упругим звеном / М.М. Перельмутер // Машиноведение АН СССР. – 1968. – № 5. – С. 17.
63. Поляков Л.Н. Разработка и исследование оптимальной системы управления электроприводом крановой тележки: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 05.09.03 „Электрооборудование” / Л.Н. Поляков. – Х., 1973. – 23 с.
64. Смехов А.А. Оптимальное управление перегрузочными процессами / А.А. Смехов. – М.: Машиностроение, 1966. – 163 с.
65. Свиргун В.П. Разработка оптимальных законов управления мостовым грейферным краном и применение микропроцессорной системы для их реализации: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / В.П. Свиргун. – Х., 1989. – 15 с.
66. Григоров О.В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О.В. Григоров, В.С. Ловейкін. – К.: ІЗМН, 1997. – 264 с.
67. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини / В.О. Григоров, Н.О. Петренко. – Х.: НТУ „ХПІ”, 2005. – 304 с.
68. Черноусько Ф.Л. Управление колебаниями / Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов. – М.: Наука, 1980. – 384 с.
69. Акуленко Л.Д. Асимптотические методы оптимального управления / Л.Д. Акуленко. – М.: Наука, 1987. – 368 с.
70. Черноусько Ф.Л. Методы управления нелинейными механическими системами / Ф.Л. Черноусько, И.М. Ананьевский, С.А. Решмин. – М.: Физматлит, 2006. – 328 с.

71. Зайцев Ю.И. Исследование нестационарных колебаний и оптимальные режимы работы грузоподъемных машин с поступательными движениями: 01.02.06 / Зайцев Юрий Иванович. – Х., 1981. – 259 с.
72. Коваленко П.А. Исследование и оптимизация нестационарных переходных процессов в механизмах порталных кранов: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 01.02.06 „Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры” / П.А. Коваленко. – Х., 1980. – 26 с.
73. Будиков Л.Я. О формировании оптимальных тормозных характеристик механизмов передвижения грузоподъемных кранов на базе многопараметрического анализа переходных процессов. Часть 1. Методика расчета / Л.Я Будиков, Р.В. Шишкин // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2012. – № 7-8 (126). – С. 19-22.
74. Будиков Л.Я. О формировании оптимальных тормозных характеристик механизмов передвижения грузоподъемных кранов на базе многопараметрического анализа переходных процессов. Часть 2. Примеры расчета / Л.Я Будиков, Р.В. Шишкин // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2012. – № 9. – С. 16-20.
75. Зубко Н.В. Исследование переходных режимов порталных кранов: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 186 „Подъемно-транспортные машины” / Н.В. Зубко. – О., 1969. – 23 с.
76. Герасимьяк Р.П. Динамічні режими електропривода кранового механізму обертання при одночасній роботі механізму підйому / Р.П. Герасимьяк, Д.О. Махортова // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2011. – № 3. – С. 178-179.
77. Герасимьяк Р.П. Особливості керування електроприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвішеним вантажем / Р.П. Герасимьяк, Е.В. Найденко // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2007. – Вип. 68. – С.11-15.

78. Найденко Е.В. Управление асинхронным электроприводом механизма поворота с подвешенным грузом: 05.09.03 / Найденко Елена Валерьевна. – О., 2009. – 149 с.
79. Герасимьяк Р.П. Оптимальное управление крановым механизмом передвижения / Р.П. Герасимьяк, Л.В. Мельникова // Автоматика. Автоматизированные электротехнические комплексы и системы. – 1999. – №1. – С.87-94.
80. Мельникова Л.В. Автоматизация технологического процесса перемещения механизма с подвешенным грузом средствами микропроцессорного управления: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Мельникова Любовь Васильевна. – О., 2000. – 116 с.
81. Герасимьяк Р.П. Синтез системы синхронизации с асинхронным электроприводом / Р.П. Герасимьяк, Ш. Базил. О., 1993. – 13 с. – Деп. в УкрИНТЭИ 16.02.93, № 181 – Ук-93.
82. Герасимьяк Р.П. Оптимальное управление электроприводами механизмов циклического действия / Р.П. Герасимьяк, В.В. Бушер // Тезисы докл. Научно-технической конференции „АЭПТМ-90”. – Болгария, София, 1990. – с. 49.
83. Бушер В.В. Асинхронный электропривод подъемно-транспортных механизмов с микропроцессорным управлением: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электротехнические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / В.В. Бушер. – О., 1993. – 16 с.
84. Микушевич Ф.Э. Исследование и разработка систем подвески грузов козловых контейнерных кранов с целью увеличения их производительности: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / Ф.Э. Микушевич. – М., 1987. – 16 с.
85. Макаревич Е.В. Разработка оптимального управления движениями башенного крана / Е.В. Макаревич, В.Н. Шамардина, Ф. Палис,

- С. Палис // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2011. – № 3. – С. 170-171.
86. Макаревич Е.В. Разработка оптимального по энергозатратам управления движениями башенного крана / Е.В. Макаревич, В.Н. Шамардина, Ф. Палис, Ш. Палис // Збірник матеріалів конференції міжнародної науково-технічної конференції молодих учених і спеціалістів „Електромеханічні та енергетичні системи, методи моделювання та оптимізації”. – Кременчук, 2012. – С. 136-137.
87. Стрельцов П.М. Оптимизация работы портовых автоматизированных кранов и перегружателей: 05.05.05 / Стрельцов Павел Маркович. – О., 1994. – 167 с.
88. Кабанов С.А. Оптимальное управление перемещением груза мостовым краном / С.А. Кабанов, Никулин Е.Н., Б.Э. Якушев, Д.Б. Якушева // Известия ВУЗов. Приборостроение. – 2011. – Т. 54 – № 5. – С. 56-65.
89. Корытов М.С. Развитие теории управления процессами перемещения грузов грузоподъемными кранами в трехмерном неоднородном организованном пространстве: автореф. дисс. на соиск. степ. докт. техн. наук: спец. 05.05.04 „Дорожные, стоительные и подъемно-транспортные машины” / М.С. Корытов. – Омск, 2012. – 33 с.
90. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідійомних машин: дис. докт. техн. наук: 05.05.05 / Ловейкін Вячеслав Сергійович. – К., 1994. – 460 с.
91. Душанін Я.С. Оптимізація сталого режиму зміни вильоту врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілкової системи крана: автореф. дис. канд техн. наук: спец. 05.05.05 „Піднімально-транспортні машини” / Я.С. Душанін. – К., 2001. – 20 с.
92. Ловейкін В.С. Оптимізація енергетичного режиму при зміні вильоту стрілових систем кранів / В.С. Ловейкін, Я.С. Душанін // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков, 1999. – Вып. 48. – С. 166 – 172.

93. Міщук Д.О. Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі: дис. на здоб. ступ. канд. техн. наук: 05.05.04 / Міщук Дмитро Олександрович. – К., 2013. – 192 с.
94. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму руху стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу під час роботи за двох узагальнених координат / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук // Техніка будівництва. – № 23. – 2009 – С. 17-23.
95. Паламарчук Д.А. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу: дис. на здоб. ступ. канд. техн. наук: 05.05.05 / Паламарчук Дмитро Анатолійович. – К., 2013. – 240 с.
96. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2008. – №72. С. 21-27.
97. Шумілов Г.В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана: дис. на здоб. ступ. канд. техн. наук: 05.05.05 / Шумілов Георгій Володимирович. – К., 2013. – 240 с.
98. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2013. – 174 с.
99. Ловейкін В.С. Оптимізація динамічного режиму пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана / В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук // Техніка будівництва. – № 23. – 2009. – С. 24-29.
100. Ловейкін В.С. Оптимізація динамічного режиму пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана / В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2012. – №80. – С. 14-17.

101. Ловейкін В.С. Оптимізація динамічного режиму руху грейферного захвату / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, П.В. Лимар // Сільськогосподарські машини. – Випуск 24. – 2013. – С. 218-227.
102. 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.
103. Ловейкін В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2012. – 298 с.
104. 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.
105. Ловейкін В.С. Синтез оптимального режиму руху механізмів вантажопідйомних машин за критерієм динамічної потужності / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Електротехнічні та комп’ютерні системи. – 2013. – №09(85). – С. 16-23.
106. 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.
107. Ловейкін В.С. Синтез оптимального керування рухом динамічних систем за інтегрально-термінальним критерієм / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Збірник наукових праць. Серія „Галузеве машинобудування, будівництво”. – 2012. – Випуск 1 (31). – С. 67-73.
108. Ловейкін В.С. Комплексний синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – №45. – С. 385-399.

109. Kuntze H.-B. Zur zeitoptimalen Steuerung und Regelung von Laufkränen / H.-B. Kuntze // Wissenschaftliche Zeitschrift für Verkehrswesen. – 1971. – №4. – S. 973-990.
110. Ahmad M.A. Optimal tracking with sway suppression control for a gantry crane system / M.A. Ahmad, R.M.T. Raja Ismail, M.S. Ramli, N.M. Abdul Ghani, M.A. Zawawi // European journal of scientific research. – 2009. – №4. – Vol. 33. – P. 630-641.
111. Ahmad M.A. Control schemes for input tracking and anti-sway control of a gantry crane / M. A. Ahmad, A.N.K. Nasir, R.M.T. Raja Ismail, M.S. Ramli // Australian Journal of basic and applied sciences. – 2010. – № 4(8). – P. 2280-2291.
112. Miyata N. Development of feedforward anti-sway control for highly efficient and safety crane operation / N. Miyata, T. Ukita, M. Nishioka, T. Monzen, T. Toyohara. // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review. – 2001. – Vol. 38 –№ 2. – P. 73-77.
113. Yoshiaki O. Development of vibration control system on container crane girder / O. Yoshiaki, S. Kono, K. Uchida, T. Fujii, T. Monzen. // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review. – 1997. – Vol. 34. – № 3. – pp. 105-109.
114. Yoshida Y. Feedback control and time-optimal control about overhead crane by visual servo and these combination control / Y. Yoshida // Intelligent Mechatronics. – 2011. – P. 103-118.
115. Tanaka S. Automatic measurement and control of the attitude of crane lifters lifter-attitude measurement and control / S. Tanaka, S. Kouno // Control Engineering Practice. – 1998. – Issue 9. – Vol. 6. – P. 1099-1107.
116. Konishi, Y. Control of container crane by binary input using mixed logical dynamical system / Y. Konishi, N. Araki, Y. Tanaka, H. Ishigaki // ICIC Express Letters. – 2008. – № 4. – Vol. 2. – P. 415-419.
117. Pauluk M. Time optimal control of 3d crane / M. Pauluk, A. Korytowski, A. Turnau, M. Szymkat. – Krakow (Poland), 2002. – 6 s. – The work was

supported by the Polish State Committee of Scientific Research under Grant 8T11A 018 18.

118. Pauluk M. Robust control of 3d crane / M. Pauluk. – Krakow (Poland), 2002. – 6 s. – The work was supported by the Polish State Committee of Scientific Research under Grant 8T11A 018 18.
119. Беллман Р. Прикладные задачи динамического программирования / Р. Беллман [перевод с англ. Н.М Митрофановой, А.А. Первозванского, А.П. Хусу, О.В. Шалаевского. Под ред. А.А. Первозванского]. – М.: Наука, 1965. – 460 с.
120. Anti-swing control for overhead crane with neural compensation: 2006 International joint conference on neural networks [Electronic resource] / Toxqui Rigoberto, Yu Wen, Li Xiaou // Neural Networks. – 2006. – P. 9447-9453. – Mode of access: URL: http://www.researchgate.net/publication/221534651_Anti-swing_control_for_overhead_crane_with_neural_compensation (29.10.14). – Title from the screen.
121. Akira Abe Anti-swing control for overhead crane with neural compensation / Abe Akira // International journal of innovate computing, information and control. – 2011. – № 7(B). – Vol. 7. – P. 4251- 4263.
122. Мещеряков В.А. Алгоритм функционирования адаптивной системы нейро-нечеткого управления рабочим процессом стрелового крана / В.А. Мещеряков, И.В. Денисов // Автоматизация в промышленности. – 2011. – № 5. – С. 54-57.
123. Текшева И.В. Особенности использования нечетких моделей в задачах управления движением мехатронных объектов / И.В. Текшева, Ц. Дуньюэ, Ю.В. Подураев, К.Р. Карлов, И.Л. Ермолов // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2007. – №10. – С. 30-33.
124. Akbarzadeh-T. M.-R. Fuzzy modeling of human control strategy for overhead crane: The 10th IEEE International fuzzy systems conference / M.-

- R. Akbarzadeh-T, A.H. Meghdadi // *Fuzzy Systems*. – 2001. – Vol. 3. – P. 1076 – 1079.
125. Jianqiang Yi. Anti-swing fuzzy control of overhead traveling crane / Yi Jianqiang, N. Yubazaki, K. Hirota // *Fuzzy Systems*. – 2002. – Vol. 2. – P. 1298-1303.
126. Omar F. Autonomous overhead crane system using a fuzzy logic controller / F. Omar, F. Karray, O. Basir and L. Yu // *Journal of vibration and control*. – 2004. – Vol. 10. – P. 1255–1270.
127. Wahyudi. Control strategy for automatic gantry crane systems: a practical and intelligent approach / Wahyudi, J. Jalani, R. Muhida, M.J.E. Salami // *International journal of advanced robotic systems*. – 2007. – Vol. 4. – № 4 – P. 447-456.
128. Hanafy M.O. Control of gantry and tower cranes: dissertation submitted to the faculty of the Virginia polytechnic institute and state university in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Engineering mechanics / Hanafy M. Omar. – Blacksburg (Virginia), 2003. – 100 p.
129. Ahmad M.A. Sway reduction on gantry crane system using delayed feedback signal and PD-type fuzzy logic controller: a comparative assessment / M.A. Ahmad // *World academy of science. Engineering and technology*. – 2007. – № 50. – P. 1055 - 1060.
130. Bartolini G. Output-feedback control of container cranes: a comparative analysis / G. Bartolini, A. Pisano, E. Usai // *Asian Journal of Control*. – 2003. – Vol. 4 – № 4. – P. 578 - 593.
131. Rubio-Ávila J.J. Design, construction, and control of a novel tower crane / J.J. Rubio-Ávila, R. Alcántara-Ramírez, J. Jaimes-Ponce, I.I. Siller-Alcalá // *International journal of mathematics and computers in simulation*. – 2007. – Issue 2. – Vol. 1. – P. 119 – 126.
132. Fang Y. Nonlinear coupling control laws for an underactuated overhead crane system / Y. Fang, W.E. Dixon, D.M. Dawson, E. Zergeroglu //

- IEEE/ASME transactions on mechatronics. – 2003. – № 3. – Vol. 8. – P. 418-423.
133. Blackburn D. Command shapping for nonlinear crane dynamics / D. Blackburn, W. Singhose, J. Kitchen, V. Patrangenaru, J. Lawrence, T. Kamoi, A. Taura // Journal of vibration and control. – 2009. – Vol. 16. – P. 1–25.
134. Singhose W. Applications and educational uses of crane oscillation control / W. Singhose, J. Lawrence, K. Sorensen, D. Kim // FME Transactions. – 2006. – №. 34. – P. 175–183.
135. Hieu Ngo Q. Skew control of a quay container crane / Q. Hieu Ngo, H. Keum-Shik // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2010. – Vol. 23. – Issue 12. – P. 3332-3339.
136. J.W. Lawrence. Crane oscillation control: nonlinear elements and educational improvements: in partial fulfillment of the requirements for the degree Doctor of Philosophy/ Jason W. Lawrence. – Atlanta (Georgia), 2006. – 284 p.
137. Garrido S. Anti-swinging input shaping control of an automatic construction crane / S. Garrido, M. Abderrahim, A. Gimenez, C. Balaguer // IEEE Transactions on automation science and engineering. – 2008. – Vol. 5. – Issue 3. – P. 549 - 557.
138. Hekman K.A. A feedback control system for suppressing crane oscillations with on-off motors / K.A. Hekman, W.E. Singhose // International Journal of Control, Automation, and Systems. – 2007. – Vol. 5. – № 3. – P. 223-233.
139. Mohd Tumari M.Z. Active sway control of a gantry crane using hybrid input shaping and PID control schemes / M.Z. Mohd Tumari, L. Shabudin, M.A. Zawawi, L. H. Ahmad Shah // 2-nd International conference on mechanical engineering research. Bukit Gambang Resort City (Malaysia). – 2013. – Vol. 5. – № 3. – P. 223-233.
140. Казаков Н.И. Уменьшение раскачиваний груза на пространственном канатном подвесе при работе механизма поворота стреловых кранов:

дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.05.05 / Казаков Николай Иванович. – К., 1984. – 165 с.

141. Алейнер А.Л. Моделирование системы ограничения раскачивания груза при работе механизма передвижения крановой тележки / А.Л. Алейнер, А.Н. Орлов // Подъемно-транспортные машины. – 1975. – № 4. – С.17-23.
142. Аксенов Л.Б. Синтез системы для гашения колебаний груза / Л.Б. Аксенов // Подъемно-транспортные машины. – 1981. – № 10. – С. 66-69.
143. Сахаров Э.О. Некоторые вопросы демпфирования колебаний груза на гибком подвесе / Э.О. Сахаров // Исследование динамики грузоподъемных кранов. – 1970. – №5(100). – С. 30-39.
144. Гаранин Н.П. Грузоподъемные машины на речном транспорте: [учебник для студентов вузов] / Н.П. Гаранин, В.И. Брауде, П.П. Артемьев. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Транспорт, 1991. – 319 с.
145. Флюгель Ф. Методика построения обобщенных математических моделей грузоподъемных кранов с грузом на пространственном канатном подвесе: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 „Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины” / Ф. Флюгель. – С.-Пб., 2002. – 18 с.
146. Сохадзе А.Г. Мехатронная система грузоподъемного крана для автоматической стабилизации положения груза и управления его движением: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.02.05 / Сохадзе Александр Георгиевич. – Новочеркасск, 2006. – 218 с.
147. Гниломедов Г.И. Исследование процессов раскачивания груза и эксплуатационных нагрузок порталных кранов: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / Г.И. Гниломедов. – Л., 1976. – 19 с.

148. Yong-Seok K. Anti-sway control of container cranes: inclinometer, observer, and state feedback / K. Yong-Seok, H. Keum-Shik, S. Seung-Ki // International Journal of Control, Automation, and Systems. – 2004. – Vol. 2. – №. 4. – P. 435-449.
149. Терехов А.М. Устройство для успокоения раскачивания груза на портовых порталных кранах: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.22.19 „Эксплуатация водного транспорта, судовождение” / А.М. Терехов. – М., 2003. – 17 с.
150. Нгуен Куок Х. Оптимизация режимов работы мостовых контейнерных кранов: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.22.19 „Эксплуатация водного транспорта, судовождение”, 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / Х. Нгуен Куок. – О., 1986. – 21 с.
151. Кузнецов А.П. Интеллектуальные алгоритмы управления подъемно-транспортными механизмами / А.П. Кузнецов, А.В. Марков, М.К. Хаджинов, А.С. Шмарловский, Т.В. Гаврилик // Open semantic technologies for intelligent systems (OSTIS-2011). – 2011. – С. 493- 504.
152. Толочко О.И. Сравнительный анализ методов гашения колебаний груза, подвешенного к механизму поступательного движения мостового крана / О.И. Толочко, Д.В. Бажутин // Міжвідомчий науково-технічний журнал „Електромашинобудування та електрообладнання”. – 2010. – № 75. – С. 22-28.
153. Зиновьев А. Системы регулирования колебаний груза для подъемно-транспортных механизмов от компании „Siemens”/ А. Зиновьев // Подъемно-транспортное оборудование. – 2001. – №8. – С. 25-26.
154. Кравцов М.В. Современные системы управления крановыми приводами Конесcranes / М.В. Кравцов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2006. – №6. – С. 16-18.
155. Корень В.Л. Litronic – прогрессивная система управления краном / В.Л. Корень // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2004. - №3 – С. 16-17.

156. Волчек Н.В. Приводы FR.Tronic обеспечивают высокую производительность кранов Liebherr / Н.В. Волчек // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2005. – №7 – С. 19.
157. Anti-sway automation for any crane [Electronic resource] / SmartCrane, LLC. – Poquoson, 2014. – Mode of access: URL: <http://www.smartcrane.com/SmartCrane/Welcome.html> (15.10.2014) – Title from the screen.
158. Преобразователь частоты Altivar 71 от Schneider Electric – оптимальное решение для применения в системах управления подъемно-транспортным оборудованием [Электронный ресурс] // Schneider Electric: [сайт]. – Режим доступа: URL: http://www.schneider-electric.ua/documents/news/automation-control/Altivar-71-Crane-web_mhk.pdf (28.10.14). – Заглавие с экрана.
159. Crane control and automation global solutions [Electronic resource] // TMEIC. Mode of access: URL: <http://www.tmeic.com/Repository/Others/TMEIC%20Crane%20Control%20and%20Automation%20A4.pdf> (29.10.2014). – Title from a screen.
160. Информация о продукции. Программа предотвращения раскачивания для производственных кранов [Электронный ресурс] // ABB: [сайт]. – Режим доступа: URL: [http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b85233ee7ab542ffc125792500446fdb/\\$file/FactFilePD30_RU_REVA_2011_Antisway_control_program.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b85233ee7ab542ffc125792500446fdb/$file/FactFilePD30_RU_REVA_2011_Antisway_control_program.pdf) (28.10.14). – Заглавие с экрана.
161. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – К. - Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.
162. Коловский М.З. Динамика машин / М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1989. – 265 с.
163. Ловейкін В.С. Динаміка машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.

164. Голубенцев Н.А. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Н.А. Голубенцев. – М.: Машгиз, 1959. – 147 с.
165. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
166. Вульфсон И.И. Динамика машинных агрегатов / И.И. Вульфсон, М.З. Коловский. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
167. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. – М.: Энергия, 1977. – 432 с.
168. Масандилов Л.Б. Электропривод подъемных кранов / Л.Б. Масандилов. – М.: Изд-во МЭИ, 1998. – 100 с.
169. Справочник по кранам: В 2 т. Т1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета краном, их приводов, и металлических конструкций / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др. [под. общ. ред. М.М. Гохберга]. – М.: Машиностроение, 1988. – 536 с.
170. Дукельский А.И. Справочник по кранам В 2 т. Т1. Общие расчеты, материалы, приводы, металлические конструкции / А.И. Дукельский. – М.-Л.: Машгиз, 1961. – Т. 1 – 455 с.
171. Герасимьяк Р.П. Электроприводы крановых механизмов / Р.П. Герасимьяк, В.А. Параил. – М.: Энергия, 1970. – 136 с.
172. Поляков А.М. Схемы электрооборудования грузоподъемных кранов / А.М. Поляков. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 135 с.
173. Шишков А.Н. Асинхронный электропривод крановых механизмов с дроссельным регулированием скорости: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электрические комплексы и системы” / А.Н. Шишков. – Челябинск, 2003. – 19 с.
174. Неженцев А.Б. Потери энергии при торможении противовключением кранов мостового типа / А.Б. Неженцев // Подъемно-транспортная техника. – 2007. – №1. – С. 22-30.
175. Радимов С.Н. Применение энерго- и ресурсосберегающего частотного электропривода на механизмах подъемно-транспортных машин /

- С.Н. Радимов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2007. – №8 – С. 30-32.
176. Герасимова Т.Г. Дайте крану вторую жизнь / Т.Г. Герасимова // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2007. – №3 – С. 12-13.
177. Теряев Е. Частотно-регулируемый электропривод крановых механизмов / Е. Теряев, А. Волегов, А. Таран // Силовая электроника. – 2007. - № 4. – С. 40-42.
178. Попов Е.В. Использование асинхронных двигателей с фазным ротором в частотнорегулируемом электроприводе при модернизации кранового электрооборудования / Е.В. Попов // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – №4 (48). – С. 23.
179. Певзнер Е.М. Эксплуатация крановых тиристорных электроприводов / Е.М. Певзнер, А.Г. Яуре. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 104 с.
180. Яуре А.Г. Крановый электропривод: Справочник / А.Г. Яуре, Е.М. Певзнер. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 344 с.
181. Герасимьяк Р.П. Динамика асинхронных электроприводов крановых механизмов / Р.П. Герасимьяк. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 169 с.
182. Герасимьяк Р.П. Асинхронный электропривод с тиристорным управлением / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещев, Н.С. Путилин. – К.: Техника, 1984. – 150 с.
183. Герасимьяк Р.П. Тиристорный электропривод для кранов / Р.П. Герасимьяк. – М.: Энергия, 1978. – 111 с.
184. Койчев В.С. Динамика крановых электромеханических систем с асинхронным электроприводом: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электрические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / В.С. Койчев. – О., 1984. – 15 с.
185. Савич С.П. Альтернативні електроприводи змінного струму кранових механізмів: автореф. дис. на здоб. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03

- „Електротехнічні комплекси та системи” / С.П. Савич. – О., 2013. – 20 с.
186. Попов Е.В. Модернизация крановых асинхронных электроприводов с использованием полупроводниковых преобразователей: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 / Попов Евгений Владимирович. – О., 2005. – 211 с.
187. Мелихов В.Л. Разработка электроприводов грузоподъемных машин небольшой мощности по системе тиристорный преобразователь напряжения – асинхронный двигатель: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электротехнические комплексы и системы включая их управление и регулирование” / В.Л. Мелихов. – М., 1994. – 20 с.
188. Фомин С.А. Крановый электропривод с тиристорным управлением на базе асинхронного двигателя с фазным ротором: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электротехнические комплексы и системы” / С.А. Фомин. – Челябинск, 2005. – 19 с.
189. Bose Bimal K. Modern power electronics and AC drives / В.К. Bose. – Knoxville: Prentice Hall PTR, 2002. – 738 p.
190. Костенко М.П. Электрические машины. Часть 2. / М.П. Костенко, Л.М. Пиотровский. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 704 с.
191. Сандлер А.С. Частотное управление асинхронными двигателями / А.С. Сандлер, Р.С. Сарбатов. – М.: Энергия, 1966. – 144 с.
192. Сандлер А.С. Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями / А.С. Сандлер, Р.С. Сарбатов. – М.: Энергия, 1974. – 328 с.
193. Кривицкий С.О. Динамика частотно-регулируемых электроприводов с автономными инверторами / С.О. Кривицкий, И.И. Эпштейн. – М.: Энергия, 1970. – 152 с.

194. Калашников Б.Е. Системы управления автономными инверторами / Б.Е. Калашников, С.О. Кривицкий, И.И. Эпштейн. – М.: Энергия, 1974. – 103 с.
195. Булгаков А.А. Частотное управление электродвигателями / А.А. Булгаков. – М.: Наука, 1966. – 297 с.
196. Рудаков В.В. Асинхронные электроприводы с векторным управлением / В.В. Рудаков, И.М. Столяторов, В.А. Дартау. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 136 с.
197. Штейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты / Р.Т. Штейнер. – Екатеринбург: УРО РАН, 2000. – 654 с.
198. Blaschke F. Das Prinzip der Feldorientierung die Grundlage für die Transvektor – Regelung von Drehfeldmaschinen / F. Blaschke // Siemens Zeitschrift. – 1971. – Bd. 45. – H. 10. – S. 757-760.
199. Depenbrosk M. Direct self control (DSC) of inverter-fed induction machines / M. Depenbrosk // IEEE Trans. Power Electron. – 1985. – № 3. – Vol. 3. – P. 420-429.
200. Тепляков А.Г. Реализация оптимального управления частотным электроприводом механизма поворота / А.Г. Тепляков // Электромашинобудування та електрообладнання. – Вип. 62. – 2004. – С. 36-39.
201. Шевченко А.Н. Совершенствование регулировочных и энергетических показателей крановых электроприводов на основе транзисторных преобразователей переменного тока: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электротехнические комплексы и системы” / А.Н. Шевченко. – Самара, 2007. – 19 с.
202. Григоров О.В. Аналіз пуско-гальмівних процесів кранових механізмів з частотно-регульованим приводом / О.В. Григоров, В.В. Стрижак // Вестник ХНАДУ. – 2012. – №57. – С. 249-256.

203. Виноградов А.Б. Бездатчиковый электропривод подъемно-транспортных механизмов / А.Б. Виноградов, А.Н. Сибирцев, С.В. Журавлев // Силовая электроника. – 2007. – №1. – С. 46 – 52.
204. Немикина О.В. Исследование процессов в сети, питающей группу частотно-регулируемых приводов для крановых установок / О.В. Немикина // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2011 – № 3. – С. 355-356.
205. Ловейкин В.С. Анализ динамики механизма передвижения мостового крана с частотным управлением привода / В.С. Ловейкин, Ю.А. Ромасевич // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2013. – Вып. 3. – Режим доступа: URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hidden/731.html> (13.10.2014). – Название с экрана.
206. 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.
207. Ромасевич Ю.О. Анализ и разработка способов учета ограничений на функцию управления движением грузоподъемных кранов / Ю.О. Ромасевич // Motrol. – 2014. – № 3. – Vol 16.– С. 123-129.
208. Ромасевич Ю.О. Моделирование движения механизма перемещения грузоподъемной машины по оптимальному закону / Ю.О. Ромасевич // Motrol. – 2013. – № 3. – Vol 15. – С. 76-83.
209. Nebojsa M. Electrical drives for crane application [Electronic resource] / M. Nebojsa, M. Petronijevic, V. Kostic, B. Jeftenic // Mechanical Engineering. – 2012. – Mode of access: URL: <http://www.intechopen.com/books/mechanical-engineering/electrical-drives-for-crane-application> (13.10.2014). – Title from the screen.

210. AC versus DC in crane modernization projects [Electronic resource] / R. Javier. – 2012. – Mode of access: URL: https://www.tmeic.com/Repository/Brochures/PT30-42_3-Final_1150740460.pdf (13.10.2014). – Title from the screen.
211. Паршин Д.Я. Анализ и синтез робототехнических и мехатронных комплексов для крупнопанельного и монолитного строительства: автореф. дис. на соиск. степ. докт. техн. наук: спец. 05.02.05 „Роботы, мехатроника и робототехнические системы” / Д.Я. Паршин. – Новочеркасск, 2006. – 39 с.
212. Шабаяев О.Є. Наукові основи аналізу і синтезу гірничих машин як мехатронних систем: автореф. дис. на здоб. ступ. докт. техн. наук: спец. 05.05.06 „Гірничі машини” / О.Є. Шабаяев. – Донецьк, 2011. – 35 с.
213. Перельгина А.Ю. Методы компенсации упругих колебаний в трехмассовых мехатронных системах: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 01.02.06 „Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры” / А.Ю. Перельгина. – Иркутск, 2009. – 23 с.
214. Кузьмин Д.В. Моделирование динамики мехатронных систем. Уравнения и алгоритмы / Д.В. Кузьмин. – Архангельск: Арханг. гос. техн. ун-т, 2008. – 120 с.
215. Филимонов Н.А. Энергетический подход и принцип многорежимности в задачах управления лагранжевыми динамическими системами: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.13.01 „Системный анализ, управление и обработка информации” / Н.А. Филимонов. – М., 2006. – 17 с.
216. Корытов М.С. Развитие теории управления процессами перемещения грузов грузоподъемными кранами в трехмерном неоднородном организованном пространстве: автореф. дисс. на соиск. степ. докт. техн. наук: спец. 05.05.04 „Дорожные, стоительные и подъемно-транспортные машины” / М.С. Корытов. – Омск, 2012. – 33 с.

217. Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу. Методичні рекомендації. Науково-методичний цент аграрної освіти / Ловейкін В.С., Войтюк Д.Г., Ромасевич Ю.О., Човнюк Ю.В. – К.: 2011. – 27 с.
218. Ловейкін В.С. Мехатроніка / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Човнюк. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2012. – 358 с.
219. Лукинов А.П. Проектирование мехатронных и робототехнических устройств / А.П. Лукинов. – С-Пб.: Издательство „Лань”, 2012. – 608 с.
220. Егоров О.Д. Мехатронные модули / О.Д. Егоров, Ю.В. Подураев. – М.: МГТУ „СТАНКИН”, 2004. – 360 с.
221. Карнаухов Н.Ф. Электротехнические и мехатронные системы / Н.Ф. Карнаухов. – Ростов н/Д: Феникс, 2006. – 320 с.
222. Готлиб Б.М. Введение в мехатронику / Б.М. Готлиб. – Екатеринбург: Изд-во Уральского государственного университета путей сообщения, 2007. – 782 с.
223. Kaltenbacher M. Numerical simulation of mechatronic sensors and actuators / M. Kaltenbacher. – Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2007. – 428 p.
224. Bishop R.H. The mechatronics handbook / R.H. Bishop. – Austin: CRC PRESS, 2002. – 1229 p.
225. Ловейкін В.С. Тенденції розвитку сучасних систем керування вантажопідійомними кранами / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Збірник тез доповідей конференції науково-педагогічних працівників та аспірантів ННТІ НУБіП України/ ННТІ НУБіП України. – 2011. – К. – С. 40-42.
226. Чиликин М.Г. Общий курс электропривода / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – [6-е изд., доп. и перераб.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
227. Формалев В.Ф. Численные методы / В.Ф. Формалев, Д.Л. Ревизников. – М.: Физматлит, 2004. – 400 с.

228. Преобразователи частоты FR-E7: руководство по эксплуатации: артикул 212650. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 512 с.
229. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз режиму руху кранового механізму переміщення при використанні частотного керування приводом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.А. Голдун // Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України [Електронне видання]. - №6 (35). – Режим доступу: URL: http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/Nd/2012_6/12lvc.pdf.
230. Ловейкін В.С. Обґрунтування раціональних законів керування рухом двомасових динамічних систем / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. Сборник научных трудов. – №66. – 2012. – С. 127-137.
231. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
232. Казовский Е.Я. Переходные процессы в электрических машинах переменного тока / Е.Я. Казовский. – М.-Л.: Изд-во Академии наук СССР, 1962. – 625 с.
233. Ловейкін В.С. Дослідження коливань у механізмах з асинхронним електроприводом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник Тернопільського національного технічного університету. №4(72). – 2013. – С. 207-214.
234. Ромасевич Ю.О. Встановлення умов усунення коливань елементів вантажопідйомних кранів прольотного типу / Ю.О. Ромасевич // Тези доповідей VI наукової міжнародної конференції „Екобіотехнології та біопалива ENERGIA-2012”. – (27 вересня – 3 жовтня) 2012. – Київ-Люблін-Сімферполь-Львів. – С. 42-43.

235. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, А.В. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2010. – № 1. – Том 1. – С. 7-13.
236. Ловейкін В.С. Організація режиму руху маніпуляційної системи промислового робота / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. – №2. – 2013. – С. 12-21.
237. Ловейкин В.С. Синтез оптимального управления движением мостового крана / В.С. Ловейкин, Ю.А. Ромасевич // Сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции „Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика”. – 2014. - №4 – Часть 2. – С. 233-237.
238. Денисенко В.В. Компьютерное управление технологическим процессом, экспериментом, оборудованием / В.В. Денисенко. – М.: Горячая линия-Телеком, 2009. – 608 с.
239. Ловейкін В.С. Моделювання руху механізму переміщення вантажопідйомної машини за оптимальним законом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2013. – Вип. 185. – Частина 2. – С. 63-71.
240. Ловейкін В.С. Результати експериментального дослідження оптимальних законів руху візка крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Збірник тез доповідей XIII всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів „Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування” (11-15 березня 2013 року) / Навчально-науковий технічний інститут Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К. 2013. – С. 15-17.

241. Пат. 2007/0023378 A1 США МПК В66С 13/06. Method for controlling a crane / Mikko Porma, Kimmo Hytonen; заявник та власник КСІ Konecranes PLC; заявл. 16.07.2004; опубл. 22.06.2006.
242. Пат. 7484632 В2 США МПК В66С 13/06. Method for controlling a crane / Kimmo Hytonen; заявник та власник КСІ Konecranes PLC; заявл. 16.07.2004; опубл. 13.01.2006.
243. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація режиму руху кранового механізму переміщення / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. №3(39). – 2013. – С. 5-21.
244. Денисенко В. ПИД-регулятори: вопросы реализации. Часть 1 / В. Денисенко // В записную книжку инженера. - №4. – 2007. – С. 86-97.
245. Денисенко В. ПИД-регуляторы: вопросы реализации. Часть 2 / В. Денисенко // В записную книжку инженера. – №1. – 2008. – С. 86-99.
246. Ловейкін В.С. Синтез С- та П-керування рухом механічних систем / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2010. – № 144. – Частина 4. – С. 280-290.
247. Ромасевич Ю.О. Використання методу динамічного програмування для синтезу оптимального керування рухом вантажопідйомних кранів / Ю.О. Ромасевич // Збірник тез доповідей XII всеукраїнської конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів технічного ННІ НУБіП України „Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування”. – (2-6 квітня) 2012. – Київ-Голосієво. – С. 61-63.
248. Ловейкін В.С. Оптимізація руху вантажопідйомного крана із траверсною підвіскою вантажу методом динамічного програмування / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. // Машинобудування. – №10. – 2012. – С. 15-32.

249. Ловейкін В.С. Синтез оптимального керування рухом кранового візка. Частина I / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Збірник наукових праць „Машинобудування”. – 2013. – №11. – С. 21-33.
250. Ловейкін В.С. Синтез оптимального керування рухом кранового візка. Частина II / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Збірник наукових праць „Машинобудування”. – 2013. – №12. – С. 22-30.
251. Lovejkin V. Synthesis of quasi-optimal motion crane's control in the form of feedback [Electronic resource] /Vjacheslav Lovejkin, Yuriy Romasevich, Yuriy Chovnuk // Journal of Automation, Mobile Robotics & Intelligent Systems // Vol. 7. – № 3. – 2013. – P. 18-39. – Mode of access: URL: <http://www.jamris.org/archive/12-issue-03-2013#> (10.10.2014). – Title from the screen.
252. Ромасевич Ю.О. Оптимізація руху електромеханічних систем кранових механізмів / Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін // Тези доповідей міжнародного науково-технічного семінару аспірантів, професорсько-викладацького складу „Технологія і техніка друкарства: новітні технології і обладнання поліграфії” / Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”. – К. 2012. – С. 40-43.
253. Корн Г. Справочник по высшей математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
254. Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления / Е.П. Попов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 304 с.
255. Ловейкін В.С. Обґрунтування введення модифікованого обмеження на функцію оптимального керування технічними системи / В.С. Ловейкін, 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.

256. Ловейкін В.С. Обґрунтування введення модифікованого обмеження на функцію оптимального за швидкістю керування технічними системами / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Праці 10-го міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. – 2011. – Львів. – С. 12-14.
257. 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.
258. Грузоподъемные машины / [М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов и др.]; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.
259. Ловейкін В.С. Встановлення умов оптимальності керувань технічними системами в закритій області допустимих значень / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – 2013. – №185. – Частина 3. – С. 138-148.
260. 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.
261. Подобед Н.Е. Исследование работы механизмов передвижения порталных кранов в морских портах при ветровых нагрузках: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.22.19 „Эксплуатация судового транспорта, судовождение” / Н.Е. Подобед. – Мурманск, 2010. – 24 с.

262. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения: ГОСТ 1451-77. – [Чинний від 01.01.1978. Обмеження строку дії знято Постановою Держстандарта № 1151 від 10.09.92]. – М: Госстандарт ССРСР, 1977. – 13 с. – (Міждержавний стандарт).
263. Наказ Державного комітету України по нагляду за охороною праці №45 від 20.03.1996 „Про затвердження Типової інструкції з безпечного ведення робіт для кранівників (машиністів) кранів мостового типу (мостових, козлових, напівкозлових)” зі змінами, внесеними згідно з Наказом Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду № 232 від 01.10.2007. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0143-96>. – Назва з екрана.
264. Преобразователи частоты FR-D7: руководство по эксплуатации: артикул 218004. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 484 с.
265. 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.
266. 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.
267. 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.
268. ADA-1406. Модуль ввода-вывода аналоговых и дискретных сигналов. Руководство пользователя. V1.3. ООО «ХОЛИТ Дэйта Системс». – 17 с.
269. mDAQ-12, mDAQ-14. Микросистема сбора данных с интерфейсом USB. Руководство пользователя. V1.5. ООО «ХОЛИТ Дэйта Системс». – 34 с.
270. 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.
271. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергия, 1971 – 320с.
272. Пат. 102280 Україна, МПК В66С 13/06, В66С 13/20. Спосіб усунення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі, при роботі кранового візка з непередбачуваними зовнішніми впливами / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № а 2011 08257; заявл. 01.07.2011; опубл. 25.06.2013, Бюл. №12.
273. Пат. 68241 Україна, МПК В66С 13/06 (2006.01). Спосіб керування режимами пуску та гальмування крана з траверсною підвіскою вантажу / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u2011 08246; заявл. 01.07.2011; опубл. 26.03.2012, Бюл. №6.
274. Пат. 101651 Україна, МПК В25J 9/00 С05В 19/00. Спосіб керування рухом промислового робота / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № а 2010 1155; заявл. 28.09.2010; опубл. 25.04.2013, Бюл. №8.

275. Пат. 104215 Україна, МПК G05B 19/00, B25J 9/00. Спосіб керування приводами маніпуляційної системи промислового робота / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № а 2012 04685; заявл. 17.04.2012; опубл. 10.01.2014, Бюл. №1.
276. Пат. 75909 Україна, МПК G055B 11/36 (2006.01). Спосіб налаштування пропорційно-інтегрального регулятора для мехатронних систем / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № и 2012 01352; заявл. 08.02.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.
277. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений (Основные положения). – М.: ЦНИИТЭ, 1978. – 78 с.
278. Каталог. Преобразователи частоты Altivar 31. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.elektroportal.com/series/show/preobrazovatel-chastoty-altivar31>. (29.10.14) – Название с экрана.
279. 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=px9AUppqxOevn4QSU1oCoDQ&usg=AFQjCNHZzFM2SxcCWo-JJvIglVEtlh1qwg&bvm=bv.52434380,d.bGE (29.10.14) – Название с экрана.
280. 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.

281. 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.
282. 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.
283. Преобразователь частоты FRA-701. Руководство по эксплуатации (прикладное). FRA-721 класс мощности от 5,5К до 55К. FRA-741 класс мощности от 5,5К до 55К. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: <http://www.privod.ru/files/FR-A701.pdf> (29.10.14) – Название с экрана.
284. 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.
285. Постанова Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сфері енергетики від 24.07.2014 №1033 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.nerc.gov.ua/?id=11501> (29.10.14) – Назва з екрану.
286. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – Х.: Вид-во „Форт”, 2007. – 256 с.
287. Преобразователи частоты Mitsubishi Electric, мощность 18,50 кВт. – [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: http://chastotnik.com.ua/prebrasovateli/Mitsubishi_Electric;;18/ (29.10.14) – Название с экрана.

ДОДАТКИ

Додаток А

Розрахунок сили опору переміщенню крана

Проведемо розрахунок функції сили опору переміщенню крана \tilde{W} . Для цього необхідно проаналізувати динамічну модель, яка наведена на рис. 2.2. Загалом рух крана із вантажем на гнучкому підвісі можна розділити на два етапи. На першому етапі рухається лише зведена маса приводу. Цей рух описується одним диференціальним рівнянням:

$$m_p \ddot{x}_p = F_p - c_p \dot{x}_p - k_p x_p, \quad (\text{A.1})$$

де m_p – зведена до поступального руху маса приводного механізму;

x_p – узагальнена координати зведеної маси m_p ;

c_p – зведений коефіцієнт жорсткості механічних передач приводу;

k_p – зведений коефіцієнт демпфування механічних передач приводу.

На першому етапі руху системи відбувається збільшення зусилля у пружно-в'язкому зв'язку, який поєднує зведені маси приводу m_p та кінцевих балок крана m_k . Величина цього зусилля рівна $c_p \dot{x}_p + k_p x_p$. Збільшення зусилля продовжується до тих пір поки не виконається умова:

$$c_p \dot{x}_p(t_{1em.}) + k_p x_p(t_{1em.}) = W, \quad (\text{A.2})$$

де $t_{1em.}$ – момент закінчення першого і початку другого етапу;

W – опір переміщенню мостового крана прикладений до коліс кінцевих балок під час їх руху. Величина W залежить від мас крана, вантажу та деяких конструктивних параметрів крана. У динамічних розрахунках кранів приймають [2]:

$$W = (0,012 \dots 0,02)(m_k + m_m + m_g)g, \quad (\text{A.3})$$

де m_k, m_m, m – зведені до поступального руху маси кінцевих балок крана, кранового моста та вантажу відповідно; g – прискорення вільного падіння.

Після того, як умова (A.2) виконалась починається другий етап. Протягом другого етапу зусилля у пружно-в'язкому зв'язку перевищує величину W і починають рухатись всі зведені маси системи. Другий етап руху крана з вантажем описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_p \ddot{x}_p = F_p - c_p(x_p - x_k) - k_p(\dot{x}_p - \dot{x}_k); \\ m_k \ddot{x}_k = c_p(x_p - x_k) + k_p(\dot{x}_p - \dot{x}_k) - c_m(x_k - x_m) - k_m(\dot{x}_k - \dot{x}_m) - W; \\ m_m \ddot{x}_m = c_m(x_k - x_m) + k_m(\dot{x}_k - \dot{x}_m) - \frac{mg}{l}(x_m - x); \\ \ddot{x} = \frac{g}{l}(x_m - x). \end{cases} \quad (\text{A.4})$$

де x_k, x_m, x – узагальнені координати відповідних зведених мас системи;

c_m – зведений коефіцієнт жорсткості кранового моста;

k_m – зведений коефіцієнт демпфування кранового моста;

l – довжина гнучкого підвісу вантажу.

Для того, щоб забезпечити „зшивку” розв'язку рівняння (A.1) з розв'язком системи диференціальних рівнянь (A.4) необхідно, щоб кінцеві умови руху (положення та швидкість) зведеної маси приводу на першому етапі були рівними початковим умовам її руху на другому етапі.

Головним недоліком використання описаної вище двоетапної математичної моделі руху крана з вантажем на гнучкому підвісі у плані її чисельного інтегрування є необхідність „зшивки” розв'язків рівняння (A.1) та системи рівнянь (A.4). Тому у розрахунках використана інша математична модель, яка описана системою диференціальних рівнянь (2.2). Для того, щоб математична модель (2.2) була еквівалентною математичній моделі (A.1)- (A.4) необхідно, щоб функція \tilde{W} визначалася наступним чином:

$$\tilde{W} = \begin{cases} c_p x_p(t_1) + k_p \dot{x}_p(t_1), & \text{якщо } c_p x_p(t_1) + k_p \dot{x}_p(t_1) < W; \\ W, & \text{якщо } c_p x_p(t_1) + k_p \dot{x}_p(t_1) \geq W. \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

Співставлення результатів чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь (A.1)-(A.4) та (2.2)-(A.5) показує їх збіг (рис. A.1): графіки, які відповідають відповідним чисельним розв'язкам (суцільна і штрихова лінії) співпадають.

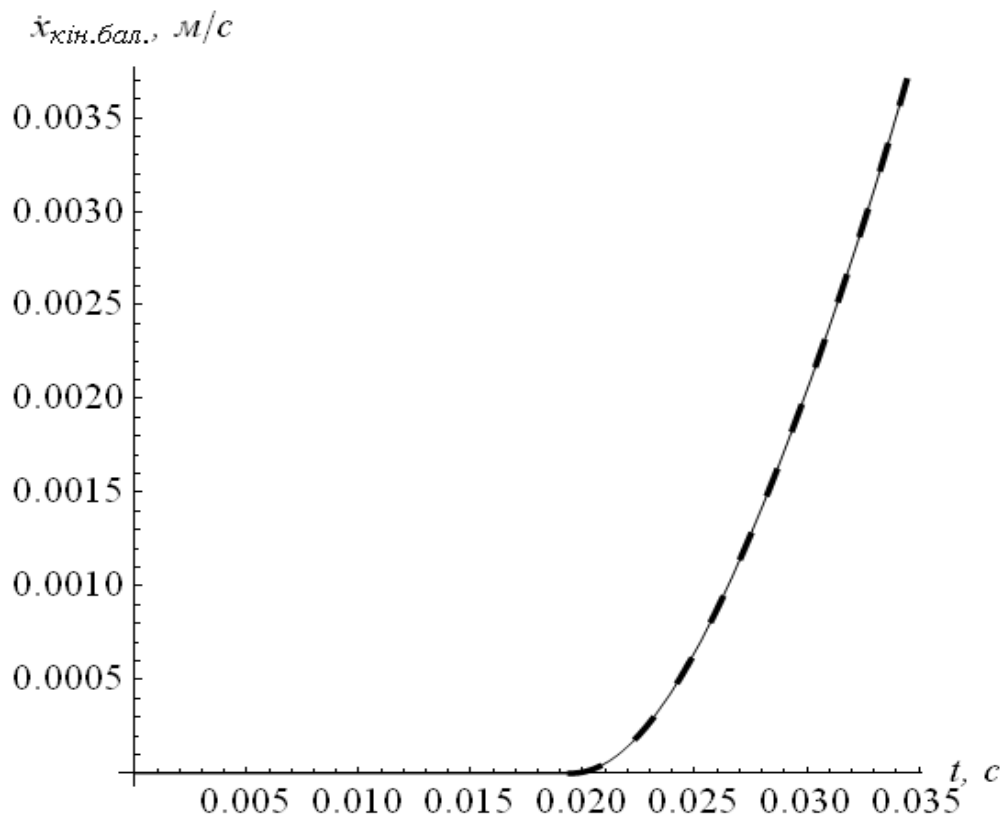


Рис. A.1. Графіки функції швидкості руху кінцевих балок мостового крана при $\tilde{W} = var$ (окіл початку руху крана)

З рис. A.1 можна визначити тривалість першого етапу руху системи. Він рівний 0,0194517 секунд. Використання функції (A.5) дозволяє провести чисельне інтегрування системи диференціальних рівнянь (2.2) з автоматичним „розділенням” тривалості руху крана на етапи.

Зазначимо, що у випадку коли у математичній моделі руху крана із вантажем прийняти, що опір переміщенню крана \tilde{W} є постійною величиною, то це призведе до спотворення результатів. На рис. A.2 наведено графік швидкості руху кінцевих балок, який знайдений шляхом чисельного інтегрування системи рівнянь (A.4), тобто без врахування першого етапу руху зведеної маси приводу. З рис. A.2 видно, що на деякому інтервалі руху

кінцеві балки крана мають від'ємну швидкість, що не відповідає фізичній дійсності. Це результат того, що сила W у системі диференціальних рівнянь (А.4) є постійною величиною і вона направлена проти руху крана.

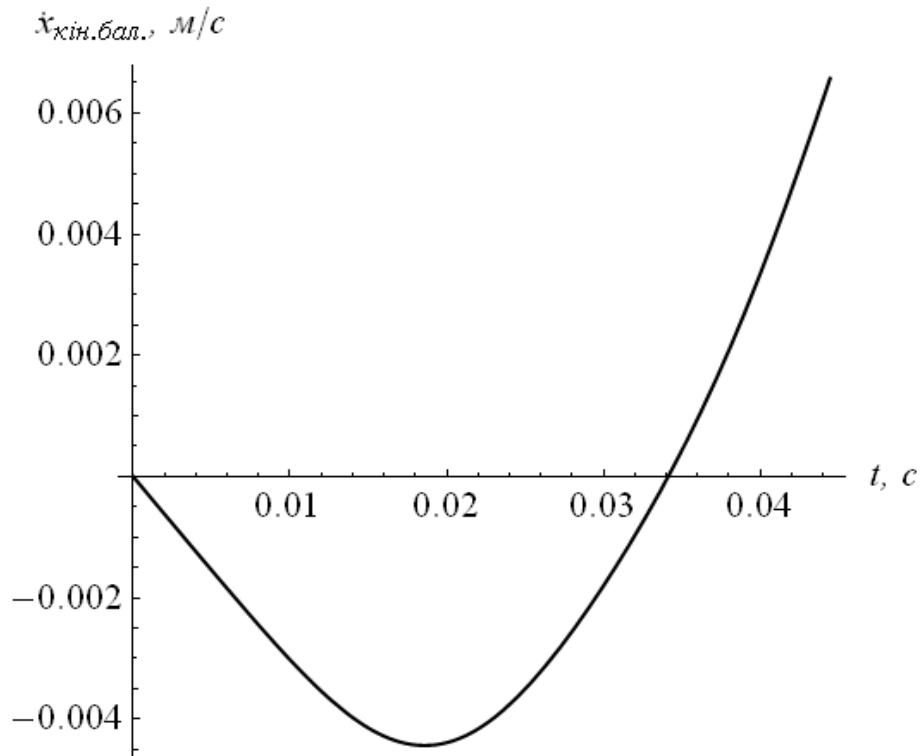


Рис. А.2. Графік функції швидкості руху кінцевих балок мостового крана при $\tilde{W} = const$ (окіл початку руху крана)

Всі наведені у роботі динамічні розрахунки руху крана з вантажем на гнучкому підвісі виконані з використанням функції \tilde{W} , яка описується рівнянням (А.4).

Додаток Б

Оціночні показники руху крана із вантажем на гнучкому підвісі

Таблиця Б.1

Оціночні показники руху мостового крана при лінійній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=3$ секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1215220	1203370	1180076
		1108567	1099839	1108094
		885586	840512	1098437
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n,max}$, Нм	10814	10762	10581
		10503	10400	10179
		8376	8874	10179
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m,max}$, Н	63845	64129	63581
		68056	69028	67627
		137619	172421	67627
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{max} , м	0,48	0,74	1,19
		0,43	0,65	1,41
		0,42	1,07	1,41
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{max}$, град	9,20	7,71	8,50
		8,18	6,73	10,02
		7,97	11,09	10,07
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{max}(t > T_{рух})$, м	0,44	0,83	1,22
		0,35	0,69	1,46
		0,31	1,06	1,47
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{max}(t > T_{рух})$, град	8,50	8,59	8,71
		6,58	7,16	10,42
		5,95	10,97	10,47
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	8,50	8,53	8,52
		8,52	8,56	8,48
		8,58	8,53	7,05
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{max}	9,21	9,27	9,27
		9,21	9,23	9,25
		9,22	9,22	9,25

		1	2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=6$ секунд					
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1065277	1059697	1058406	
		939402	1044849	931790	
		271711	270582	268160	
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n,max}$, Нм	8949	8942	8935	
		8435	8942	8287	
		3676	3664	3746	
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m,max}$, Н	53863	51632	57974	
		51571	51632	52486	
		48109	46734	50555	
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{max} , м	0,20	0,63	0,54	
		0,27	0,65	0,73	
		0,23	0,52	0,57	
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta\varphi_{max}$, град	3,72	6,58	3,82	
		5,16	6,75	5,19	
		4,43	5,40	4,09	
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{max}(t > T_{рух})$, м	0,15	0,33	0,52	
		0,23	0,35	0,24	
		0,18	0,29	0,16	
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta\varphi_{max}(t > T_{рух})$, град	2,79	3,44	3,68	
		4,36	3,62	1,69	
		3,36	2,96	1,17	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	21,62	20,28	21,96	
		20,84	6,90	21,32	
		20,87	20,86	21,13	
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{max}	9,26	9,20	9,19	
		9,25	9,20	9,27	
		2,14	1,97	1,97	
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=9$ секунд					
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1019857	1015274	1031370	
		803652	860221	857995	
		237271	234439	244481	
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n,max}$, Нм	8363	8218	8054	
		6256	6710	6701	
		1059	1008	1120	

Продовж. табл. Б.1

1		2	3	4
Динамічні	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.мах}$, Н	48262	47042	46247
		64364	70449	72350
		28174	25823	24762
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{мах}$, м	0,22	0,39	0,62
		0,25	0,42	0,45
		0,17	0,28	0,63
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{мах}$, град	4,27	4,04	4,42
		4,75	4,37	3,18
		3,27	2,90	4,47
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{мах}(t > T_{рух})$, м	0,16	0,20	0,60
		0,12	0,27	0,08
		0,14	0,10	0,60
Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{мах}(t > T_{рух})$, град	3,09	2,04	4,29	
	2,32	2,83	0,59	
	2,74	0,99	4,27	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{мах}$	6,67	6,54	6,35
		5,66	6,52	6,50
		5,82	5,77	5,87
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{мах}$	9,27	9,24	9,27
		9,03	9,16	8,81
		1,86	1,86	1,86

Таблиця Б.2

**Оціночні показники руху мостового крана при S-подібній
характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення
приводу**

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=3$ секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1719531	1219535	1712796
		1553818	1558042	1520085
		1049663	959954	955166
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{п.мах}$, Нм	9320	10204	10064
		11213	11195	11184
		5904	5514	5654

1		2	3	4
Динамічні	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.мах}$, Н	57400	61712	60678
		78424	77354	76066
		66674	69870	57158
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{мах}$, м	0,37	1,44	0,99
		0,49	1,00	0,99
		0,66	1,44	1,45
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{мах}$, град	6,99	14,93	7,05
		9,28	10,40	7,05
		12,59	14,93	10,32
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{мах}(t > T_{рвх})$, м	0,35	1,44	1,00
0,51		1,10	1,00	
0,64		1,44	1,44	
Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{мах}(t > T_{рвх})$, град	6,66	14,87	7,11	
	9,76	11,39	7,11	
	12,10	14,87	10,29	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{мах}$	6,94	6,89	6,94
		7,80	6,99	7,67
		6,81	6,99	6,19
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{мах}$	9,17	9,21	9,07
		9,67	9,11	9,24
		9,21	9,21	9,04
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=6$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1094583	1105223	1091177
		947496	940928	964825
		277623	289158	304696
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{п.мах}$, Нм	9105	9025	8773
		9035	8900	8887
		1096	1153	1220
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.мах}$, Н	55298	55975	55454
		69076	64285	63613
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{мах}$, м	28088	31825	36690
		0,32	0,65	0,92
		0,28	0,52	1,08
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{мах}$, град	0,23	0,48	0,96
		6,02	6,76	6,54
		5,33	5,39	7,68
4,31	4,96	6,82		

1		2	3	4
Кінематичні	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max.}(t > T_{\text{рвх}})$, м	0,04	0,41	0,95
		0,15	0,14	1,08
		0,08	0,13	0,76
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max.}(t > T_{\text{рвх}})$, град	0,75	4,22	6,80
		2,89	1,42	7,68
		1,51	1,39	5,44
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	6,93	6,89	6,94
		6,98	7,08	7,04
		3,35	3,52	3,72
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,25	9,21	9,08
		9,22	9,05	9,20
		2,58	3,09	3,20
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=9$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	988104	982550	984533
		344367	336328	324355
		244480	246589	248232
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n.\max}$, Нм	8829	8828	8844
		1081	969	965
		805	788	821
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m.\max}$, Н	50079	49776	50130
		27457	23457	20748
		18131	21321	20932
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,18	0,52	0,55
		0,21	0,43	0,43
		0,14	0,33	0,47
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, град	3,45	5,36	3,92
		4,05	4,46	3,04
		2,62	3,39	3,34
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max.}(t > T_{\text{рвх}})$, м	0,06	0,27	0,43
		0,02	0,25	0,25
		0,02	0,14	0,17
		1,16	2,82	3,07
		0,39	2,55	1,80
		0,32	1,46	1,22
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max.}(t > T_{\text{рвх}})$, град			

Продовж. табл. Б.2

1		2	3	4
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	6,89	6,92	6,93
		3,28	2,98	2,98
		2,44	2,40	2,50
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,01	9,14	9,14
		3,74	3,51	3,50
		1,73	1,73	1,73

Таблиця Б.3

**Оціночні показники руху мостового крана при подвійній S-подібній
характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення
приводу**

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		3 м	5,5 м	8 м
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=3$ секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1191470	1180236	1169225
		1104097	1096597	1105423
		914513	901268	909753
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{л. \max}$, Нм	10573	10514	10359
		10677	10559	10355
		9042	9316	9238
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м. \max}$, Н	60282	61010	60534
		68909	69591	69106
		113734	136119	144579
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,55	0,77	1,15
		0,50	0,67	1,34
		0,42	0,96	1,45
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, град	10,49	8,00	8,20
		9,58	6,95	9,55
		7,89	9,99	10,31
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T_{рвх})$, м	0,52	0,86	1,19
		0,40	0,72	1,40
		0,33	0,96	1,44

1		2	3	4
Кінематичні	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta\varphi_{\max.}(t > T_{\text{рух}})$, град	9,85	8,95	8,48
		7,63	7,43	9,97
		6,32	10,00	10,23
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	7,13	7,13	6,92
		7,38	7,29	7,11
		6,87	7,03	7,78
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,65	9,42	9,19
		10,00	9,86	9,38
	9,11	9,23	9,18	
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=6$ секунд				
Енергетичні	Витрати енергії E , Дж	1031616	1023020	1015021
		939242	932329	924670
		305486	268619	261262
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{л.\max}$, Нм	8864	8840	8847
		8861	8734	8783
		1289	1168	1134
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.\max}$, Н	51653	50604	50675
		57715	58682	58370
	41608	32986	28760	
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,35	0,77	0,58
		0,50	0,68	0,77
		0,49	0,74	0,71
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta\varphi_{\max}$, град	6,66	7,94	4,10
		9,58	7,08	5,49
		9,40	7,67	5,06
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max.}(t > T_{\text{рух}})$, м	0,38	0,47	0,47
		0,41	0,65	0,25
		0,48	0,43	0,20
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta\varphi_{\max.}(t > T_{\text{рух}})$, град	7,17	4,88	3,33
		7,71	6,70	1,78
		9,21	4,51	1,44
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	6,88	6,87	6,90
		6,95	6,91	6,88
		3,89	3,60	3,50
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,09	9,21	9,11
		9,15	9,22	9,27
		2,99	2,17	2,12

1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=9$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	933511	936023	933460
		799708	818499	738530
		246990	267114	284558
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{л.маx}$, Нм	7423	7315	7474
		6326	6471	5405
		952	963	989
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.маx}$, Н	42780	42611	42678
		51368	43595	41884
		25531	26353	32347
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{маx}$, м	0,23	0,57	0,45
		0,30	0,75	0,65
		0,24	0,59	1,21
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{маx}$, град	4,36	5,88	3,21
		5,66	7,75	4,66
		4,52	6,11	8,63
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{маx}(t > T_{рух})$, м	0,21	0,63	0,48
		0,10	0,68	0,67
		0,09	0,58	1,21
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{маx}(t > T_{рух})$, град	3,90	6,57	3,41
		1,83	7,04	4,75
		1,71	6,00	8,62
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{маx}$	5,56	5,56	5,60
		5,53	5,63	5,49
		2,91	2,89	2,99
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{маx}$	8,99	9,19	9,09
		9,15	9,16	9,03
		1,97	2,29	1,78

Додаток В

Дослідження способу мінімізації коливань вантажу при змінній довжині гнучкого підвісу

При реалізації оптимального руху крана зі змінною довжиною гнучкого підвісу неминуче будуть виникати залишкові коливання вантажу, що викликані похибкою задання довжини гнучкого підвісу. Поставимо задачу: знайти таке значення $l_{екв}$ при якому залишкові коливання вантажу будуть якнайменшими. Це – оптимізаційна задача, математична постановка якої представляється у такому вигляді:

$$l_{екв} \rightarrow \arg \min(E_{зал}), \quad (B.1)$$

де $E_{зал}$ – енергія залишкових коливань вантажу;

$l_{екв}$ – еквівалентне значення довжини гнучкого підвісу, яке забезпечує мінімізацію енергії залишкових коливань вантажу на гнучкому підвісі. Подальші математичні викладки проведені для найпростішої двомасової моделі крана з вантажем на гнучкому підвісі. Для знаходження $E_{зал}$ необхідно знати прискорення $\ddot{x}(T)$ та ривок $\ddot{\ddot{x}}(T)$ вантажу у кінці перехідного процесу, оскільки $E_{зал}=f(\ddot{x}(T), \ddot{\ddot{x}}(T))$. Для визначення $\ddot{x}(T)$ і $\ddot{\ddot{x}}(T)$ потрібно проінтегрувати рівняння руху крана із вантажем на гнучкому підвісі.

Припустимо, що рух точки підвісу відомий (він може бути знайдений, наприклад, у результаті розв'язання задачі оптимального керування рухом крана при умові $l=\text{const}$). У першому наближенні будемо вважати, що реалізація закону руху точки підвісу є „жорсткою”, тобто коливання вантажу не впливають на динаміку руху крана. У цьому випадку рух системи „кран-вантаж” описується звичайним неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку зі змінними коефіцієнтами:

$$x(t) + \frac{l(t)}{g} \ddot{x}(t) = x_{кран}(t), \quad (B.2)$$

де $x_{\text{кран}}$ – узагальнена координата крана, до руху якої зведені всі інерційні елементи (привод, міст, кінцеві балки);

g – прискорення вільного падіння. Для знаходження розв’язку рівняння (В.2) необхідно спочатку знайти розв’язок відповідного однорідного рівняння:

$$x(t) + \frac{l(t)}{g} \ddot{x}(t) = 0. \quad (\text{В.3})$$

Для цього необхідно задатись функцією $l(t)$. Очевидно, що вона повинна відповідати умовам усунення коливань вантажу при його підйомі чи опусканні. Для знаходження такої функції $l(t)$ необхідно розглянути рух вантажу у вертикальному напрямку.

Розглянемо рух механізму підйому у першому наближенні, тобто не будемо враховувати динаміку руху приводу механізму підйому та коливання моста крана у вертикальному напрямку. У цьому випадку математична модель руху механізму підйому описується диференціальним рівнянням:

$$y_2(t) + \frac{m_2}{c_{\text{кан}}} \ddot{y}_2(t) = y_1(t), \quad (\text{В.4})$$

де $c_{\text{кан}}$ – зведена до гілок каната жорсткість канатно-поліспавної системи механізму підйому вантажу;

m_2 – зведена до гілок каната маса вантажу;

$y_1(t)$ – закон зміни переміщення зведеної маси системи „привод-канатний барабан”;

$y_2(t)$ – закон зміни узагальненої координати вантажу у вертикальному напрямку. Для усунення коливань вантажу у вертикальному напрямку при підйомі вантажу „з вісу” необхідно забезпечити крайові умови руху вантажу та зведеної маси системи „привод-канатний барабан”:

$$\begin{cases} y_2(0) - y_1(0) = y_2(T_y) - y_1(T_y) = \frac{m_2}{c_{\text{кан}}}; \\ \dot{y}_2(0) - \dot{y}_1(0) = \dot{y}_2(T_y) - \dot{y}_1(T_y) = 0, \end{cases} \quad (\text{В.5})$$

де T_y – тривалість перехідного режиму руху механізму підйому вантажу.

Крайові умови (В.5) можна записати у іншому вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{y}_2(0) = \ddot{y}_2(T_y) = \frac{m_2}{c_{кан}}; \\ \ddot{y}_2(0) = \ddot{y}_2(T_y) = 0. \end{cases} \quad (\text{В.6})$$

Для забезпечення крайових умов (В.6), а також початкових і кінцевих положень і швидкостей вантажу, необхідно сформулювати закон руху вантажу у вигляді поліному не нижче сьомого степеня:

$$y_2 = \sum_{i=0}^{i=7} A_i t^i, \quad (\text{В.7})$$

де A_i – i -тий постійний коефіцієнт;

t – час. Підбір коефіцієнтів дає змогу забезпечити крайові умови (В.6). Отже, закон руху $y_1(t)$ також представляється у вигляді полінома сьомого степеня:

$$y_1 = \sum_{i=0}^{i=7} \tilde{A}_i t^i, \quad (\text{В.8})$$

де \tilde{A}_i – i -тий постійний коефіцієнт. Зазначимо, що фазова координата $y_2(t)$ пропорційна довжині гнучкого підвісу. Таким чином, можемо переписати диференціальне рівняння (В.3) у такому вигляді:

$$x(t) + \sum_{i=0}^{i=7} B_i t^i \cdot \ddot{x}(t) = 0, \quad (\text{В.9})$$

де B_i – i -тий постійний коефіцієнт. Не існує загальних методів для того, щоб знайти розв'язок диференціального рівняння (В.9). Зазначимо лише те, що при $i=1$ або $i=2$ розв'язок диференціального рівняння (В.9) можна відшукати у вигляді складної функції, яка включає спеціальні функції Гауса, Бесселя та інші. Таким чином, знайти розв'язок диференціального рівняння (В.9) неможливо. Це означає, що неможливо відшукати $E_{зал}$, що в свою чергу не дає змоги забезпечити умову (В.1) підбором величини $l_{екв}$.

Додаток Г

Узагальнення прямого варіаційного методу

Виконаємо узагальнення прямого варіаційного методу для випадку використання ізопериметричних умов. Для цього необхідно знайти розв'язок крайової задачі, яка включає диференціальне рівняння:

$$x^{(2k+p+r+e)} = 0, \quad (\text{Г.1})$$

де e – кількість ізопериметричних умов варіаційної задачі, які записуються таким чином:

$$E_j = \int_0^T P(t, x(t), \dot{x}(t), \dots, x^{(n_j)}(t)) dt, \quad j = 1, 2, \dots, e, \quad (\text{Г.2})$$

де E_j – значення інтегралу j -тої ізопериметричної умови варіаційної задачі; n_j – максимальний порядок похідної функції $x(t)$ за часом, яка входить у підінтегральний вираз j -тої ізопериметричної умови (Г.2). Додаткові e крайових умов, які задовольняє „опорна” функція, ставляться аналогічно r умовам q_1, q_2, \dots, q_r .

Для знаходження наближеного розв'язку варіаційної задачі з ізопериметричними умовами знаходять „опорну” функцію, формують вираз оптимізаційного критерію (3.23) і ліві частини виразів (Г.2) (праві частини виразів (Г.2) задаються при постановці задачі). Надалі необхідно сумісно розв'язати систему алгебраїчних рівнянь (3.25) та систему алгебраїчних рівнянь (Г.2). Необхідно зазначити, що порядок диференціального рівняння (Г.1) повинен бути більшим за максимальний порядок похідної функції $x(t)$ за часом, яка входить у підінтегральний вираз ізопериметричних умов (Г.2). Тобто повинна виконуватись нерівність:

$$2k + p + r + e > \max(n_j). \quad (\text{Г.3})$$

Невиконання нерівності (Г.3) може привести до того, що підінтегральна функція виразу (3.39) може спотворитись внаслідок перетворення у нуль похідних $(2k+p+r+e)$ -го та вищих порядків. Наприклад, у випадку ізопериметричної умови:

$$\int_0^{T n_j} x(t) dt = E_j \quad (\text{Г.4})$$

невиконання умови (Г.3) означає перетворення у нуль лівої частини виразу (Г.4), у той час як $E_j \neq 0$.

Додаток Д

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

Д.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 *)

masivrozg=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[masivrozg, 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 fном*)
element=List[]; (*очищення масиву element*)
While[i≤tgalm, AppendTo[element, i]; AppendTo[element, fном];
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 fном до 0*)
(*формування уточненого закону зміни частоти напруги живлення
двигуна*)
freal=Interpolation[fdiskretn, InterpolationOrder→1];

```

Д.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 одномірних (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 двомірний 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 Е

Значення оціночних показників для оптимальних законів руху крана з вантажем на гнучкому підвісі

Таблиця Е.1

Оціночні показники динаміки мостового крана при кінематично-динамічному законі руху

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		2,25 м	4,75 м	7,25 м
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=3$ секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1255744	1323491	-
		1207270	1334589	-
		1054879	1382998	-
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n,max}$, Нм	9731	8784	-
		10329	9586	-
		8828	9892	-
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m,max}$, Н	63682	105480	-
		82278	105373	-
		88724	178709	-
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{max} , м	0,40	0,52	-
		0,39	0,55	-
		0,49	0,63	-
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{max}$, град	7,63	5,38	-
		7,51	5,64	-
		9,36	6,52	-
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{max}(t > T_{рух})$, м	0,26	0,39	-
		0,16	0,41	-
		0,87	0,39	-
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{max}(t > T_{рух})$, град	5,06	4,04	-
		3,03	4,28	-
		16,72	4,07	-

1		2	3	4
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	6,98	7,64	-
		7,49	8,10	-
		8,87	15,35	-
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,16	9,12	-
		9,44	9,12	-
		9,20	9,57	-
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=6$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1144480	1091973	1057206
		1005369	960505	975938
		343662	286381	293702
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n.\max}$, Нм	10377	9751	9153
		8997	8891	8813
		1290	1176	1275
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m.\max}$, Н	58836	56236	55891
		67650	61381	58802
		36240	30562	30093
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,40	0,80	0,66
		0,33	0,64	0,87
		0,29	0,64	0,83
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta\varphi_{\max}$, град	7,59	8,17	4,71
		6,31	6,53	6,18
		5,48	6,61	5,88
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T_{pvx})$, м	0,32	0,42	0,49
		0,06	0,21	0,36
		0,10	0,04	0,08
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta\varphi_{\max}(t > T_{pvx})$, град	6,02	4,35	3,48
		1,11	2,17	2,59
		1,90	0,44	0,55
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	6,83	6,89	6,89
		6,79	6,75	6,86
		3,96	3,62	3,92
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,35	9,24	9,10
		9,29	9,18	9,18
		4,22	2,95	3,50

1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=9$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1115843	1051164	1016062
		739889	631283	558867
		284597	270660	260917
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{л.маx}$, Нм	8904	8840	8914
		5859	4275	3479
		1087	1016	912
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.маx}$, Н	51934	51209	51620
		40142	38103	34582
		29704	28344	23190
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{маx}$, м	0,31	0,69	0,61
		0,31	0,49	0,71
		0,22	0,44	0,55
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{маx}$, град	5,79	6,60	4,34
		5,79	5,05	5,03
		4,11	4,52	3,92
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{маx}(t > T_{рвх})$, м	0,15	0,22	0,54
		0,07	0,10	0,42
		0,04	0,02	0,06
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{маx}(t > T_{рвх})$, град	2,78	2,14	3,85
		1,43	1,02	2,98
		0,69	0,25	0,41
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{маx}$	6,89	6,85	6,94
		5,49	5,22	5,02
		3,33	3,10	2,77
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{маx}$	8,98	9,19	8,78
		8,85	8,27	7,42
		2,68	2,29	1,93

Оціночні показники динаміки мостового крана при динамічному законі руху

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		2,25 м	4,75 м	7,25 м
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=3$ секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1189845	1251115	1360835
		1091301	1220186	1409557
		975374	1162853	1481703
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{л.маx}$, Нм	10304	10142	9018
		10594	9885	8923
		8671	8784	10317
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.маx}$, Н	58353	85666	94381
		63020	91502	101753
		81869	107942	141958
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{маx}$, м	0,56	0,50	0,56
		0,50	0,46	0,62
		0,42	0,44	0,77
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{маx}$, град	10,76	5,14	4,02
		9,55	4,70	4,46
		8,08	4,51	5,49
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{маx}(t > T_{рух})$, м	0,40	0,17	0,41
		0,46	0,21	0,32
		0,18	0,56	0,50
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{маx}(t > T_{рух})$, град	7,60	1,72	2,92
8,84		2,20	2,25	
3,38		5,75	3,54	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{маx}$	6,87	7,65	7,57
		7,21	8,09	8,13
		8,94	9,41	12,30
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{маx}$	9,64	8,97	8,97
		9,15	9,22	9,08
		8,87	8,98	9,29

		1	2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=6$ секунд					
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1042281	1065221	1053673	
		958638	956022	929682	
		279019	282467	267885	
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n,max}$, Нм	8854	8901	8755	
		8926	8810	8887	
		1600	1311	1510	
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m,max}$, Н	51911	53891	55114	
		54388	60511	55243	
		34605	34335	32816	
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{max} , м	0,31	0,64	0,69	
		0,30	0,56	0,93	
		0,26	0,50	0,68	
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{max}$, град	5,99	6,62	4,91	
		5,89	5,70	6,61	
		5,07	5,16	4,87	
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{max}(t > T_{пyx})$, м	0,12	0,17	0,60	
		0,08	0,23	0,36	
		0,01	0,01	0,09	
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{max}(t > T_{пyx})$, град	2,32	1,71	4,30	
		1,47	2,37	2,58	
		0,14	0,11	0,61	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{max}	6,90	6,38	6,75	
		6,78	6,92	6,62	
		4,89	3,98	4,61	
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{max}	8,98	9,05	9,18	
		8,77	9,16	9,10	
		3,11	3,07	2,41	
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=9$ секунд					
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	990810	997469	985766	
		835573	821230	854119	
		249313	243492	251681	
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу приводу $M_{n,max}$, Нм	8823	8548	8608	
		6893	6768	6867	
		882	987	964	

1		2	3	4
Динамічні	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.мах}$, Н	50308	48304	48028
		45853	42972	72414
		23527	24137	22079
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{мах}$, м	0,20	0,44	0,72
		0,24	0,52	0,65
		0,18	0,35	0,39
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta\varphi_{мах}$, град	3,89	4,53	5,10
		4,68	5,35	4,63
		3,42	3,65	2,79
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{мах}(t > T_{рвх})$, м	0,16	0,11	0,54
		0,04	0,17	0,31
		0,04	0,03	0,03
Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta\varphi_{мах}(t > T_{рвх})$, град	3,16	1,15	3,83	
	0,68	1,73	2,19	
	0,72	0,28	0,22	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{мах}$	6,83	6,85	6,72
		6,08	6,65	6,24
		2,69	2,99	2,98
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{мах}$	9,09	8,78	9,13
		9,00	8,70	8,95
		1,77	1,84	2,10

Таблиця Е.3

Оціночні показники динаміки мостового крана при ізопериметрично-динамічному законі руху

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		2,25 м	4,75 м	7,25 м
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=3$ секунди				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1149459	1130174	1068082
		1071172	1071868	1054070
		902623	843639	1003466

1		2	3	4
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{л.маx}$, Нм	10889	10679	9020
		10244	10065	8808
		8727	8721	8762
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.маx}$, Н	62694	62518	108244
		66396	63963	107047
		56066	89894	138280
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta x_{маx}$, м	0,49	1,05	0,66
		0,53	1,00	0,81
		0,40	0,63	1,21
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{маx}$, град	9,48	10,79	4,74
		10,11	10,34	5,78
		7,65	6,54	8,62
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{маx}(t > T_{рух})$, м	0,41	0,73	0,66
		0,34	0,45	0,73
		0,08	0,23	0,87
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{маx}(t > T_{рух})$, град	7,88	7,51	4,74
		6,45	4,68	5,25
		1,55	2,35	6,21
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, $\tilde{M}_{маx}$	7,23	7,31	7,83
		6,93	7,76	8,12
		6,95	8,61	9,52
	Кратність максимального струму двигуна, $\tilde{I}_{маx}$	9,51	9,22	9,25
		9,22	8,96	9,04
		9,22	9,02	8,91
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=6$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	997388	988661	961276
		893857	949125	857102
		246944	285327	254712
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{л.маx}$, Нм	8844	8869	8964
		7758	8576	6946
		1653	1662	1453
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.маx}$, Н	51996	52333	54890
		49045	51106	81540
		34959	32649	32326

1		2	3	4
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,21	0,56	0,56
		0,28	0,52	0,78
		0,23	0,33	0,54
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, град	3,96	5,72	3,96
		5,41	5,33	5,54
		4,37	3,36	3,84
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T_{\text{рвх}})$, м	0,11	0,20	0,60
		0,09	0,19	0,32
		0,04	0,05	0,06
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max}(t > T_{\text{рвх}})$, град	2,15	2,27	4,26
1,68		2,07	2,31	
0,75		0,55	0,45	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	6,81	6,89	6,96
		6,05	6,35	5,86
		5,09	5,11	4,49
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,13	9,06	9,19
		8,77	8,95	8,98
		2,00	2,46	2,14
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=9$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	903503	934394	898760
		857601	849107	840028
		228714	229845	228783
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{n.\max}$, Нм	6817	6778	6534
		6740	6551	6400
		1175	1065	1425
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m.\max}$, Н	40645	40025	40005
		78029	77875	64242
		32676	28301	30885
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,25	0,28	0,68
		0,19	0,38	0,67
		0,16	0,26	0,39
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, град	4,90	2,84	4,84
		3,62	3,96	4,74
		3,04	2,70	2,78
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T_{\text{рвх}})$, м	0,17	0,19	0,34
		0,06	0,22	0,34
		0,02	0,02	0,04

1		2	3	4
Кінематичні	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta\varphi_{\max.}(t > T_{рух})$, град	3,24	1,99	2,43
		1,12	2,23	2,43
		0,43	0,25	0,30
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	5,47	5,47	5,49
		6,11	6,46	6,47
		3,66	3,32	4,40
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,10	9,00	8,66
		8,80	8,91	8,54
		1,89	1,87	1,93

Таблиця Е.4

Оціночні показники динаміки мостового крана при законі руху крана, який доставляє мінімуми термінальним критеріям (3.52)

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		2,25 м	4,75 м	7,25 м
1		2	3	4
Тривалість розгону до проміжної швидкості знаходиться за виразом (3.53)				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1248087	1126353	1069326
		1155312	1055053	1021707
		1030747	957077	850830
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{п.маж}$, Нм	9773	10707	10008
		10771	9678	8875
		9223	8810	8258
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{м.маж}$, Н	79286	62875	59734
		83608	64140	56620
		75113	82375	73842
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,48	0,90	0,71
		0,46	0,83	0,87
		0,47	0,66	1,34
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta\varphi_{\max}$, град	9,11	9,35	5,09
		8,82	8,59	6,21
		8,90	6,81	9,57

1		2	3	4
Кінематичні	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max.}(t > T_{\text{рух}})$, м	0,38	0,63	0,58
		0,34	0,51	0,52
		0,18	0,17	0,37
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max.}(t > T_{\text{рух}})$, град	7,13	6,50	4,13
		6,49	5,24	3,68
		3,46	1,76	2,65
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	7,18	7,28	6,60
		7,73	6,94	6,59
		9,70	8,46	6,80
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	8,97	9,27	8,94
		9,80	8,88	9,06
		9,13	9,05	9,05
Тривалість розгону до проміжної швидкості знаходиться за виразом (3.54)				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1187928	1107059	1056813
		1091105	1025848	997120
		976772	872266	344280
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{n.\max}$, Нм	10389	10625	9572
		10564	9171	8674
		8749	8402	1657
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m.\max}$, Н	62950	60297	55584
		63052	55851	52450
		74828	98113	52869
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,59	0,90	0,71
		0,55	0,80	0,88
		0,45	0,62	0,83
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, град	11,25	9,33	5,04
		10,40	8,25	6,30
		8,54	6,40	5,95
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max.}(t > T_{\text{рух}})$, м	0,48	0,58	0,55
		0,49	0,42	0,58
		0,15	0,18	0,11
		9,19	6,01	3,91
		9,39	4,37	4,13
		2,89	1,83	0,78
Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max.}(t > T_{\text{рух}})$, град	9,19	6,01	3,91	
	9,39	4,37	4,13	
	2,89	1,83	0,78	
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	6,72	6,39	6,84
		6,96	6,92	6,87
		9,14	6,72	5,05

1		2	3	4
Елект- ричні	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,05	9,08	8,96
		9,14	8,62	9,03
		9,02	8,82	4,47

Таблиця Е.5.

**Оціночні показники динаміки руху мостового крана за кінематично-
динамічним законом руху крана при використанні П-регулятора**

ОЦІНОЧНІ ПОКАЗНИКИ		ПОЧАТКОВА ДОВЖИНА ГНУЧКОГО ПІДВІСУ ВАНТАЖУ		
		2,25 м	4,75 м	7,25 м
1		2	3	4
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=3$ секунди				
Енерге- тичний	Витрати енергії E , Дж	1280736	1456608	-
		811989	1581112	-
		646708	729087	-
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{л. \max}$, Нм	4930	3340	-
		3751	6348	-
		3622	6824	-
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{л. \max}$, Н	70802	97219	-
		90790	154852	-
		85533	148283	-
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,53	0,77	-
		0,64	1,01	-
		0,70	1,24	-
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta \varphi_{\max}$, град	10,22	7,96	-
		12,33	10,41	-
		13,42	12,79	-
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T_{\text{рух}})$, м	0,42	0,69	-
		0,19	0,47	-
		0,06	0,02	-
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta \varphi_{\max}(t > T_{\text{рух}})$, град	7,96	7,10	-
		3,55	4,85	-
		1,06	0,2	-

1		2	3	4
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	8,26	9,76	-
		11,54	18,77	-
		14,05	25,24	-
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	9,26	9,78	-
		8,71	13,81	-
		6,31	7,52	-
Тривалість наростання та спадання частоти напруги живлення приводу $T=6$ секунд				
Енергетичний	Витрати енергії E , Дж	1154619	1096420	1038557
		538254	512836	518918
		432210	428662	430192
Динамічні	Максимальний момент на швидкохідному валу привода $M_{n,\max}$, Нм	6630	5994	5072
		1698	1454	1660
		1587	1309	1467
	Максимальне зведене зусилля у мості $R_{m,\max}$, Н	53240	55596	55896
		40650	38725	49264
		38490	29131	30134
Кінематичні	Максимальне відхилення каната з вантажем від вертикалі, Δx_{\max} , м	0,35	0,75	0,73
		0,34	0,60	0,84
		0,32	0,60	0,86
	Максимальний кут відхилення каната з вантажем від вертикалі, $\Delta\varphi_{\max}$, град	6,86	7,70	5,19
		6,55	6,15	5,97
		6,25	6,16	6,10
	Лінійна амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta x_{\max}(t > T_{\text{рух}})$, м	0,12	0,41	0,30
		0,02	0,09	0,09
		0,03	0,03	0,07
	Кутова амплітуда залишкових коливань каната з вантажем після зупинки крана, $\Delta\varphi_{\max}(t > T_{\text{рух}})$, град	2,23	4,16	2,17
		0,40	0,92	0,64
		0,55	0,36	0,52
Електричні	Кратність максимального моменту двигуна, \tilde{M}_{\max}	7,28	7,33	7,32
		5,16	4,45	4,95
		4,82	12,49	13,03
	Кратність максимального струму двигуна, \tilde{I}_{\max}	10,76	10,64	9,97
		4,09	3,77	4,34
		2,37	2,04	2,31

Додаток Ж

Технічні характеристики обладнання, яке використано при проведенні експериментальних досліджень

Таблиця Ж.1.

Технічні характеристики датчиків

Вимірюваний параметр	Марка чутливого елемента	Фірма-виробник чутливого елемента	Абсолютна похибка вимірювання	Межі вимірювання	Чутливість
Струм	CSLA1CD 0612 MEX	Honeywell	0,03 А	0... 57 А	0,05 В/А
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

Таблиця Ж.2.

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

1	2	3
Діапазон вхідних сигналів, В	± 10	
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	± 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

Продовж. табл. Ж.2

1	2	3
Відносна вологість, %	5-90 (без конденсації вологи)	
Температурний діапазон, °С	0...+60	5...+40
Матеріал корпусу	алюміній	пластик

Таблиця Ж.3.

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 Ж.4 характеристики забезпечуються після попереднього прогріву блока живлення не менше 15 хвилин.

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	
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	

Додаток 3

Код розробленої програми „OPTIMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich”

```
unit Unit1;
interface
uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, Functions_Unit, ComCtrls, StdCtrls, Buttons, ExtCtrls, BCPort,
  SLScope, Math, TeeProcs, TeEngine, Chart, Series, SyncObjs;

type
  TForm1 = class(TForm)
    PageControl1: TPageControl;
    TabSheet1: TTabSheet;
    TabSheet2: TTabSheet;
    TabSheet3: TTabSheet;
    Button1: TButton;
    Button2: TButton;
    RadioGroup1: TRadioGroup;
    Panel1: TPanel;
    BComPort1: TBComPort;
    RadioGroup2: TRadioGroup;
    Button3: TButton;
    Panel2: TPanel;
    Panel3: TPanel;
    RadioGroup3: TRadioGroup;
    RadioGroup4: TRadioGroup;
    Button4: TButton;
    GroupBox1: TGroupBox;
```

Edit1: TEdit;
Edit2: TEdit;
Edit3: TEdit;
Edit4: TEdit;
Label1: TLabel;
Label2: TLabel;
Label3: TLabel;
Label4: TLabel;
Label5: TLabel;
Label6: TLabel;
GroupBox2: TGroupBox;
Edit5: TEdit;
Label7: TLabel;
Edit6: TEdit;
Label8: TLabel;
Label9: TLabel;
Edit7: TEdit;
Edit8: TEdit;
Label10: TLabel;
Edit9: TEdit;
Label11: TLabel;
Edit10: TEdit;
Label12: TLabel;
Edit11: TEdit;
Label13: TLabel;
Button5: TButton;
SLScope1: TSLScope;
Button6: TButton;
RadioGroup5: TRadioGroup;
Button7: TButton;

RadioGroup6: TRadioGroup;
Button8: TButton;
GroupBox3: TGroupBox;
Label17: TLabel;
Label18: TLabel;
Label19: TLabel;
Edit12: TEdit;
Edit13: TEdit;
GroupBox4: TGroupBox;
Edit16: TEdit;
Edit17: TEdit;
Label20: TLabel;
Label21: TLabel;
Label22: TLabel;
SLScope2: TSLScope;
Label15: TLabel;
Label14: TLabel;
Label16: TLabel;
Edit14: TEdit;
Edit15: TEdit;
Edit18: TEdit;
Label23: TLabel;
Label24: TLabel;
Label25: TLabel;
Label26: TLabel;
Edit19: TEdit;
Label27: TLabel;
Edit20: TEdit;
Label28: TLabel;
Label29: TLabel;

```

Edit21: TEdit;
Label30: TLabel;
Label31: TLabel;
GroupBox5: TGroupBox;
Edit22: TEdit;
Label32: TLabel;
Label33: TLabel;
Edit23: TEdit;
Button9: TButton;
Label34: TLabel;
Edit24: TEdit;
procedure Button1Click(Sender: TObject);
procedure Button2Click(Sender: TObject);
procedure Button3Click(Sender: TObject);
procedure Button6Click(Sender: TObject);
procedure Button5Click(Sender: TObject);
procedure Button4Click(Sender: TObject);
procedure RadioGroup3Click(Sender: TObject);
procedure RadioGroup5Click(Sender: TObject);
procedure Button9Click(Sender: TObject);
procedure Button7Click(Sender: TObject);
procedure Button8Click(Sender: TObject);
// procedure FormCreate(Sender: TObject);
// procedure FormDestroy(Sender: TObject);
// procedure Button10Click(Sender: TObject);

private
  { Private declarations }
  procedure WMCopyMsg(var Msg: TWMCopyData); Message
WM_COPYDATA;

```



```

public
    { Public declarations }
end;
//описуємо клас потоку
MyThread = class(TThread)
private
    { Private declarations }
    FMode      : Integer;
protected
    procedure Execute; override;
    constructor Create(const CreateSuspended: Boolean; const Mode: Integer);
end;

```

```

var
    Form1: TForm1;
    Potok1, Potok2: MyThread;
    p: String;
    t1: Real;
    trozgpид: Real;
    tnom: Real;
    DlinnaL, Dlinna: Integer;
    j, i: Integer;
    y: Integer;
    t: Real;
    v: array of real;
    vlift: array of real;
    vlowering: array of real;
    L: Real;
    cm: Real;
    cp: Real;

```

```
c: Real;
gama: Real;
m: Real;
mk: Real;
mp: Real;
mm: Real;
m1: Real;
m2: Real;
W: Real;
A0: Real;
A1: Real;
A2: Real;
A3: Real;
A4: Real;
Delta1: Real;
Delta2: Real;
Delta3: Real;
deltakan: Real;
vp: Real;
vprom: Real;
procedure SendStr(const pStr: AnsiString);
```

```
const
```

```
g=9.81;
```

```
implementation
```

```
{ $R *.dfm }
```

```
//Конструктор потоків MyThread
```

```

constructor MyThread.Create(const CreateSuspended: Boolean; const Mode:
Integer);
begin
  FreeOnTerminate:=True;
  inherited Create(CreateSuspended);
  Priority      := tpNormal;
  FMode        := Mode;
end;

```

*(*КОМАНДА ВІДКРИВАННЯ ПОРТА*)*

```

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
begin
  //номер порта
  If RadioGroup1.ItemIndex=0 then BComPort1.Port:='COM1';
  If RadioGroup1.ItemIndex=1 then BComPort1.Port:='COM2';
  If RadioGroup1.ItemIndex=2 then BComPort1.Port:='COM3';
  If RadioGroup1.ItemIndex=3 then BComPort1.Port:='COM4';
  BComPort1.BaudRate := br19200; //шв обміну інформацією
  BComPort1.Parity:=paNone; // перевірка на парність
  BComPort1.StopBits:=sb2; //кількість стоп-бітів
  if BComPort1.Open then // команда відкривання порта
begin
  Button1.Enabled:=False;
  Button2.Enabled:= not Button1.Enabled;
  Button3.Enabled:=True;
  Button4.Enabled:=True;
  Button6.Enabled:=True;
  Button7.Enabled:=True;
  Button8.Enabled:=True;
  RadioGroup1.Enabled:=False;

```

```

RadioGroup2.Enabled:=True;
Panel1.Color:=clGreen;
Button3.Enabled:=True;
end;
end;
(*КОМАНДА ЗАКРИВАННЯ ПОРТА*)
procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
    if BComPort1.Close then //команда закривання порта
    begin
        Button2.Enabled:=False;
        Button1.Enabled:= not Button2.Enabled;
        Panel1.Color:=clRed;
        Button3.Enabled:=False;
        Button4.Enabled:=False;
        Button6.Enabled:=False;
        Button7.Enabled:=False;
        Button8.Enabled:=False;
        RadioGroup2.Enabled:=False;
        RadioGroup1.Enabled:=True;
        Panel2.Visible:=False;
        Panel3.Visible:=False;
    end;
end;
(*КОМАДНА ВСТАНОВЛЕННЯ КЕРУВАННЯ*)
procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);
begin
    if RadioGroup2.ItemIndex=0 then begin
        p:=#$05+$36+$34+$38+$35+$31+$30+$30+$36+$38+$0D; //
        зовнішнє EХТ для станції №0
    end;
end;

```

```
BComPort1.WriteStr(p);  
sleep(100);  
p:="";  
p:=#$05+#$36+#$35+#$38+#$35+#$31+#$30+#$30+#$36+#$39+#$0D; //
```

зовнішнє EXT для станції №1

```
BComPort1.WriteStr(p);  
Panel3.Color:=clGreen;  
Panel2.Color:=clRed;  
Panel3.Visible:=True;  
Panel2.Visible:=True;  
end else begin  
p:=#$05+#$36+#$35+#$38+#$35+#$31+#$34+#$30+#$36+#$44+#$0D; //
```

мережеве (комп'ютерне) NET для станції №1

```
BComPort1.WriteStr(p);  
sleep(100);  
p:="";  
p:=#$05+#$36+#$34+#$38+#$35+#$31+#$34+#$30+#$36+#$43+#$0D; //
```

мережеве (комп'ютерне) NET для станції №0

```
BComPort1.WriteStr(p);  
Panel3.Color:=clRed;  
Panel2.Color:=clGreen;  
Panel3.Visible:=True;  
Panel2.Visible:=True;  
end;  
end;
```

```
procedure TForm1.Button6Click(Sender: TObject);
```

```
begin
```

```
  If RadioGroup3.ItemIndex=-1 then
```

```
    ShowMessage('Встановіть характеристику розгону/гальмування');
```

```

// встановлення початкової напруги живлення двигуна
p:=$05+$30+$30+$38+$30+$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit2.Text)*10)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";
// НАЛАШТУВАННЯ ПЧ ПРИ СТАНДАРТНИХ ЗАКОНАХ ЗМІНИ
ЧАСТОТИ //
if RadioGroup2.ItemIndex<=2 then begin
//відправка параметру усталеної частоти
p:=$05+$30+$30+$45+$44+$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(Str
ToFloat(Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";
//відправка параметру опорної частоти
//Це значення визначає частоту при якій тривалість розгону-гальмування
рівна заданій, але це не задана частота
p:=$05+$30+$30+$39+$34+$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit1.Text)*100)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";
//відправка параметру часу розгону

```

```
p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$37+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa  
t(Edit3.Text)*10)), 4);
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:=";
```

```
//відправка параметру часу гальмування
```

```
p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$38+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa  
t(Edit3.Text)*10)), 4);
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:=";
```

```
//відправка параметру характеристики розгону/гальмування двигуна
```

```
if RadioGroup3.ItemIndex=0 then
```

```
p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$30; // лінійна
```

```
if RadioGroup3.ItemIndex=1 then
```

```
p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31; // S-подібна
```

```
if RadioGroup3.ItemIndex=2 then
```

```
p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$32; // подвійна S-
```

```
подібна
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:=";
```

```
end;
```

*// ПОПЕРЕДНІ НАЛАШТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЧ ПРИ РУСІ ДВИГУНА
ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //*

if RadioGroup3.ItemIndex>2 then begin

//відправка параметру опорної частоти

y:=1000;

p:=\$05+\$30+\$30+\$39+\$34+\$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(y)), 4);

AddCRC(p, 2);

AddCR(p);

BComPort1.WriteStr(p);

sleep(100);

p:="";

//відправка параметру часу розгону

p:=\$05+\$30+\$30+\$38+\$37+\$31+\$30+\$30+\$30+\$31;

AddCRC(p, 2);

AddCR(p);

BComPort1.WriteStr(p);

sleep(100);

p:="";

//відправка параметру часу гальмування

p:=\$05+\$30+\$30+\$38+\$38+\$31+\$30+\$30+\$30+\$31;

AddCRC(p, 2);

AddCR(p);

BComPort1.WriteStr(p);

sleep(100);

p:="";

*// встановлення лінійної характеристики розгону між дискретними
точками частоти в масиві*

p:=\$05+\$30+\$30+\$39+\$44+\$31+\$30+\$30+\$30+\$30;

AddCRC(p, 2);

AddCR(p);


```

BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
end;
end;
procedure TForm1.Button5Click(Sender: TObject);
var
  dodanok1: Real;
  dodanok2: Real;
  dodanok3: Real;
begin
  if RadioGroup3.ItemIndex>2 then Button6.Enabled:=True;
  t1:=StrToFloat(Edit3.Text);
  tnom:=StrToFloat(Edit4.Text);
  Dlinna:=0;
  L:=StrToFloat(Edit5.Text);
  m:=StrToFloat(Edit6.Text);
  mk:=StrToFloat(Edit8.Text);
  mp:=StrToFloat(Edit7.Text);
  mm:=StrToFloat(Edit9.Text);
  cp:=StrToFloat(Edit10.Text);
  cm:=StrToFloat(Edit11.Text);
  // РОЗРАХУНОК МАСИВУ ВІДНОСНИХ ЗНАЧЕНЬ ЧАСТОТИ ДЛЯ
  ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНУ //
  if RadioGroup3.ItemIndex>2 then begin
    i:=0;
    t:=0.1; // перше дискретне значення часу
    Dlinna:=StrToInt(FloatToStr(t1*10)); // визначення довжини масиву для
    дискретних частот
    SetLength(v, Dlinna); // встановлюємо довжину масиву частот

```

```

end;
// розрахунок масиву частот для оптимального закону №1
if RadioGroup3.ItemIndex=3 then begin
while t<t1 do begin
v[i]:=Power(t, 5)*(72072*L*Power((t-t1), 5)*(2*t-t1)+g*Power(t,
2)*(924*Power(t, 6)-6006*Power(t, 5)*t1+16380*Power(t, 4)*Power(t1, 2)-
24024*Power((t*t1), 3)+20020*Power(t, 2)*Power(t1, 4)-9009*t*Power(t1,
5)+1716*Power(t1, 6)))/(g*Power(t1, 13));
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
If v[Dlinna-1]=0 then v[Dlinna-1]:=1; // для гарантування того, що двигун
розженеться до ном швидкості
end;
// розрахунок масиву частот для оптимального закону №2
if RadioGroup3.ItemIndex=4 then begin
W:=(m+mk+mm)*0.05;
A0:=W;
A1:=m+mk+mm+mp;
A2:=((mp+mk)*(mm+m))/cm+(mp*(mm+m+mk))/cp+(L/g)*(mm+mk+mp);
A3:=(mp*mk*(mm+m))/(cm*cp)+(L/g)*(mp*(mm+mk)/cp+mm*(mp+mk)/cm);
A4:=(L*mk*mm*mp)/(cm*cp*g);
while t<t1 do begin
dodanok1:=Power(t, 3)*(-4*(2*t-t1)*t1*(3003*Power(t, 6)-19305*Power(t,
5)*t1+51975*Power(t, 4)*Power(t1, 2)-75075*Power((t*t1), 3)+61425*Power(t,
2)*Power(t1, 4)-27027*t*Power(t1, 5)+5005*Power(t1, 6))+t1*(-3432*Power(t,
7)+25740*Power(t, 6)*t1-83160*Power(t, 5)*Power(t1, 2)+150150*Power(t,
4)*Power(t1, 3)-163800*Power(t, 3)*Power(t1, 4)+108108*Power(t, 2)*Power(t1,
5)-40040*t*Power(t1, 6)+6435*Power(t1, 7)))+(17160*Power((t-t1),
7)*t1*(66288629062656000*Power(A4, 2)-243214858656000*A3*A4*Power(t1,

```

$$\begin{aligned}
& 2)+344908368000*(\text{Power}(A3, 2)+2*A2*A4)*\text{Power}(t1, 4)- \\
& 2356830000*(A2*A3+A1*A4)*\text{Power}(t1, 6)+4823280*(\text{Power}(A2, \\
& 2)+2*A1*A3)*\text{Power}(t1, 8)-49938*A1*A2*\text{Power}(t1, 10)+187*\text{Power}(A1, \\
& 2)*\text{Power}(t1, 12))/ (7*(5918627594880000*\text{Power}(A4, 2)- \\
& 20767114368000*A3*A4*\text{Power}(t1, 2)+28526256000*(\text{Power}(A3, \\
& 2)+2*A2*A4)*\text{Power}(t1, 4)-187920000*(A2*A3+A1*A4)*\text{Power}(t1, \\
& 6)+365400*(\text{Power}(A2, 2)+2*A1*A3)*\text{Power}(t1, 8)-3480*A1*A2*\text{Power}(t1, \\
& 10)+11*\text{Power}(A1, 2)*\text{Power}(t1, 12)))); \\
& \text{dodanok2}:=8*\text{Power}(t, 2)*(-1/2)*(2*t-t1)*t1*(3432*\text{Power}(t, 7)-25740*\text{Power}(t, \\
& 6)*t1+83160*\text{Power}(t, 5)*\text{Power}(t1, 2)-150150*\text{Power}(t, 4)*\text{Power}(t1, \\
& 3)+163800*\text{Power}(t, 3)*\text{Power}(t1, 4)-108108*\text{Power}(t, 2)*\text{Power}(t1, \\
& 5)+40040*t*\text{Power}(t1, 6)-6435*\text{Power}(t1, 7))+ (2145*\text{Power}((t-t1), \\
& 8)*t1*(66288629062656000*\text{Power}(A4, 2)-243214858656000*A3*A4*\text{Power}(t1, \\
& 2)+344908368000*(\text{Power}(A3, 2)+2*A2*A4)*\text{Power}(t1, 4)- \\
& 2356830000*(A2*A3+A1*A4)*\text{Power}(t1, 6)+4823280*(\text{Power}(A2, \\
& 2)+2*A1*A3)*\text{Power}(t1, 8)-49938*A1*A2*\text{Power}(t1, 10)+187*\text{Power}(A1, \\
& 2)*\text{Power}(t1, 12))/ (7*(5918627594880000*\text{Power}(A4, 2)- \\
& 20767114368000*A3*A4*\text{Power}(t1, 2)+28526256000*(\text{Power}(A3, \\
& 2)+2*A2*A4)*\text{Power}(t1, 4)-187920000*(A2*A3+A1*A4)*\text{Power}(t1, \\
& 6)+365400*(\text{Power}(A2, 2)+2*A1*A3)*\text{Power}(t1, 8)-3480*A1*A2*\text{Power}(t1, \\
& 10)+11*\text{Power}(A1, 2)*\text{Power}(t1, 12)))); \\
& \text{dodanok3}:= (51480*L*\text{Power}((t-t1), 5)*(2*t-t1)*\text{Power}(t1, \\
& 3)*(8286078632832000*\text{Power}(A4, 2)-21924000*A4*(255024*A3*(19*\text{Power}(t, \\
& 2)-19*t*t1+9*\text{Power}(t1, 2))+\text{Power}(t1, 2)*(-1656*A2*(14*\text{Power}(t, 2)- \\
& 14*t*t1+5*\text{Power}(t1, 2))+5*A1*\text{Power}(t1, 2)*(23*\text{Power}(t, 2)- \\
& 23*t*t1+7*\text{Power}(t1, 2))))+\text{Power}(t1, 2)*(18153072000*\text{Power}(A3, \\
& 2)*(14*\text{Power}(t, 2)-14*t*t1+5*\text{Power}(t1, 2))+\text{Power}(t1, 4)*(- \\
& 2436*A1*A2*\text{Power}(t1, 2)*(45*\text{Power}(t, 2)-45*t*t1+11*\text{Power}(t1, \\
& 2))+11*\text{Power}(A1, 2)*\text{Power}(t1, 4)*(58*\text{Power}(t, 2)-58*t*t1+13*\text{Power}(t1, \\
& 2))+73080*\text{Power}(A2, 2)*(100*\text{Power}(t, 2)-100*t*t1+27*\text{Power}(t1,
\end{aligned}$$

```

2))) + 146160 * A3 * Power(t1, 2) * (-750 * A2 * (23 * Power(t, 2) - 23 * t * t1 + 7 * Power(t1,
2)) + A1 * Power(t1, 2) * (100 * Power(t, 2) - 100 * t * t1 + 27 * Power(t1,
2)))))) / (g * (5918627594880000 * Power(A4, 2) -
37584000 * A4 * (552552 * A3 * Power(t1, 2) - 1518 * A2 * Power(t1,
4) + 5 * A1 * Power(t1, 6)) + Power(t1, 4) * (28526256000 * Power(A3,
2) + 365400 * Power(A2, 2) * Power(t1, 4) - 3480 * A1 * A2 * Power(t1,
6) + 11 * Power(A1, 2) * Power(t1, 8) - 104400 * A3 * (1800 * A2 * Power(t1, 2) -
7 * A1 * Power(t1, 4)))));

```

```

v[i] := (Power(t, 5) / Power(t1, 16)) * (dodanok1 + dodanok2 + dodanok3);

```

```

Inc(i);

```

```

t := t + 0.1;

```

```

end;

```

```

If v[Dlinna-1] = 0 then v[Dlinna-1] := 1;

```

```

end;

```

```

// розрахунок масиву частот для оптимального закону №3

```

```

if RadioGroup3.ItemIndex = 5 then begin

```

```

    gama := sqrt((g * (m + mk + mp + mm)) / (L * (mk + mp + mm)));

```

```

    while t < t1 do begin

```

```

        v[i] := (((6 * Power(gama, 4) * L * t1 * (-2 * t + t1) - g * (24 + Power(gama, 4) * sqrt(t) * (2 * t -
3 * t1) * t1 + 6 * sqrt(gama * t1)) - 12 * g * (-

```

```

2 + sqrt(gama) * t * t1) * c2(gama, t1) + 6 * ((Power(gama, 4) * L * (t -

```

```

t1) * t1 + g * (4 + sqrt(gama) * t1 * (-t + t1))) * c1(gama, t) + (Power(gama, 4) * L * t * t1 -

```

```

g * (4 + sqrt(gama) * t * t1)) * c4(gama, t, t1) + gama * (sqrt(gama) * L * (-

```

```

2 * t + t1) + g * (2 * t + t1)) * s1(gama, t) + gama * (sqrt(gama) * L * (2 * t - t1) + g * (-

```

```

2 * t + 3 * t1)) * s4(gama, t, t1) + gama * (6 * sqrt(gama) * L * (2 * t -

```

```

t1) + g * (t * (12 + sqrt(gama) * t * (2 * t - 3 * t1)) + 18 * t1)) * s2(gama, t1))) / (g * (-48 -

```

```

12 * sqrt(gama * t1) + Power(gama * t1, 4) - 12 * (-4 + sqrt(gama * t1)) * c2(gama, t1) +

```

```

gama * t1 * (48 - sqrt(gama * t1)) * s2(gama, t1)));

```

```

    Inc(i);

```

```

    t := t + 0.1;

```

```

end;
If v[Dlinna-1]=0 then v[Dlinna-1]:=1;
end;
// ПОБУДОВА ГРАФІКА ФУНКЦІЇ ЗМІНИ ЧАСТОТИ ПРОТЯГОМ ПУСКУ
ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //
if RadioGroup3.ItemIndex>2 then begin
SLScope1.Channels[0].Data.Clear;
SLScope1.Channels[0].Width:=3;
SLScope1.XAxis.Max.Tick.Value:=t1;
SLScope1.XAxis.Min.Tick.Value:=0;
SLScope1.YAxis.Max:=StrToInt(Edit1.Text)*1.05;
SLScope1.YAxis.Min:=0;
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(0, 0);
t:=0.1;
i:=0;
while t<t1+0.1 do begin
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(t, v[i]*StrToInt(Edit1.Text));
t:=t+0.1;
i:=i+1;
end;
end;
end;
procedure TForm1.Button4Click(Sender: TObject); // кнопка пуск -
переміщення крана
begin
// створення потоку на відправку дискретних значень частоти для
ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА
Potok1:= MyThread.Create(True,0);
Potok1.Resume;
end;

```

```

procedure TForm1.RadioGroup3Click(Sender: TObject);
begin
  If RadioGroup3.ItemIndex<=2 then begin
    Edit5.Enabled:=False;
    Edit6.Enabled:=False;
    Edit7.Enabled:=False;
    Edit8.Enabled:=False;
    Edit9.Enabled:=False;
    Edit10.Enabled:=False;
    Button5.Enabled:=False;
    Edit11.Enabled:=False;
    Button6.Enabled:=True;
    SLScope1.Channels[0].Data.Clear end else begin
    Button6.Enabled:=False;
    Edit5.Enabled:=True;
    Edit6.Enabled:=True;
    Edit7.Enabled:=True;
    Edit8.Enabled:=True;
    Edit9.Enabled:=True;
    Edit10.Enabled:=True;
    Edit11.Enabled:=True;
    Button5.Enabled:=True;
  end;
end;

procedure TForm1.RadioGroup5Click(Sender: TObject);
begin
  If RadioGroup5.ItemIndex<3 then begin
    Edit16.Enabled:=False;
    Edit17.Enabled:=False;
    Edit18.Enabled:=False;

```

```
Edit19.Enabled:=False;
Edit20.Enabled:=False;
Edit21.Enabled:=False;
Edit22.Enabled:=False;
Edit23.Enabled:=False;
Edit24.Enabled:=False;
Button9.Enabled:=False;
Button7.Enabled:=True;
SLScope2.Channels[0].Data.Clear end;
If RadioGroup5.ItemIndex=4 then begin
Button7.Enabled:=False;
Edit16.Enabled:=True;
Edit17.Enabled:=True;
Edit18.Enabled:=True;
Edit19.Enabled:=True;
Edit20.Enabled:=True;
Edit21.Enabled:=True;
Edit22.Enabled:=True;
Edit23.Enabled:=True;
Edit24.Enabled:=True;
Button9.Enabled:=True;
end;
If RadioGroup5.ItemIndex=3 then begin
Button7.Enabled:=False;
Edit16.Enabled:=True;
Edit17.Enabled:=True;
Edit22.Enabled:=True;
Edit23.Enabled:=True;
Edit24.Enabled:=True;
Edit18.Enabled:=False;
```

```

Edit19.Enabled:=False;
Edit20.Enabled:=False;
Edit21.Enabled:=False;
Button9.Enabled:=True;
end;
end;
procedure TForm1.Button9Click(Sender: TObject);
var
q1: Real;
koef: Real;
t11: Real;
t12: Real;
t13: Real;
t14: Real;
t15: Real;
begin
if RadioGroup5.ItemIndex>2 then Button7.Enabled:=True;
trozgp:=StrToFloat(Edit14.Text);
DlinnaL:=0;
m1:=StrToFloat(Edit22.Text);
m2:=StrToFloat(Edit23.Text);
c:=StrToFloat(Edit24.Text);
Delta1:=StrToFloat(Edit16.Text);
Delta2:=StrToFloat(Edit17.Text);
Delta3:=1-Delta1-Delta2;
// РОЗРАХУНОК МАСИВУ ВІДНОСНИХ ЗНАЧЕНЬ ЧАСТОТИ ДЛЯ
ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНУ //
// розрахунок масиву частот для оптимального закону №1
if RadioGroup5.ItemIndex=3 then begin
SLScore2.Title.Text:='Графік зміни частоти під час розгону двигуна';

```



```

i:=0;
t:=0.1; // перше дискретне значення часу
DlinnaL:=StrToInt(FloatToStr(trozgpid*10)); // визначення довжини масиву
для дискретних частот
SetLength(vlift, DlinnaL); // встановлюємо довжину масиву частот для
підйому
koef:=1.3;
q1:=koef*(39*(3999877200*Power((m1*m2),
2)*(Delta2+Delta3)+31543*Power(c, 2)*Power(trozgpid, 4)*(Power(m2,
2)*Delta1+Power(m1, 2)*Delta2+Power((m1+m2), 2)*Delta3)-
13933920*c*m1*m2*Power(trozgpid,
2)*(m2*Delta3+m1*(Delta2+Delta3))))/(89600*(1246536*Power((m1*m2),
2)*(Delta2+Delta3)+13*Power(c, 2)*Power(trozgpid, 4)*(Power(m2,
2)*Delta1+Power(m1, 2)*Delta2+Power((m1+m2), 2)*Delta3)-
4524*c*m1*m2*Power(trozgpid, 2)*(m2*Delta3+m1*(Delta2+Delta3))));
while t<trozgpid do begin
vlift[i]:=(Power(t, 2)*((60*m2*Power((t-trozgpid), 2)*Power((2*t-trozgpid),
7)*(28*(-429+320*q1)*Power(t, 2)+28*(429-320*q1)*t*trozgpid+(-
1287+896*q1)*Power(trozgpid, 2)))/c+Power(t, 2)*(1024*(-
429+320*q1)*Power(t, 11)-7680*(-429+320*q1)*Power(t, 10)*trozgpid+10240*(-
1089+812*q1)*Power(t, 9)*Power(trozgpid, 2)-49920*(-451+336*q1)*Power(t,
8)*Power(trozgpid, 3)+1152*(-26195+19488*q1)*Power(t, 7)*Power(trozgpid, 4)-
34496*(-819+608*q1)*Power(t, 6)*Power(trozgpid, 5)+2240*(-
8437+6244*q1)*Power(t, 5)*Power(trozgpid, 6)+5760*(1573-1159*q1)*Power(t,
4)*Power(trozgpid, 7)+60*(-51051+37376*q1)*Power(t, 3)*Power(trozgpid,
8)+2*(349635-253568*q1)*Power(t, 2)*Power(trozgpid, 9)+156*(-
627+448*q1)*t*Power(trozgpid, 10)+5*(1287-896*q1)*Power(trozgpid,
11)))/Power(trozgpid, 15);
Inc(i);
t:=t+0.1;

```

```

end;
If vlift[DlinnaL-1]<1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун розженеться до ном швидкості
If vlift[DlinnaL-1]>1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун розженеться до ном швидкості
end;
// розрахунок масиву частот для оптимального закону №2
if RadioGroup5.ItemIndex=4 then begin
SLScope2.Title.Text:='Графік зміни частоти протягом усього циклу';
t11:=StrToFloat(Edit18.Text);
t12:=t11+StrToFloat(Edit21.Text);
t13:=t12+StrToFloat(Edit14.Text);
t14:=t13+StrToFloat(Edit15.Text);
t15:=t14+StrToFloat(Edit14.Text);
deltakan:=StrToFloat(Edit19.Text);
vp:=StrToFloat(Edit20.Text)/100;
vprom:=(3990*deltakan-587*t11*vp)/(2816*t11);
i:=0;
t:=0.1; // перше дискретне значення часу
DlinnaL:=StrToInt(FloatToStr(t15*10)); // встановлюємо довжину масиву для
дискретних швидкостей
SetLength(vlift, DlinnaL); // встановлюємо довжину масиву для швидкостей
SetLength(vlowering, DlinnaL); // встановлюємо довжину масиву частот
для опускання
while t<t11 do begin
vlift[i]:=Power(t, 2)*((Power((-2*t+t11), 4)*(630*deltakan*Power((t-t11), 2))+(-
99*Power(t, 2)+188*t*t11-88*Power(t11, 2))*t11*vp)-128*(54*Power(t, 4)-
108*Power(t, 3)*t11+80*Power(t, 2)*Power(t11, 2)-26*t*Power(t11,
3)+3*Power(t11, 4))*Power((t-t11), 2)*t11*vprom))/(Power(t11, 9));
Inc(i);

```

```

t:=t+0.1;
end;
while t<t12 do begin
vlift[i]:=vp;
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
while t<t13 do begin
vlift[i]:=(-Power((t-t12), 2)*(2*t+t12-3*t13)+Power((t-t13), 2)*(2*t-
3*t12+t13)*vp)/Power((-t12+t13), 3);
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
while t<t14 do begin
vlift[i]:=1;
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
while t<t15 do begin
vlift[i]:=(Power((t-t15), 2)*(2*t-3*t14+t15))/Power((-t14+t15), 3);
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
if RadioGroup6.ItemIndex=1 then begin
i:=1;
while i<DlinnaL+1 do begin
vlowering[i-1]:=vlift[DlinnaL-i];
Inc(i);
end;
end;
end;

```

```

end;
// ПОБУДОВА ГРАФІКА ФУНКЦІЇ ЗМІНИ ЧАСТОТИ ПРОТЯГОМ
ПУСКУ ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //
if RadioGroup5.ItemIndex>2 then begin
// SLScope1.Channels[0].Visible:=True;
SLScope2.Channels[0].Data.Clear;
SLScope2.Channels[0].Width:=3;
if RadioGroup5.ItemIndex=3 then SLScope2.XAxis.Max.Tick.Value:=trozgpид;
if RadioGroup5.ItemIndex=4 then SLScope2.XAxis.Max.Tick.Value:=t15;
SLScope2.XAxis.Min.Tick.Value:=0;
if RadioGroup5.ItemIndex=4 then begin
if RadioGroup6.ItemIndex=0 then begin
SLScope2.YAxis.Max:=StrToInt(Edit12.Text)*1.05;
SLScope2.YAxis.Min:=0;
end;
if RadioGroup6.ItemIndex=1 then begin
SLScope2.YAxis.Max:=0;
SLScope2.YAxis.Min:=-StrToInt(Edit12.Text)*1.05;
end;
end;
SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint(0, 0);
t:=0.1;
i:=0;
if RadioGroup5.ItemIndex=3 then begin
while t<trozgpид+0.1 do begin
SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint(t, vlift[i]*StrToInt(Edit12.Text));
t:=t+0.1;
i:=i+1;
end;
end;
end;

```

```

if RadioGroup5.ItemIndex=4 then begin //3
if RadioGroup6.ItemIndex=0 then begin //2
while t<t15+0.1 do begin //1
SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint(t, vlift[i]*StrToInt(Edit12.Text));
t:=t+0.1;
i:=i+1;
end; //1
end; //2
if RadioGroup6.ItemIndex=1 then begin //2
while t<t15+0.1 do begin //1
SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint(t, -
vlowering[i]*StrToInt(Edit12.Text));
t:=t+0.1;
i:=i+1;
end; //1
end; //2
end; //3
end;
end;
procedure TForm1.Button7Click(Sender: TObject);
begin
If RadioGroup5.ItemIndex=-1 then
  ShowMessage('Встановіть характеристику розгону/гальмування');
  // встановлення початкової напруги живлення двигуна
p:=#$05+#$30+#$31+#$38+#$30+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit13.Text)*10)), 4); // для першої станції
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);

```

```

p:="";
// НАЛАШТУВАННЯ ПЧ ПРИ СТАНДАРТНИХ ЗАКОНАХ ЗМІНИ
ЧАСТОТИ //
if RadioGroup5.ItemIndex<=2 then begin
//відправка параметру усталеної частоти
p:=#$05+#$30+#$31+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(Str
ToFloat(Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
//відправка параметру опорної частоти.
//Це значення визначає частоту при якій тривалість розгону-гальмування
рівна заданій. Але це не задана частота
p:=#$05+#$30+#$31+#$39+#$34+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit12.Text)*100)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
//відправка параметру часу розгону
p:=#$05+#$30+#$31+#$38+#$37+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit14.Text)*10)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";

```

```

//відправка параметру часу гальмування
p:=$05+$30+$31+$38+$38+$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit14.Text)*10)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
//відправка параметру характеристики розгону/гальмування двигуна
if RadioGroup5.ItemIndex=0 then
p:=$05+$30+$31+$39+$44+$31+$30+$30+$30+$30;
if RadioGroup5.ItemIndex=1 then
p:=$05+$30+$31+$39+$44+$31+$30+$30+$30+$31;
if RadioGroup5.ItemIndex=2 then
p:=$05+$30+$31+$39+$44+$31+$30+$30+$30+$32;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
end;
// ПОПЕРЕДНІ НАЛАШТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЧ ПРИ РУСІ ДВИГУНА
ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //
if RadioGroup5.ItemIndex>2 then begin
//відправка параметру опорної частоти
y:=1000;
p:=$05+$30+$30+$39+$34+$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(y)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);

```

```

sleep(100);
p:="";
//відправка параметру часу розгону
p:=#$05+#$30+#$31+#$38+#$37+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
VComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
//відправка параметру часу гальмування
p:=#$05+#$30+#$31+#$38+#$38+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
VComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
// встановлення лінійної характеристики розгону між дискретними
точками частоти в масиві
p:=#$05+#$30+#$31+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$30;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
VComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
end;
end;
procedure TForm1.Button8Click(Sender: TObject);
begin
    // створення потоку на відправку дискретних значень частоти для
    ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

```



```

Potok2:= MyThread.Create(True,1);
Potok2.Resume;
end;
procedure MyThread.Execute;
begin
sleep(10);
case FMode of
0: begin //***** ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА *****/
Windows.Beep(500, 500);
if Form1.RadioGroup3.ItemIndex<3 then begin
// РУХ ПРИ СТАНДАРТНИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ
РОЗГОНУ/ГАЛЬМУВАННЯ
if Form1.RadioGroup4.ItemIndex=0 then
p:=$05+$30+$30+$46+$41+$31+$30+$32+$37+$41+$0D
//команда пуску на рух вліво
else
p:=$05+$30+$30+$46+$41+$31+$30+$34+$37+$43+$0D;
//команда пуску на рух вправо
SendStr(p);
p:="";
sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit3.Text)*1000)));
sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit4.Text)*1000))); //програма
спить поки двигун виконує рух
p:= $05+$30+$30+$46+$41+$31+$30+$30+$37+$38+$0D; //
команда гальмування двигуна
SendStr(p);
end else begin
// РУХ ДВИГУНА НА ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНАХ
p:="";
//відправка параметру початкової частоти

```

```

p:=#05+#30+#30+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[0
]*StrToInt(Form1.Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:=";
// посилка команди пуск
if Form1.RadioGroup4.ItemIndex=0 then
p:=#05+#30+#30+#46+#41+#31+#30+#32+#37+#41+#0D
//команда пуску на рух вліво
else
p:=#05+#30+#30+#46+#41+#31+#30+#34+#37+#43+#0D;
//команда пуску на рух вправо
SendStr(p);
sleep(100);
// тут керуємо швидкістю двигуна
// посилаємо йому дискретні значення
// визначених раніше частот
i:=1;
while i<Dlinna do begin // розгін (Dlinna-1)
p:=";
//відправка параметру частоти (дискретне значення з масиву).
p:=#05+#30+#30+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[i
]*StrToInt(Form1.Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:=";

```

```

i:=i+1;
end;
sleep(round(tnom*1000)); // час роботи на номінальній частоті напруги
живлення
i:=(Dlinna-1);
while i>=0 do begin // гальмування
p:="";
//відправка параметру частоти (дискретне значення з масиву).
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[i
]*StrToInt(Form1.Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";
i:=i-1;
end;
p:= #$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$38+#$0D; //
команда гальмування
SendStr(p);
end;
Windows.Beep(500, 500);
end;
1: begin ***** ДЛЯ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ *****//
Windows.Beep(2000, 500);
if Form1.RadioGroup5.ItemIndex<3 then begin
// РУХ ПРИ СТАНДАРТНИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ
РОЗГОНУ/ГАЛЬМУВАННЯ
if Form1.RadioGroup5.ItemIndex=0 then
//команда пуску на підйом

```

```

p:=#$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$42+#$0D
else
//команда пуску на опускання
p:=#$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$44+#$0D;
SendStr(p);
p:="";
sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit14.Text)*1000))); // програма
спить поки двигун виконує рух протягом розгону
sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit15.Text)*1000))); //програма
спить поки двигун виконує рух на усталеній швидкості
p:= # $05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$39+#$0D; //
команда гальмування двигуна
SendStr(p);
end;
if Form1.RadioGroup5.ItemIndex=3 then begin
// РУХ ДВИГУНА ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ ЗАКОНИ №1
p:="";
//відправка параметру початкової частоти
p:=#$05+#$30+#$31+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[0]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";
// посилка команди пуск
if Form1.RadioGroup6.ItemIndex=0 then
//команда підйом
p:=#$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$42+#$0D
else

```

```

//команда опускання
p:=#$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$44+#$0D;
SendStr(p);
sleep(100);
// тут керуємо швидкістю двигуна
// посилаємо йому дискретні значення
// визначених раніше частот
j:=1;
while j<DlinnaL do begin // розгін (Dlinna-1)
p:="";
//відправка параметру частоти (дискретне значення з масиву).
p:=#$05+#$30+#$31+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[j]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";
j:=j+1;
end;
sleep(round(StrToFloat(Form1.Edit15.Text)*1000)); // час роботи на
номінальній частоті напруги живлення
j:=(DlinnaL-1);
while j>=0 do begin // гальмування
p:="";
//відправка параметру частоти (дискретне значення з масиву).
p:=#$05+#$30+#$31+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[j]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);

```

```

SendStr(p);
sleep(100);
p:="";
j:=j-1;
end;
p:= #05+#30+#31+#46+#41+#31+#30+#30+#37+#39+#0D; //
команда гальмування
SendStr(p);
end;
if Form1.RadioGroup5.ItemIndex=4 then begin
    // РУХ ДВИГУНА ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ ЗАКОНИ №2
    p:="";
    //відправка параметру початкової частоти
    if Form1.RadioGroup6.ItemIndex=0 then
p:=#05+#30+#31+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[0]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
        if Form1.RadioGroup6.ItemIndex=1 then
p:=#05+#30+#31+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlo
wering[0]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        SendStr(p);
        sleep(100);
        p:="";
        // посилка команди пуск
        if Form1.RadioGroup6.ItemIndex = 0 then
p:=#05+#30+#31+#46+#41+#31+#30+#32+#37+#42+#0D;
            if Form1.RadioGroup6.ItemIndex = 1 then
p:=#05+#30+#32+#46+#41+#31+#30+#34+#37+#44+#0D;
            SendStr(p);

```

```

sleep(100);
// керування рухом двигуна
j:=1;
if Form1.RadioGroup6.ItemIndex=0 then
while j<DlinnaL do begin
p:="";
p:=#$05+#$30+#$31+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[j]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
j:=j+1;
end;
if Form1.RadioGroup6.ItemIndex=1 then
while j<DlinnaL do begin
p:="";
p:=#$05+#$30+#$31+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlo
wering[j]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
j:=j+1;
end;
// послілка команди гальмування
p:= #$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$39+#$0D;
SendStr(p);
end;
Windows.Beep(2000, 500);

```

```

end;
end;
end;
procedure SendStr(const pStr: AnsiString);
var
  aCopyData : TCopyDataStruct;
begin
  with aCopyData do
    begin
      dwData := 0;
      cbData := StrLen(PAnsiChar(pStr)) + 1;
      lpData := PAnsiChar(pStr);
    end;
    SendMessage(Form1.Handle, WM_COPYDATA, 0, Longint(@aCopyData));
  end;
procedure TForm1.WMCopyMsg(var Msg: TWMCopyData);// Message
  WM_COPYDATA;
var
  pStr: array[0..255] of AnsiChar;
begin
  ZeroMemory(@pStr,Length(pStr));
  StrLCopy(pStr, Msg.CopyDataStruct.lpData, Msg.CopyDataStruct.cbData);
  BComPort1.WriteStr(p);
end;
end.

```


Додаток II

Алгоритм роботи системи керування рухом механізмами вантажопідйомного крана

На рис. II.1 наведено блок-схему алгоритму роботи системи керування рухом механізмами вантажопідйомного крана, в який інтегровані оптимальні закони руху механізмів. Опишемо роботу системи керування рухом механізмами крана у відповідності до розробленого алгоритму.

Робота системи керування рухом механізмами починається із введення координат місця адресації вантажу. Надалі система опитує датчики положення кінцевих балок крана, положення кранового візка та кутового положення канатного барабану. На основі цих даних розраховується поточне положення вантажу. Таким чином, система керування оперує координатами положення вантажу та координатами місця куди його необхідно перемістити. На основі цих даних система керування будує траєкторію руху вантажу у робочій зоні крана. Після цього виконуються розрахунки діаграм зміни швидкості руху приводу механізмів підйому вантажу, переміщення крана і переміщення кранового візка. Реалізація цих діаграм швидкостей забезпечує переміщення вантажу по розрахованій траєкторії. Оскільки розрахунки діаграм швидкості руху приводних кранових механізмів подібні, то подальший опис проведемо для розрахунку діаграми швидкості приводу механізму переміщення крана.

На першому етапі розрахунку діаграми швидкості приводу механізму переміщення крана виконується її попередній розрахунок, який полягає у тому, що задається трапецеїдальна форма діаграми, яке забезпечує кінцеву координату вантажу у площині руху крана. Надалі задаються одне або декілька обмежень на привод механізму переміщення крана (обмеження на максимальний крутний момент, максимальну швидкість його зміни, максимальне прискорення крана).

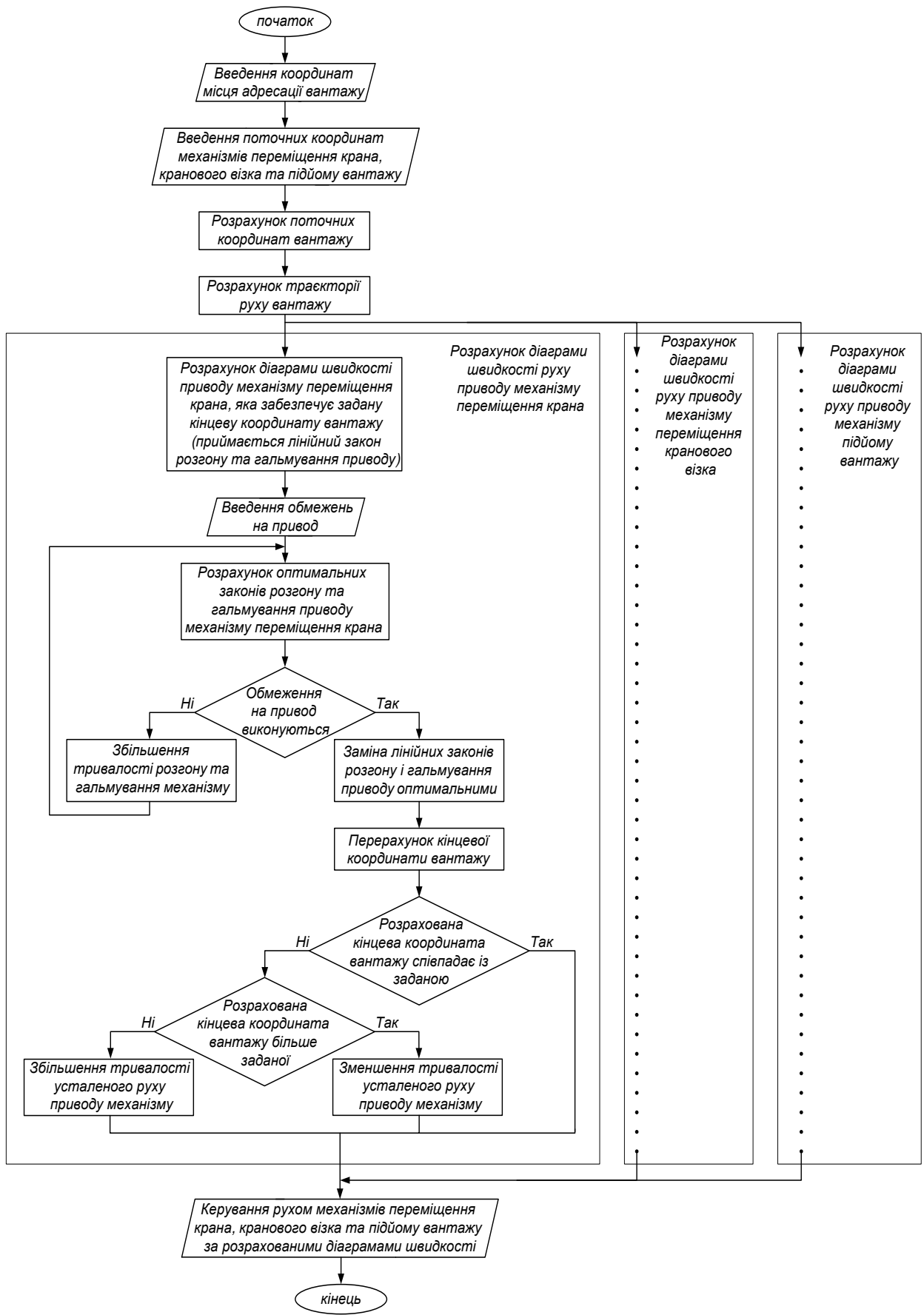


Рис. И.1. Блок-схема алгоритму роботи системи керування рухом механізмами вантажопідйомного крана

Наступним кроком у роботі системи є розрахунок оптимальних законів розгону та гальмування крана, які отримані у даній роботі. При виконанні цього розрахунку задають невелику тривалість розгону та гальмування крана. Наступна перевірка на виконання обмежень на привод та збільшення тривалості розгону і гальмування механізму переміщення крана (у разі необхідності) дозволяє розрахувати найменшу тривалість цих режимів при яких обмеження на привод будуть виконуватись.

Після описаних розрахунків проходить заміна лінійних ділянок діаграми швидкості руху приводу механізму переміщення крана при розгоні та гальмуванні на оптимальні. При цьому може виявитись, що розрахована кінцева координата вантажу у площині руху крана буде відрізнятись від його кінцевої заданої координати. Це пов'язано з тим, що шлях, пройдений краном протягом розгону та гальмування за оптимальними законами, відрізняється від шляху його переміщення за лінійним законом. У цьому разі відбувається зміна тривалості усталеного руху приводу механізму переміщення крана.

Зазначимо, що розрахунки діаграм швидкостей приводів механізмів можуть виконуватись незалежно один від одного. При цьому у програмі використовується розпаралелювання потоків, тобто створюється три незалежні один від одного потоки, в яких виконується розрахунок діаграм швидкостей приводів для кожного механізму. Розрахунок діаграм швидкостей руху кранових механізмів закінчується у момент закінчення роботи останнього потоку.

Після проведення описаних розрахунків виконується видача керуючих сигналів на приводи кранових механізмів, тобто відбувається реалізація оптимальних діаграм швидкості руху механізмів, що викликає рух вантажу за заданою траєкторією та його переміщення у місце адресації.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТА ЗАДАЧ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ РУХУ МОСТОВИХ КРАНІВ	4
1.1 Аналіз досліджень присвячених динамічним розрахункам кранів при їх переміщенні	4
1.2. Аналітичний огляд досліджень з оптимізації режимів руху механізмів вантажопідйомних кранів.....	13
1.2.1. Методи розв'язування задач оптимального керування....	13
1.2.2. Класифікація задач оптимального керування рухом механізмів вантажопідйомних кранів.....	17
1.2.3. Змістовний аналіз результатів робіт.....	29
1.3. Аналіз робіт в області керування приводними механізмами вантажопідйомних кранів.....	33
1.4. Концепція аналізу та синтезу режимів роботи механізмів вантажопідйомних машин як мехатронних систем.....	39
Висновки до першого розділу	44
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНІВ МОСТОВОГО ТИПУ	46
2.1. Моделювання динаміки руху мостового крана.....	46
2.2. Модель асинхронного електроприводу.....	49
2.3. Математичні моделі механізму переміщення мостового крана з асинхронним електроприводом.....	52
2.4. Показники, за якими проведена оцінка.....	53
2.5. Аналіз руху мостового крана при реостатному керуванні крановим електроприводом.....	57
2.5.1. Динамічна механічна характеристика двигуна.....	57
2.5.2. Статична механічна характеристика двигуна.....	64
2.6. Моделювання частотного керування асинхронним приводом...	66
2.7. Планування розрахункових експериментів.....	67
2.8. Аналіз руху мостового крана при лінійній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу	68

2.9. Аналіз руху мостового крана при S-подібній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу	74
2.10. Аналіз руху мостового крана при подвійній S-подібній характеристиці наростання та спадання частоти напруги живлення приводу.....	75
2.11. Порівняльний аналіз показників руху крана при різних характеристиках наростання та спадання частоти напруги живлення приводу	77
Висновки до другого розділу.....	82

РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА.....

3.1. Змінна довжина гнучкого підвісу вантажу у задачах оптимізації режимів руху крана	84
3.2. Встановлення умов усунення коливань елементів крана.....	85
3.3. Постановка задачі оптимального керування рухом крана та її аналіз.....	89
3.4. Розв'язання задачі оптимального керування рухом мостового крана.....	92
3.4.1. Класичне варіаційне числення.....	92
3.4.2. Розв'язування оптимізаційних задач за допомогою прямого варіаційного методу	95
3.4.3. Прямий варіаційний метод.....	97
3.4.4. Прямий варіаційний метод (двомасова динамічна модель).....	100
3.5. Уточнення законів керування рухом крана та планування розрахункових експериментів.....	104
3.6. Аналіз результатів розрахункових експериментів.....	106
3.6.1. Кінематично-динамічний закон руху.....	106
3.6.2. Динамічний закон руху.....	110
3.6.3. Ізопериметрично-динамічний закон руху.....	113
3.7. Синтез оптимальних за термінальними критеріями законів руху крана.....	115
3.8. Дослідження оптимального за термінальними критеріями	

закону руху вантажопідйомного крана.....	122
3.9. Порівняльний аналіз оптимальних законів руху крана за оціночними показниками	124
3.10. Покращення якості керування рухом крана.....	127
3.10.1. Регулювання швидкості руху електропривода механізму переміщення крана	127
3.10.2. Аналіз результатів проведених розрахункових експериментів	129
Висновки до третього розділу.....	131
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ДІЇ НА НИХ СТОХАСТИЧНИХ ЗБУРЕНЬ.....	133
4.1. Постановка задачі оптимального керування рухом вантажопідйомного крана.....	133
4.2. Синтез оптимального керування у вигляді зворотного зв'язку...	136
4.3. Аналіз обмежень, які накладені на функцію оптимального керування.....	144
4.4. Розробка методу врахування обмежень на функцію керування..	151
4.5. Моделювання та аналіз квазіоптимального керування.....	155
4.5.1. Моделювання стохастичних збурень.....	155
4.5.2. Аналіз руху крана при квазіоптимальному керуванні.....	156
Висновки до четвертого розділу.....	160
РОЗДІЛ 5. ПЛАНУВАННЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДІВ ТА МЕТОДИКА ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ	161
5.1. Характеристика об'єктів експериментальних досліджень.....	161
5.2. Датчики та пристрої збору даних	163
5.3. Планування експериментальних досліджень	164
5.4. Статистичні показники оцінки експериментальних даних.....	165
5.5. Програмне забезпечення для керування частотним перетворювачем механізму переміщення крана	166
Висновки до п'ятого розділу.....	168

РОЗДІЛ 6. АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ...	169
6.1. Оцінка адекватності прийнятих у теоретичних розрахунках моделей	169
6.2. Некерований режим руху механізму переміщення крана.....	171
Висновки до шостого розділу.....	179
РОЗДІЛ 7. РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ТА РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ.....	180
7.1. Приклади виконаних розробок.....	180
7.2. Розрахунок економічної ефективності від підвищення довговічності кранової металоконструкції	184
7.3. Розрахунок економічної ефективності від зниження енергоспоживання приводу механізму переміщення крана	187
7.3.1. Стандартні характеристики зміни частоти напруги живлення двигуна.....	187
7.3.2. Оптимальне керування.....	192
Висновки до сьомого розділу.....	195
ВИСНОВКИ.....	196
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	199
ДОДАТКИ	235