

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шумілов Г.В.

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ І
ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА**

Монографія

Київ - 2013

УДК 621.01: 621.87
ББК 39.922
Л 68

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 11 від 20 червня 2013 р.).

Рецензенти:

Піпа Борис Федорович, доктор технічних наук, професор, Заслужений діяч науки і техніки України, професор кафедри інженерної механіки Київського національного університету технологій та дизайну.

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

Ковбаса Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, лауреат премії ім. акад. П.М. Василенка, завідувач кафедри автотракторного, сільсько- і лісгосподарського машинобудування Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Ловейкін В.С.

Л 68 Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2013. - 174 с.

Монографія написана на основі досліджень авторів режимів руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштових кранів. Проведено динамічний аналіз, який показав значну навантаженість вказаних механізмів. На основі класичного варіаційного підходу поставлені та розв'язані оптимізаційні задачі керування рухом кранових механізмів при підйомі вантажу та зміні його вильоту. Проведено планування експериментальних досліджень оптимальних режимів руху кранових механізмів, вибрано методику обробки експериментальних даних. На основі статистичного аналізу експериментальних даних запропоновані рекомендації щодо реалізації оптимальних законів руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу на практиці за допомогою мехатронної системи баштового крана.

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

УДК 621.01: 621.87
ББК 39.922

© Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шумілов Г.В. 2013
© НУБіП України

ВСТУП

Баштові крани широко використовуються для будівництва промислових та цивільних споруд. Специфіка роботи цих вантажопідйомних машин полягає у тому, що значну частину робочого циклу займають перехідні режими (пуск та гальмування) механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. Таким чином, тривалість перехідних процесів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу пов'язана із продуктивністю роботи крана. Спроби скорочення тривалості перехідних процесів у механізмі зміни вильоту обмежуються необхідністю усунути коливання вантажу, які виникають протягом перехідних процесів. Крім того, перехідні процеси впливають на динамічні та енергетичні показники роботи крана.

Для механізму підйому вантажу динамічні процеси, які виникають протягом перехідних режимів руху (підйом або опускання вантажу), впливають на величину навантажень (зусилля або моменти) у гнучкому підвісі та приводі механізму. Коливання у гнучкому підвісі передаються на стрілу крана і навантажують його додатковими згинальними моментами. Бажано експлуатувати баштовий кран таким чином, щоб коливальні динамічні процеси у його механізмах усувались протягом перехідних режимів руху. Процес усунення коливань елементів у механізмах баштового крана повинен проходити при мінімізації небажаних факторів і максимізації бажаних. Для цього необхідно поставити та розв'язати оптимізаційні задачі за тими чи іншими критеріями оптимізації.

Багатьма дослідниками було встановлено зв'язок між зниженням навантажень у механізмах машин та підвищенням їх надійності і довговічності. Найбільшими навантаженнями у елементах баштових кранів є динамічні, виникнення яких пов'язане із параметрами самого крана (маси, моменти інерції, жорсткості та коефіцієнти дисипації окремих елементів), вантажів, які ним переносяться, та параметрами приводних механізмів (пусковий, максимальний, номінальний моменти, кінематична схема механізму тощо). Змінюючи ці параметри можна добитись мінімізації

динамічних навантажень. Однак, раціональним шляхом мінімізації динамічних навантажень кранів є оптимізація режимів руху їх механізмів, при цьому конструкція крана не змінюється, а змінюється лише характер прикладання рушійного зусилля (моменту). Таким чином, реалізація оптимального керування механізмами крана з метою мінімізації динамічних навантажень не вимагає значних капітальних вкладень.

Пуск, зміна швидкості та гальмування механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана супроводжується коливаннями вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі. Прицільне наведення вантажу на місце адресації можливе тільки із усуненням його коливань. Коливання вантажу необхідно особливо уникати під час виконання висотних робіт. Усунення коливань вантажу дозволяє збільшити продуктивність роботи баштового крана, знижує навантаження у приводних елементах крана та дозволяє підвищити зручність і безпеку його експлуатації.

У теперішній час зростають потреби у нових будівельних баштових кранах, які б можна було експлуатувати із значною продуктивністю, мінімальними витратами енергії та належним забезпеченням безпеки праці. Для кранів, які відпрацювали свій ресурс та є технічно застарілими, необхідно зменшувати робочі навантаження. Забезпечити всі вказані вище вимоги можливо за допомогою зниження динамічних навантажень у елементах крана та при умові усунення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі, що, у свою чергу, забезпечується оптимізацією режимів руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ Й ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Загальні відомості про використання, класифікацію, режими роботи та конструкцію баштових кранів

Баштовими кранами називають поворотні крани зі стрілою, шарнірно закріпленою у верхній частині вертикально розташованої башти. Ці крани призначені для механізації будівельно-монтажних робіт при зведенні різноманітних будівель і гідротехнічних споруджень.

За конструкцією башти розрізняють крани з *поворотною* (крани КБ-1000, КБ-403, КБ-503, КБ-408) і *неповоротною баштою* (крани КБ-473, КБ-676, КБ-674). У баштових кранів з поворотною баштою опорно-поворотний пристрій розміщений внизу. У кранів з неповоротною баштою опорно-поворотний пристрій баштового крана розміщений вгорі крана. За конструкцією стріли крани класифікують: з *піднімальними й балковими стрілами*. Надалі розглядаються баштові крани із балковою стрілою (рис. 1.1). Неповоротна частина крана має башту, що опирається на ходові візки, за допомогою яких кран переміщається по кранових рейках. По нижній частині стріли, паралельно її поздовжній осі, переміщається вантажний візок до якого на канатах підвішений вантаж. При переміщенні візок здійснює зміну вильоту вантажу.

При будівництві споруд висотою 100–150 м і більше забезпечити стійкість пересувного баштового крана від перекидання досить важко, а тому знайшли застосування приставні баштові крани. До певної висоти споруджуваного будинку вони працюють як звичайні баштові крани, переміщуючись по рейках уздовж будинку, а при збільшенні висоти башти, яка перевищує проектне положення вільно стоячого крана, її кріплять до споруджуваного будинку жорсткими тягами, що виключає перекидання крана [1].

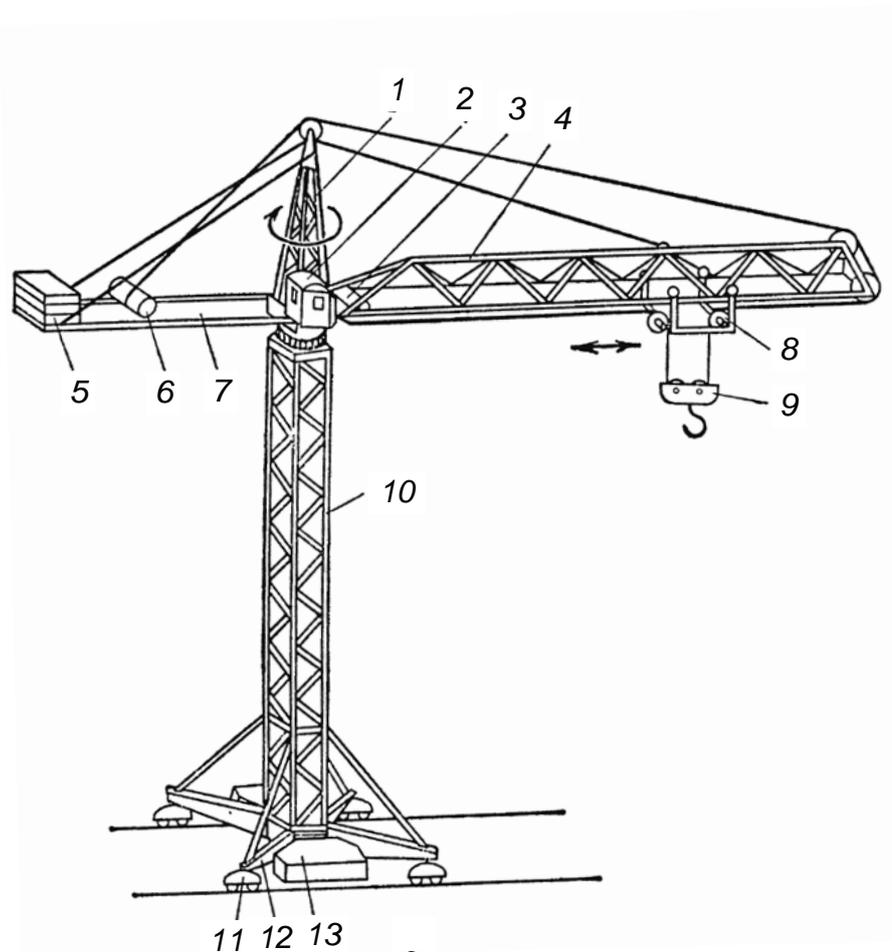


Рис. 1.1. Баштовий кран із неповоротною баштою та балочною стрілою:

1 – оголовок; 2 – кабіна оператора крана; 3 – лебідка візка; 4 – стріла;
 5 – противага; 6 – вантажна лебідка; 7 – консоль противаги; 8 – вантажний візок;
 9 – гакова підвіска; 10 – башта; 11 – ходовий візок; 12 – ходова рама;
 13 – баласт.

Основні технічні параметри баштових кранів такі: виліт стріли, вантажопідйомність, вантажний момент баштового крана, висота підйому, глибина опускання, діапазон підйому, колія, база, швидкість підйому вантажу, швидкість посадки вантажу, частота обертання поворотної частини крана в усталеному режимі, швидкість пересування баштового крана, швидкість зміни вильоту, установлена потужність, конструктивна маса, загальна маса, допустима швидкість вітру.

У паспорті кожного баштового крана зазначено для роботи в якому вітровому районі він розрахований. Крім того, у паспорті наводиться

припустима швидкість вітру при роботі крана (швидкість вітру робочого стану). При швидкості вітру робочого стану вище припустимої експлуатацію крана припиняють.

Режим роботи крана визначає ступінь завантаження крана і його механізмів в умовах експлуатації. У даний час, згідно з Правилами будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [2], класифікація проводиться окремо для кранів і механізмів. Установлено вісім груп класифікації для кранів (А1-А8) та вісім груп класифікації для їх механізмів (М1-М8). Класифікація режимів роботи для кранів виконується згідно максимального числа циклів за заданий термін служби та режиму навантаження (легкий, середній, важкий та дуже важкий). Режим роботи механізмів крана визначається загальною тривалістю використання механізму (у годинах) та режимом навантаження.

У даній роботі основна увага приділяється механізмам зміни вильоту та піднімання вантажу (рис. 1.2).

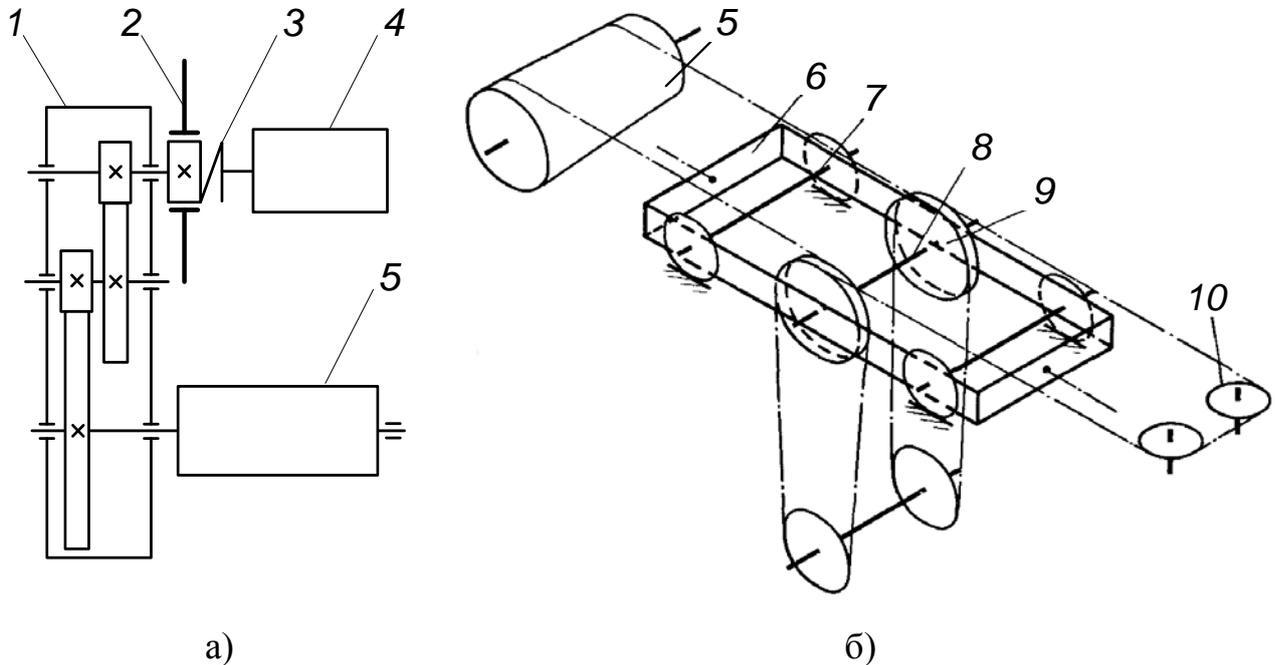


Рис. 1.2. Кінематична схема механізму піднімання вантажу а) та схема запасовки канатів б): 1 – редуктор; 2 – гальмо; 3 – муфта; 4 – двигун; 5 – канатний барабан; 6 – рама візка; 7 – вісь коліс візка; 8 – вісь блоків механізму підйому; 9 – блок; 10 – зрівняльні блоки.

Вантажопідйомний механізм (рис. 1.2) баштових кранів складається з реверсивного привода, блоків, канатного поліспасти й гакової обойми. Нерухомий кінець каната поліспасти крана кріпиться до металоконструкції або до важеля обмежника вантажопідйомності, встановленого на оголовку стріли.

Зміна вильоту крана досягається реверсивною електролебідкою й системою напрямних блоків з тяговими канатами, що утворюють нескінченну петлю, яка охоплює напрямний блок, розташований на оголовку стріли. Кінці канатів приєднані до барабана лебідки таким чином, що коли один кінець навивається, то інший, навпаки, звивається, завдяки чому забезпечується зворотно-поступальне переміщення вантажного візка. Кінцеві положення візка на стрілі фіксуються кінцевими вимикачами. Завдяки застосуванню вантажного візка, що пересувається по стрілі, досягається горизонтальне переміщення вантажу, що створює особливі переваги при виконанні краном монтажних робіт.

1.2. Аналіз досліджень динаміки механізмів баштових кранів

При проведенні огляду та аналізу робіт дослідників динаміки руху кранових механізмів особливу увагу необхідно звернути на динамічні моделі, якими користувались автори для опису рухів вантажопідйомальних машин. Можна виділити моделі як системи з розподіленими параметрами та системи із зосередженими масами. Обрання тієї чи іншої моделі залежить від поставленої задачі, ступеня точності її вирішення та інших факторів [3]. Область використання моделей першого типу обмежена їх складністю, великою кількістю диференціальних рівнянь, що описують таку систему, а також їх типом (диференціальні рівняння у частинних похідних). Тому такі моделі використовуються для перевірочних розрахунків з метою врахування якомога більшої кількості факторів, які впливають на рух машини [4-6].

Більшого поширення набули моделі із зосередженими масами. Такі моделі в дослідженнях використовували С.А. Казак [7], М.С. Комаров [8] М.А. Лобов [9], О.В. Григоров [10], Л.Я. Будіков [4], В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І Пастушенко [11], В.Ф. Семенюк [12], М. Шеффлер, Х. Дресиг, Ф. Курт [13], М.М. Гохберг [14], В.Ф. Гайдамака [15], Б.С. Ковальський [16], А.О. Смєхов, М.І. Єрофєєв [17], Р.П. Герасимьяк [18], Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов [19]. Динамічні моделі із розподіленими параметрами використовуються у роботах Л.Я. Будікова [4], В.С. Ловейкіна, Ю.В. Човнюка, М.Г. Діктерука, С.І Пастушенка [11] та М.А. Лобова [9].

За допомогою динамічних моделей із зосередженими масами кранові механізми представляються у вигляді двох зведених мас, до однієї з яких зводиться маса вантажу, до іншої момент інерції двигуна та елементів трансмісії, що обертаються. Ці двомасові моделі механізмів відповідним чином взаємодіють з металоконструкціями крана, представленими у вигляді однієї чи кількох зосереджених мас, які, в свою чергу, з'єднуються з нерухомою основою. Характер цих зв'язків залежить від типу машини, її конструктивних особливостей та прийнятих при моделюванні припущень.

Найбільш розробленими є динамічні моделі кранів мостового типу. Так, наприклад, в роботах М.А. Лобова [9], В.Ф. Семенюка [12], С.А. Казака [7], М.С. Комарова [8], Л.Я. Будікова [4] взаємодія моделі механізма підйому з металоконструкцією крана здійснено шляхом жорсткого зв'язку зведеної маси привода зі зведеною масою металоконструкції. Для досліджень поступального руху кранів мостового типу використовуються більш складні моделі, в яких розглядається рух вантажу на гнучкому підвісі, вантажного візка, прольотної конструкції та привода, зведеного до ходових коліс.

В роботі В.І. Онищенко, Е.С. Бортнікова та М.А. Коновалова [20] описуються динамічні моделі стрілового крана на автомобільному шасі. Більш складна модель, за рахунок припущень, зроблених авторами, замінюється простою двомасовою моделлю, аналогічною моделям мостових

кранів, в якій до однієї маси зводиться маса вантажу а до іншої - телескопічної стріли. В запропонованій моделі телескопічна стріла змінної жорсткості представлена елементом постійної жорсткості, стріла представлена як жорстко закріплена балка, що відкидає вплив пружних властивостей рами, виносних опор та гідроциліндрів підймання стріли. Ці суттєві недоліки моделі знижують достовірність результатів, проте дозволили авторам запропонувати зменшення динамічних навантажень шляхом зниження швидкості підймання вантажу та роботою з максимально піднятою стрілою.

Перші роботи, присвячені вивченню динаміки вантажопідіймальних машин, що проводились в СРСР, сягають з 20-х років. Вони були направлені на вивчення умов роботи шахтних підйомних машин, які використовувались в гірничодобувній промисловості [21, 22]. У 50-х роках в області динаміки підйому працювали вчені Сиротський В.Ф. [23], Лашенко М.Н. [24] та інші. Роботи цих вчених базувались на вивченні прийомів керування досвідчених кранівників, що сприяло зменшенню розгойдування вантажу та динамічних навантажень.

З кінця 50-х років почалось систематичне вивчення динаміки вантажопідійомних машин та розробка методів зменшення впливу динамічних навантажень. Дослідженнями динамічних навантажень та причин їх виникнення займались такі вчені як С.А. Казак [7], М.С. Комаров [8], М.О. Лобов [9], Н.І. Григор'єв [25], І.І. Артоболевський та В.С. Лощинін [26], О.А. Залесов [27] та інші. В цей час формуються два підходи до вирішення задач поліпшення динаміки кранів.

Перший підхід до зменшення динамічних навантажень в кранових елементах базується на конструктивних змінах кранів, їх металоконструкцій, систем чи механізмів. Ці конструктивні модернізації стосувались зміни жорсткісних та демпфірувальних властивостей металоконструкцій кранів [9, 28-31], системи підвіски вантажу [7, 8, 32], елементів трансмісії механізмів

[33-37] тощо. Другий підхід базується на оптимізації керування крановими механізмами (детальніше у п.п. 1.3).

М.С. Комаров [8] систематизував можливі причини виникнення динамічних навантажень у кранах. Аналіз цих причин, проведений автором свідчить, що коливальні явища в металоконструкціях та механізмах кранів виникають при перехідних режимах руху. Автором проводились розрахунки з використанням багатомасових динамічних моделей механізму піднімання. На основі аналізу отриманих результатів ним запропоновано шляхи зменшення динамічних навантажень за допомогою введення до гнучкої підвіски додаткового пружного елемента.

М.О. Лобов в монографії [9] провів детальний аналіз і систематизацію методів теоретичного визначення та зменшення динамічних навантажень мостових та козлових кранів. В цій монографії розглядаються випадки виникнення динамічних навантажень, характерних для будь-яких вантажопідіймальних машин: вплив способу пуску двигуна механізму піднімання, підйом вантажу з підхватом, так і специфічних для кранів мостового типу: навантаження від перекосу моста, від удару при наїзді коліс на стик між рейками, на кінцевий упор, розгойдування вантажу при перехідних процесах в механізмі пересування. Ефективного зменшення коливань при підйманні вантажу, на думку автора, можна досягти використанням більш піддатливої основи для укладання вантажу та введенням до системи підвіски вантажу чи в металоконструкцію крана гідравлічного гасителя коливань з розрахованим коефіцієнтом демпфірування.

Подальший розвиток метод зменшення динамічних навантажень введенням в кранові системи пристрою гасіння коливань отримав в роботах В.Ф. Семенюка. В праці [12] наведені результати порівняльного аналізу розміщення демпфера в системі підвіски вантажу та між елементами металоконструкцій. Аналіз проводився аналітичним розрахунком динамічної моделі козлового крана для кожного випадку, причому за критерій

ефективності використовувався показник зусилля в канаті. В результаті цього аналізу автором зроблено висновок, що ефективно зменшення динамічного зусилля у вантажному канаті можна досягти лише розміщенням демпфірувального елемента в системі металоконструкцій вантажопідіймальних кранів.

Значний внесок у дослідження динаміки вантажопідіймальних машин вніс С.А. Казак. В роботі [7] на основі дво- та тримасових моделей вивчалися динамічні навантаження, що виникають при підйманні вантажу мостовим краном. Особлива увага автором приділялась так званому підйому „з підхватом”, тобто підйому вантажу з основи при ослаблених канатах. Наведена методика визначення навантажень в механізмі підймання за такого режиму. Вона включає в себе поетапний розгляд пуску при виборі зазорів, натягу вантажних канатів, та власне підймання вантажу. Подальший розвиток досліджень С.А. Казака, представлених в роботах [38, 39], присвячений вивченню закономірностей старіння та втомлюваності металу конструкцій вантажопідіймальних кранів. Розглядаючи діючі на металоконструкції навантаження як випадкові величини, що описуються тим чи іншим законом розподілу випадкових величин, в результаті визначається з тією чи іншою ймовірністю, довговічність, середнє значення і дисперсія ресурсу навантаженої деталі. Цими дослідженнями підтверджується взаємозв'язок між величиною та характером зміни напружень в металоконструкціях з одного боку та показниками надійності з іншого.

Вплив динамічних навантажень на втомлюваність та довговічність металоконструкцій підтверджується також дослідженнями Ю.Р. Бредихіна, А.П. Нестерова, К.Е. Новікова [40]. Величину цього впливу вони пропонують оцінювати по коефіцієнту втрати втомної міцності деталі. Цей коефіцієнт є відношенням запасу міцності деталі при стаціонарних навантаженнях до запасу міцності при динамічних детермінованих навантаженнях і завжди більше одиниці. Обчислення коефіцієнтів втрати втомної міцності зводяться

до розв'язання диференційних рівнянь силового перехідного процесу за весь цикл підйому.

Результати досліджень, проведених С.Т. Сергеевим [41] свідчать, що коливальні зусилля, які виникають в підйомних канатах вантажопідіймальних машин та механізмів, суттєво впливають на їх надійність та довговічність. Причому автором підкреслюється, що вирішальне значення має не стільки величина навантаження в канаті, як амплітуда коливання зусилля в канаті.

Дослідниками Л.М. Мамаєвим, А.М. Кабаковим та А.І. Паботом питання динаміки роботи кранів розглянуті в аспекті дії коливань на організм людини з метою недопущення резонансних явищ [42]. Ними запропоновано використати систему демпфування коливань вантажу за рахунок зміни коефіцієнта дисипації спеціального пристрою, встановленого на гаковому захваті. Це відбувається шляхом зміни умов дроселювання магнітореологічної речовини пристрою за рахунок зміни її в'язкості в залежності від намагніченості.

Німецькі дослідники динаміки кранів М. Шеффлер, Х. Дресиг, Ф. Курт у праці [13] на основі аналізу роботи кранових механізмів дали оцінку динамічним навантаженням в періоди пуску та зупинки механізму підйому при наявності в елементах кінематики зазору. Оцінка проводилася за показником динамічного коефіцієнта, який є складною функцією параметрів крана та приводного зусилля.

Питання динаміки баштового крана розглядалися М.М. Гохбергом [14]. У цій праці приводяться рекомендації щодо побудови динамічних моделей баштових кранів та вказуються найбільш напружені режими роботи крана, за якими необхідно проводити розрахунки.

В.В. Момот в дисертаційній роботі [43] наводить результати досліджень динамічних параметрів баштового крана та їх вплив на стійкість крана проти перекидання. Щоправда, динамічні сили, що діють на кран з боку вітрового навантаження та перехідних процесів кранових механізмів,

розглядаються автором лише з точки зору їх впливу на стійкість крана і тому визначаються з досить великими припущеннями. Баштовий кран у роботі [43] представлений коливальною тримасовою системою. Дисипативні сили, що виникають в металоконструкціях, лише зменшують коливання і тому вони не враховуються. Періоди пуску та зупинки кранових механізмів, за спрощенням автора, протікають з постійним прискоренням. В результаті дослідження такої системи встановлено, що коефіцієнт динамічності є функцією параметрів системи кран-вантаж. Автором розроблено пакет програм на ЕОМ для розрахунку його точних значень щодо конкретної марки крана.

Л.Я. Будіков [4] за допомогою розроблених дво- та тримасових моделей мостового крана провів аналіз перехідних процесів роботи механізмів підймання вантажу та пересування крана. На основі власної теорії раціонального керування автор обрав раціональний режим гальмування механізму пересування крана, навів методику визначення параметрів такого керування та розробив декілька варіантів керованих гальм, які можуть реалізувати запропоновані раціональні режими гальмування.

Деякі питання динаміки вантажопідіймальних кранів були розглянуті в дисертаційних роботах. Так в роботі [44] А.М. Кабановим досліджується динаміка електромагнітного мостового крана. До факторів, що впливають на величину та причину виникнення динамічних коливань, автор відносить характер основи, довжину підвісу та спосіб пуску привода механізму підйому. Вплив цих факторів досліджувався за допомогою динамічної тримасової моделі крана. Зменшення динамічних коливань досягається встановленням між рамою вантажного візка та обоймою нерухомих блоків поліспасти пружинно-гідролічного демпфера, який характеризується жорсткістю пружин та коефіцієнтом, що враховує в'язке тертя при перетіканні робочої рідини з однієї порожнини робочого циліндра в іншу.

Як видно з розглянутих робіт, питанням динаміки вантажопідійомних кранів займалось досить багато вчених, але баштовим кранам приділено дуже

мало уваги. Головним чином, для опису роботи механізмів баштових кранів використовувались спрощені дво- та тримасові моделі (механізмів піднімання та переміщення).

1.3. Оптимальне керування кранами та проблема усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі

Однією із важливих проблем, які виникають при експлуатації вантажопідійомних кранів стрілового типу, є коливання вантажу. Вони виникають протягом нестационарних періодів руху механізму зміни вильоту крана. Враховуючи значну довжину гнучкого підвісу баштових кранів, коливання вантажу довго затухають. Вони знижують ефективність будівельних робіт, оскільки оператору крана необхідно постійно слідкувати за фазою коливань. Крім того, згідно з Правилами охорони праці під час виконання робіт на висоті [45], забороняється знімати вантажні стропи, якщо вантаж не закріплений надійно. Для закріплення вантажу, яке виключає можливість його падіння, перекидання або сповзання, необхідно щоб його коливання були відсутні. Таким чином, коливання вантажу також становлять певну загрозу безпеці праці на висоті.

Питанням усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі займалися багато дослідників та вчених. Приведемо аналіз найбільш значних робіт.

Найпростіші способи усунення коливань вантажу шляхом використання спеціальних конструкцій підвісок запропоновані у роботах [45-49]. Такі конструктивні зміни крана вимагають певних капітальних вкладень. Крім того, вони додатково навантажують кран, що є небажаним, а усунення коливань вантажу також вимагає відносно тривалого часу.

У багатьох працях [7-9, 15, 16, 46-49] запропоновано усувати коливання вантажу за допомогою керування приводом крана.

Усунення коливань за рахунок вибору тривалості розгону та гальмування візка крана, кратній періоду вільних коливань вантажу при дії

на візок постійного приводного зусилля [7-9, 16], не можна вважати оптимальним через його значну тривалість, що знижує продуктивність крана.

Існує декілька методів розв'язання задач оптимального керування вантажопідйомними кранами: варіаційне числення [50], принцип максимуму [51], динамічне програмування [52].

За критерієм швидкодії усунення коливань вантажу можна отримати за допомогою принципу максимуму, як це зроблено у роботі Сміхова А.О. і Єрофєєва М.І. [17]. Одеська школа під керівництвом д.т.н. Герасимяка Р.П. отримала низку результатів щодо усунення коливань за найменший час [18, 53-55]. Використання принципу максимуму характерне і для науковців харківської школи, яку очолює д.т.н. Григоров О.В. [10, 56]. В цих роботах максимальне керування обмежене за величиною, воно змінює свій знак декілька разів (щонайменше раз) протягом перехідного режиму руху візка крана. Знайдені оптимальні закони реалізовані в гідродинамічних приводах механізмів обертання баштового крана, пересування вантажного візка та прольотної балки мостового крана. В останньому механізмі з роздільним приводом крім оптимальних законів руху реалізована слідкуюча система центрування крана та усунення перекосів прольотної балки. Необхідно зауважити, що релейний характер зміни керування у кранах викликає його значні динамічні перевантаження, що негативно позначається на його надійності. Тому були запропоновані певні наближення до оптимальних режимів руху, які характеризуються плавним наростанням величини керування [57] із збереженням швидкодії процесу.

Використання принципу максимуму для знаходження оптимального за швидкістю керування дає лише „якісну” картину. Однак, для повного визначення оптимального керування необхідно знати моменти перемикання керування. Це – „кількісні” показники, які необхідно знаходити іншими методами. Характерною різницею між підходами одеської та харківської шкіл у даному питанні є те, що одеська школа знаходить розв'язки системи трансцендентних рівнянь (параметри моментів часу перемикання керування

входять у ці рівняння), а харківська школа використовує більш наглядний метод фазової площини.

Використання принципу максимуму для усунення коливань вантажу запропоновано у роботах Ф.Л. Черноуська, Л.Д. Акуленка, Б.Н. Соколова [19, 58]. Однак деякі отримані у цих працях результати фізично не можуть бути реалізовані (наприклад, через необхідність миттєвої зміни знаку швидкості візка).

Метод моментів дозволив дослідникам М.М. Перельмутеру, Я.Л. Героніму та Л.М. Полякову [59, 60] знайти оптимальні закони руху крана при яких коливання вантажу усуваються.

Ю.І. Зайцевим [61] знайдено оптимальне за швидкодією керування при одночасній роботі механізмів переміщення візка та підйому вантажу.

Л.Я. Будіковим було досліджено динамічні навантаження у мостових кранах та запропоновано оптимізувати режими розгону та гальмування крана [4]. Критерій оптимізації є комплексним. Коливання вантажу у кінці переміщення візка мінімізуються, але не усуваються повністю.

Проблемі усунення коливань вантажу присвячені роботи В.С. Ловейкіна, Ю.В. Човнюка, Ю.О. Ромасевича [62-64]. Усунення коливань пропонується виконувати за рахунок використання мехатронної системи крана. Закони руху механізму пересування кранового візка є неперервними, а отже не супроводжуються значними динамічними навантаженнями. Крім того, у роботах цих дослідників використано метод динамічного програмування, який дав змогу отримати керування у вигляді зворотного зв'язку [65-67]. Перевага такого керування над оптимальним програмним у тому, що воно є функцією фазових координат системи, що означає автоматичну адаптацію керування у випадку передбачуваної зміни фазової координати (наприклад, від поривів вітру).

Важливим питанням оптимізації керування руху вантажопідйомної машини є вибір критерію оптимізації. Ґрунтовні дослідження по створенню критеріїв оцінки руху механічних (кранових) систем в кінці 70-х років

розпочались в Київському інженерно-будівельному інституті Б.Є. Горським та В.С. Ловейкіним. Шляхом аналізу факторів, що впливають на характер руху, та враховуючи функціональні залежності режимів руху вантажопідіймальних машин від просторових та часового аргументів, було визначено, що в повній мірі рух машин та їх механізмів може оцінюватись лише інтегральними критеріями [68, 69]. Цим критерієм став інтегральний критерій питомої дії, що може оцінювати, в залежності від підінтегральної функції, швидкісні, кінематичні, силові, динамічні та інші характеристики руху вантажопідіймальних машин. При заданні обмежень цих параметрів, як вихідних даних з метою усунення небажаних властивостей руху, критерій дозволяє знайти оптимальні режими руху, які відповідають накладеним умовам.

Існують також способи усунення коливань вантажу, які не можна назвати оптимальними, оскільки алгоритм їх роботи не пов'язаний із мінімізацією критеріїв. Одна з груп таких способів ґрунтується на нечіткій логіці [70, 71].

Одним із способів усунення коливань вантажу є спосіб, описаний у роботі [72], який полягає у короткочасному вмиканні та вимиканні двигуна приводу візка у визначені моменти часу.

В праці [73] М.М. Руновим запропоновано спосіб усунення коливань вантажу при гальмуванні кранового візка ступеневим гальмівним моментом протягом трьох часових інтервалів, причому гальмівний момент другого етапу вдвічі більший від моменту на першому і третьому.

Що стосується стрілових кранів, то у цьому напрямку можна виділити роботи [74, 75], в яких отримала розвиток нейро-нечітка система керування робочими рухами крана. Така система моделює поведінку оператора крана, тому її можна назвати інтелектуальною. У даних роботах [74, 75] приводиться також порівняння траєкторій руху оголовка стріли при програмному, нечіткому та нейро-нечіткому керуванні.

У роботі [76] запропоновано закріплювати додаткову масу на гнучкий підвіс. Це дозволяє зменшити період коливань вантажу, що зменшує тривалість затухання коливань. Однак, такий спосіб означає занадто тривале заспокоювання коливань, що суперечить вимозі максимальної швидкодії крана.

Також необхідно сказати, що існує декілька відомих закордонних фірм, які в тій чи іншій мірі знайшли вирішення проблеми усунення коливань вантажу та реалізували його на практиці. Це такі фірми: Siemens [77, 78] (розробки CeSAR maxx, CeSAR blind, CeSAR slew, CeSAR twin, HIPAC), TMEIC [79] (розробка Maxview); KCI Konecranes [80, 81] (розробки DynAHoist Vector II, DynAC Vector II); SmartCrane [82] (розробка SmartRoute).

Однак, що стосується механізму зміни вильоту баштових кранів, то він має привод із канатною тягою. Тому тут необхідно враховувати піддатливість канату. На жаль, не існує достатньо ґрунтовних досліджень щодо усунення коливань вантажу при роботі механізму зміни вильоту баштових кранів, що підтверджує актуальність представленої роботи.

Висновки до першого розділу та завдання досліджень

Результати проведеного аналітичного огляду науково-технічних джерел дають змогу зробити такі висновки:

1. дослідженням динамічних навантажень, діючих у механізмі підйому вантажу, займались багато вчених. Для проведення досліджень використовувались багатомасові (дво- та тримасові) динамічні моделі із врахуванням та без врахування дисипативних властивостей вантажних канатів;
2. не існує ґрунтовних досліджень навантажень, діючих у елементах механізмів зміни вильоту крана, які б враховували пружність тягового канату, розгойдування вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі до візка, та вид механічної характеристики (штучна або природна) електродвигуна приводного механізму;
3. проблемі усунення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі, присвячена велика кількість робіт. Деякі з досліджень спираються на методи оптимального керування, що дозволило авторам обирати оптимальні за різними критеріями закони, які представлені у вигляді програмного керування та у вигляді зворотного зв'язку;
4. більшість оптимальних законів керування переміщення кранових візків отримані для випадку постійної довжини гнучкого підвісу, що суперечить вимогам високої продуктивності роботи крана (на практиці майже завжди використовують одночасну роботу механізмів зміни вильоту та підйому вантажу). Дослідження та впровадження оптимальних законів керування механізмами зміни вильоту та підйому (опускання) вантажу, при одночасній роботі цих механізмів, яке дозволяло б усувати маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі та коливання вантажу у напрямку піднімання (опускання) відсутні.

Приведені вище висновки дають можливість сформулювати завдання, які необхідно вирішити в роботі:

- проаналізувати існуючі дослідження з динаміки та оптимізації руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштових кранів та визначити задачі досліджень;
- побудувати математичну модель динаміки руху механізмів підйому та зміни вильоту вантажу;
- проаналізувати динамічні навантаження в елементах баштового крана при роботі його приводних двигунів на природних та штучних механічних характеристиках;
- визначити оптимальні закони руху механізмів підйому та зміни вильоту вантажу на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування);
- розробити методику та провести експериментальні дослідження на розробленій лабораторній установці баштового крана при ручному та оптимальному керуванні;
- запропонувати структуру та алгоритм роботи системи автоматичного керування рухами баштового крана із використанням оптимальних законів руху механізмів підйому та зміни вильоту вантажу крана.

РОЗДІЛ 2

ПОБУДОВА ТА АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

2.1. Побудова динамічної моделі механізмів підйому і зміни вильоту вантажу

З позиції динамічного розрахунку баштовий кран являє собою єдину динамічну систему, що складається з механізмів, несучих металоконструкцій та приводів. Урахувати все різноманіття взаємодіючих елементів крана в динамічному розрахунку досить складно, а в багатьох випадках у цьому немає необхідності, оскільки не всі фактори однаково впливають на формування динамічних навантажень.

При переході від реальної машини до її розрахункової динамічної схеми нехтують тими фізичними факторами, які для даного розрахунку мають несуттєве значення. У кожному конкретному випадку динамічного розрахунку одні фізичні фактори є головними, визначальними, а інші – другорядними.

Розрахункова динамічна схема, тобто модель реальної системи, повинна задовольняти двом головним вимогам: по-перше, вона повинна бути у достатній мірі адекватна реальній системі й, наскільки це можливо, відбивати основні фізичні властивості досліджуваної системи; по-друге, вона повинна бути не дуже складною, щоб рішення динамічного завдання виявилось не занадто трудомістким [83]. Усяке ускладнення розрахункової схеми повинне бути виправдане одержанням більш точного рішення. Водночас спрощення розрахункової схеми не повинно приводити до викривлення реального фізичного процесу.

Критерієм достовірності прийнятої розрахункової схеми є відповідність результатів, отриманих теоретичним і експериментальним шляхами [9].

У даному дослідженні розглядається одночасна робота механізмів підйому вантажу та зміни вильоту баштового крана. Для побудови динамічної моделі необхідно зробити ряд припущень. Припускаємо, що:

- 1) всі елементи механізмів зміни вильоту та підйому вантажу є твердими тілами із зосередженими та незмінними масами (моментами інерцій);
- 2) всі елементи крана рухаються у вертикальній площині, тобто розглядається плоска задача;
- 3) вантаж здійснює декілька видів коливань: на гнучкому підвісі подібно до маятника та вздовж вертикальної осі;
- 4) зведена жорсткість канатів (для привода візка та підйому вантажу) приймається незмінною у перехідних процесах;
- 5) статичний опір переміщенню кранового візка є постійною величиною (відхилення поліспаотної системи від вертикалі в процесі зміни вильоту вантажу є незначними і вони практично не змінюють величину статичного опору);
- 6) вітрові навантаження відсутні або настільки малі, що їх дію можна не враховувати.

В результаті прийнятих припущень розроблена динамічна модель сумісного руху механізмів зміни вильоту і підйому вантажу, яка представлена на рис 2.1.

При побудові динамічної моделі вважаємо, що вертикальні коливання вантажу, які виникають у перехідних режимах (підйом або опускання вантажу), не впливають на рух самого візка. Таке припущення можна обґрунтувати таким чином: коливання вантажу під час його підйому або опускання мають незначну амплітуду, тому довжина канату змінюється незначно. Крім того, розглядається перехідний процес руху візка, який

триває недовго, тому довжина гнучкого підвісу мало змінюється і практично не впливає на зміну параметрів самої динамічної моделі.

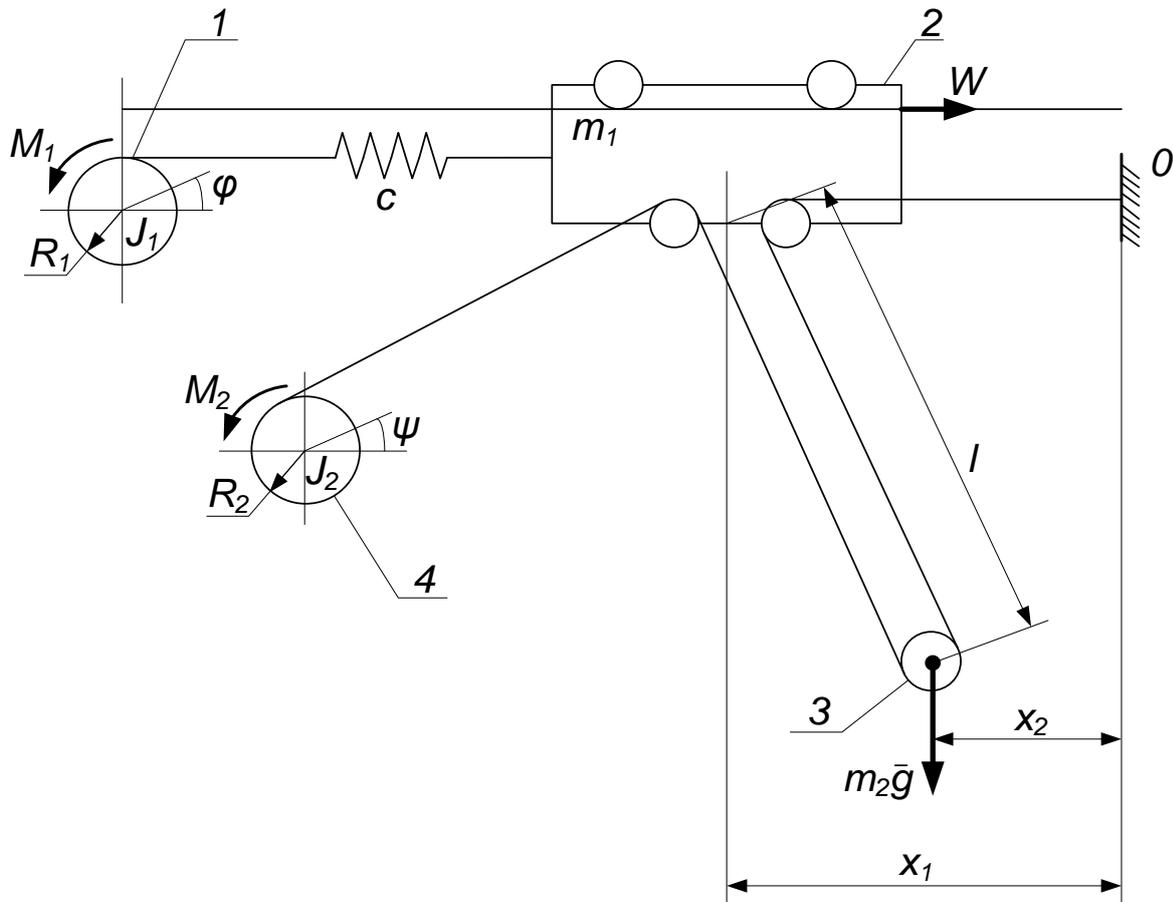


Рис. 2.1. Динамічна модель зміни вильоту крана та підйому (опускання) вантажу: 1 – барабан привода візка; 2 – вантажний візок; 3 – поліспаст; 4 - барабан привода механізму підйому вантажу; l - довжина гнучкого підвісу вантажу; J_1 - приведений до барабана момент інерції привода візка; J_2 - приведений до барабана момент інерції привоу механізму підйому; c - коефіцієнт жорсткості каната привода візка; M_1, M_2 - рушійні моменти на приводних барабанах; R_1, R_2 - радіуси барабанів відповідно механізмів переміщення візка та підйому вантажу; W - сила статичного опору переміщення візка.

Отже, можна динамічну модель, зображену на рис. 2.1, представити двома моделями: для руху візка із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 2.2) та для підйому (опускання) вантажу (рис. 2.3).

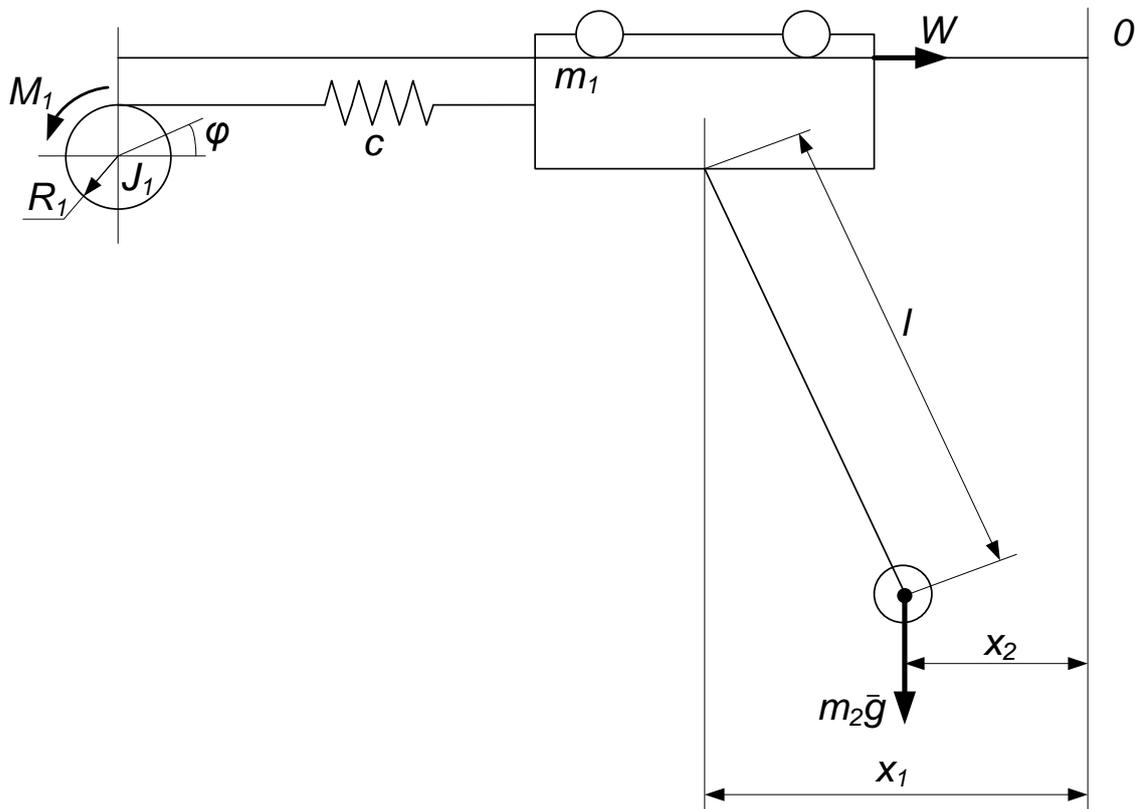


Рис. 2.2. Динамічна модель зміни вильоту крана.

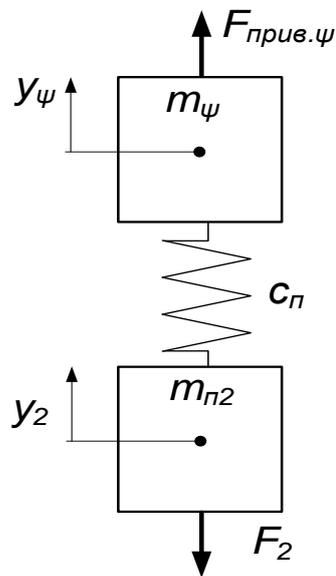


Рис. 2.3. Динамічна модель підйому (опускання) вантажу: $F_{\text{прив.}\psi}$ - приведенне приводне зусилля механізму підйому вантажу; F_2 - приведенна сила ваги вантажу; m_ψ - приведенна маса механізму підйому вантажу; c_n - приведенна жорсткість канатно-поліспавної системи механізму підйому вантажу; m_{n2} - приведенна маса вантажу; y_ψ та y_2 - координати центрів відповідних мас.

На рис. 2.3 введені такі позначення (усі вказані величини приводяться до канатів): Для приведених величин запишемо формули для їх знаходження:

$$F_{\text{прив.}\psi} = \frac{M_2}{R_2} = \frac{M_{\text{дв}\psi} i_{\psi}}{R_2 \eta_{\psi}}, \quad (2.1)$$

де $M_{\text{дв}\psi}$ - момент електродвигуна механізму підйому вантажу;

i_{ψ} - передаточне число механізму підйому вантажу;

η_{ψ} - коефіцієнт корисної дії механізму підйому вантажу;

$$m_{\psi} = \frac{J_2}{R_2^2}; \quad (2.2)$$

$$c_n = c / n^2, \quad (2.3)$$

де n - кратність поліспасти;

$$m_{n2} = m_2 / n^2. \quad (2.4)$$

За узагальнені координати для динамічної моделі на рис. 2.2 прийняті: кутова координата повороту барабана механізму переміщення візка φ , лінійні координати центрів мас візка x_1 і вантажу x_2 .

За узагальнені координати для динамічної моделі на рис. 2.3 прийняті: лінійні координати y_{ψ} та y_2 .

Зазначимо, що динамічна модель підйому (опускання) вантажу вже відома у науковій літературі з динаміки кранів [7-9].

2.2. Побудова математичних моделей механізмів зміни вильоту та підйому вантажу

Маючи динамічну модель зміни вильоту, можемо побудувати математичну модель, яка є системою диференціальних рівнянь. Для цього використаємо метод рівнянь Лагранжа другого роду [84]. Для динамічної моделі (рис. 2.2) маємо:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_1} = Q_1; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_2} = Q_2, \end{cases} \quad (2.5)$$

де L – функція Лагранжа для даної схеми (рис. 2.2);

Q_{φ} , Q_1 , Q_2 , - відповідно узагальнені сили, які відповідають обраним узагальненим координатам.

Для того, щоб записати рівняння (2.5) у вигляді придатному для аналізу, необхідно спочатку знайти функцію Лагранжа. Вона є різницею кінетичної та потенціальної енергій руху крана з вантажем:

$$L = \frac{1}{2} \left(J_1 \dot{\varphi}^2 + m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 - c(x_1 - \varphi R_1)^2 - \frac{m_2 g}{l} (x_2 - x_1)^2 \right). \quad (2.6)$$

Знайдемо відповідні доданки у системі рівнянь (2.5):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) = J_1 \ddot{\varphi}; \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = c R_1 (x_1 - \varphi R_1); \quad (2.8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1; \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial L}{\partial x_1} = c(\varphi R_1 - x_1) + \frac{m_2 g}{l}(x_2 - x_1); \quad (2.10)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2; \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial L}{\partial x_2} = \frac{m_2 g}{l}(x_1 - x_2). \quad (2.12)$$

Запишемо також узагальнені сили для відповідних узагальнених координат:

$$Q_\varphi = M_1; \quad (2.13)$$

$$Q_1 = -W \text{sign}(\dot{x}_1); \quad (2.14)$$

$$Q_2 = 0. \quad (2.15)$$

Із врахуванням виразів (2.7)-(2.15) запишемо математичну модель зміни вильоту вантажу:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi} + c R_1 (\varphi R_1 - x_1) = M_1; \\ m_1 \ddot{x}_1 - c(\varphi R_1 - x_1) - \frac{m_2 g}{l}(x_2 - x_1) = -W \text{sign}(\dot{x}_1); \\ \ddot{x}_2 - \frac{g}{l}(x_1 - x_2) = 0. \end{cases} \quad (2.16)$$

Отримана математична модель зміни вильоту вантажу у подальшому буде використана для аналізу та оптимізації перехідних процесів руху кранового візка із вантажем.

Для динамічної моделі підйому (опускання) вантажу немає необхідності шукати математичну модель оскільки вона вже відома [7-9].
Запишемо її:

$$\begin{cases} m_{\psi} \ddot{y}_{\psi} = F_{\psi} - c_n (y_{\psi} - y_2); \\ m_{n2} \ddot{y}_2 = c_n (y_{\psi} - y_2) - F_2. \end{cases} \quad (2.17)$$

2.3. Динамічний аналіз механізмів зміни вильоту та підйому вантажу

Для проведення динамічного аналізу перехідного режиму руху зміни вильоту та підйому вантажу крана необхідно задатись початковими умовами, тобто значеннями узагальнених координат та узагальнених швидкостей на початку руху. Для обох механізмів (зміни вильоту та підйому вантажу) вони приймаються нульовими, що означає відсутність коливань елементів крана та стан спокою візка на початку руху:

$$\begin{cases} \varphi(0) = \dot{\varphi}(0) = 0; \\ x_1(0) = \dot{x}_1(0) = 0; \\ x_2(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ y_{\psi}(0) = \dot{y}_{\psi}(0) = 0; \\ y_2(0) = \dot{y}_2(0) = 0. \end{cases} \quad (2.18)$$

Приймаємо, що до початку руху механізму зміни вильоту слабина каната вже вибрана, або була відсутня. Такі умови характерні для випадку, коли напрям руху візка для розглядуваного та попереднього циклів однаковий. Для механізму підйому вантажу приймаємо, що вантаж підіймається „з вісу” і пружний зв’язок вже навантажений силою ваги вантажу.

Далі для проведення аналізу необхідно встановити параметри приводних двигунів для того, щоб знайти, як змінюється їх крутний момент протягом перехідного режиму. Для дослідження приймемо баштовий кран КБ-674 із технічними характеристиками приводних механізмів, які подані у таблиці 2.1.

Технічні характеристики приводних механізмів зміни вильоту та підйому вантажу крана КБ-674

Параметри та характеристики	Приводний механізм	
	зміни вильоту	підйому вантажу
Марка приводного електродвигуна	МТ211-6	МТВ711-10
Потужність приводного електродвигуна, кВт	7,5	100
Номінальна кутова швидкість обертання електродвигуна, рад/с	94,2	56
Кутова швидкість канатного барабана, рад/с	3,24	4,43
Діаметр канатного барабану, мм	280	590
Загальне передаточне число привода	29,06	12,64
Марка тягового каната	14,5-Г-1-Л-О-Н-180	28-Г-1-Л-Н-180

Оскільки кран має електричний привод від асинхронних двигунів із фазним ротором, то доцільно проаналізувати, як будуть змінюватись динамічні характеристики кранових механізмів у перехідних процесах при різних механічних характеристиках: природній та штучних. Оберемо для аналізу штучну та природну механічні характеристики електродвигунів. На рис. 2.4 показані механічні характеристики для приводного двигуна зміни вильоту вантажу крана, які побудовані за уточненим рівнянням Клосса [85] і які будуть використані для подальшого аналізу:

$$M_{\partial} = \frac{2M_{\max}(1 + as_{кр})}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s} + 2as_{кр}}, \quad (2.19)$$

де M_{\max} - максимальний момент на валу двигуна;

$s_{кр}$ - критичне ковзання двигуна, яке визначається за формулою:

$$s_{кр} = \frac{\omega_0 - \omega_{ном}}{\omega_0} \left(\frac{M_{max}}{M_{ном}} + \sqrt{\frac{M_{max}^2}{M_{ном}^2} - 1} \right), \quad (2.20)$$

де ω_0 - швидкість ідеального холостого ходу двигуна;

$\omega_{ном}$ - номінальна кутова швидкість двигуна;

$M_{ном}$ - номінальний крутний момент двигуна;

s - поточне ковзання двигуна:

$$s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}, \quad (2.21)$$

де ω - поточна швидкість двигуна;

a - коефіцієнт, який визначається таким чином:

$$a = \frac{r_1}{r_2'}, \quad (2.22)$$

де r_1 та r_2' - відповідно первинний (статорний) та вторинний (роторний) приведені активні опори двигуна.

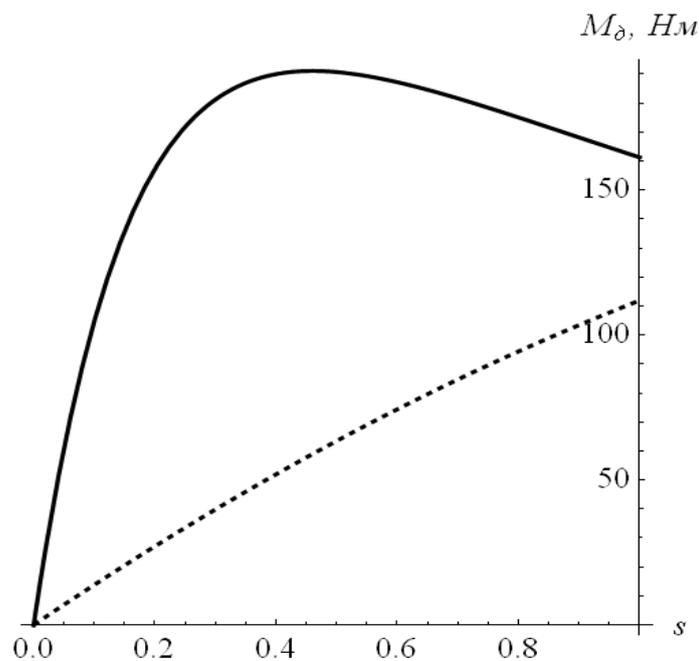


Рис. 2.4. Природна та штучні механічні характеристики двигуна МТ211-6.

На рис. 2.4 суцільною лінією показана природна механічна характеристика, а штриховою – штучна, яка побудована із врахуванням збільшення опору у фазному роторі на 7 Ом. Зазначимо, що регулювання параметрів електропривода кранів зміною опору у колі ротора є одним із найпоширеніших [86, 87].

Як видно із виразів (2.19)-(2.22) швидкість нелінійно входить у вираз моменту двигуна, тому перші рівняння систем диференціальних рівнянь (2.16) та (2.17) нелінійні. Для знаходження розв'язків системи диференціальних рівнянь (2.16) використаємо чисельні методи в програмі Mathematica [88]. Для чисельного інтегрування диференціальних рівнянь необхідно визначити всі параметри динамічних моделей. Зведемо їх у таблицю 2.2.

Таблиця 2.2.

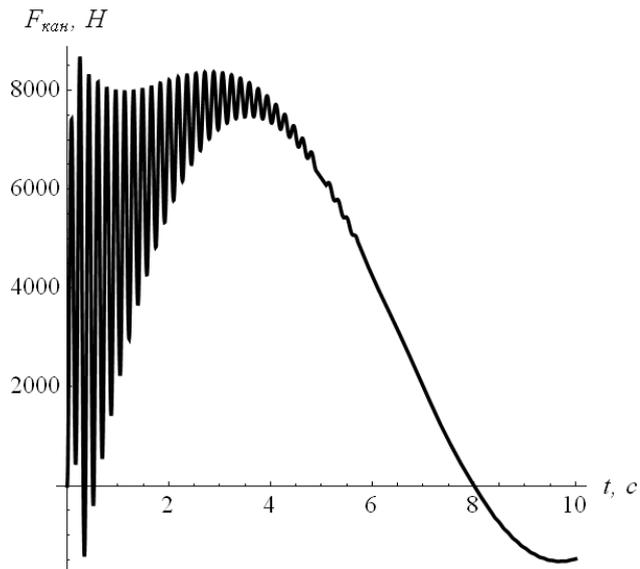
Параметри динамічних моделей механізмів зміни вильоту та підйому вантажу крана КБ-674

Механізм			
зміни вильоту		підйому вантажу	
J_1 , кгм ²	160	m_ψ , кг	6650
c , Н/м	$3,12 \cdot 10^5$		
m_1 , кг	250	m_{n2} , кг	2500
m_2 , кг	10000		
l , м	40	c_{n2} , Н/м	$2,45 \cdot 10^5$
W , Н	3064		

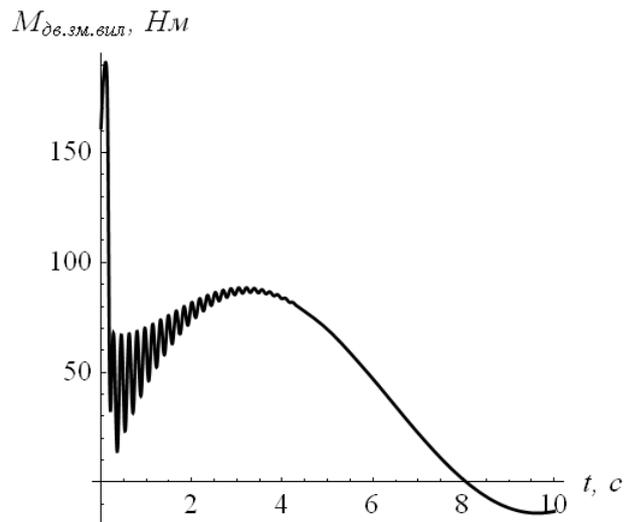
Параметри у табл. 2.2 наведені із врахуванням максимальної вантажопідйомності крана (10 тон) при найбільшому вильоті стріли (35 метрів).

Чисельний розв'язок диференціальних рівнянь (2.16) та (2.17) має вигляд інтерполяційного полінома, за яким можна побудувати графіки невідомих функцій. Нас найбільше цікавлять графіки функцій для механізму

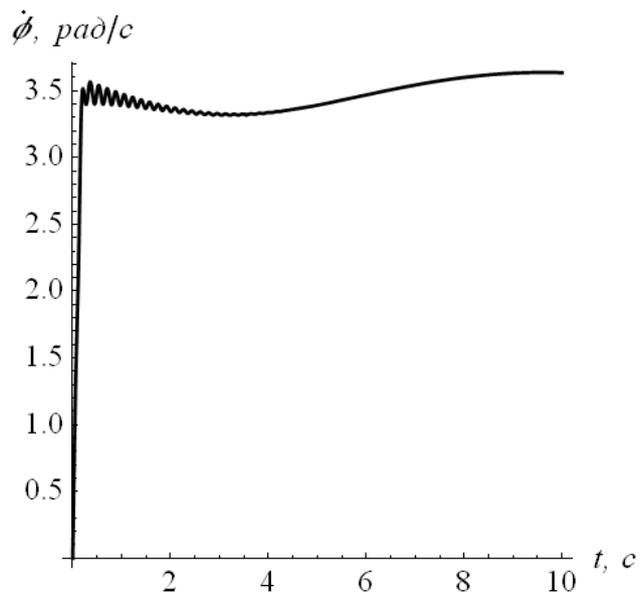
підйому вантажу: зусилля у тяговому органі (канаті), момент на валу двигуна, швидкість та прискорення вантажу у вертикальному напрямі. Для механізму зміни вильоту приведемо графіки для функцій: зусилля у тяговому канаті, момент на валу двигуна, швидкість та прискорення візка, вантажу і канатного барабану (для останнього кутові величини). Всі графіки (рис. 2.5 - 2.8) зображено для природної та штучної механічних характеристик двигунів обох механізмів.



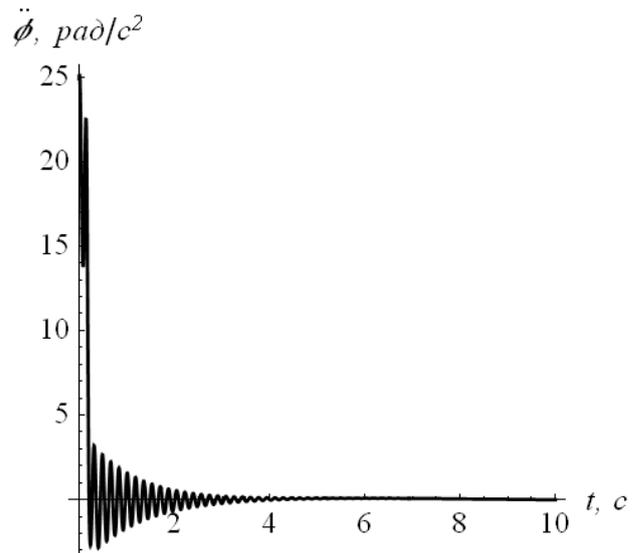
а)



б)



в)



г)

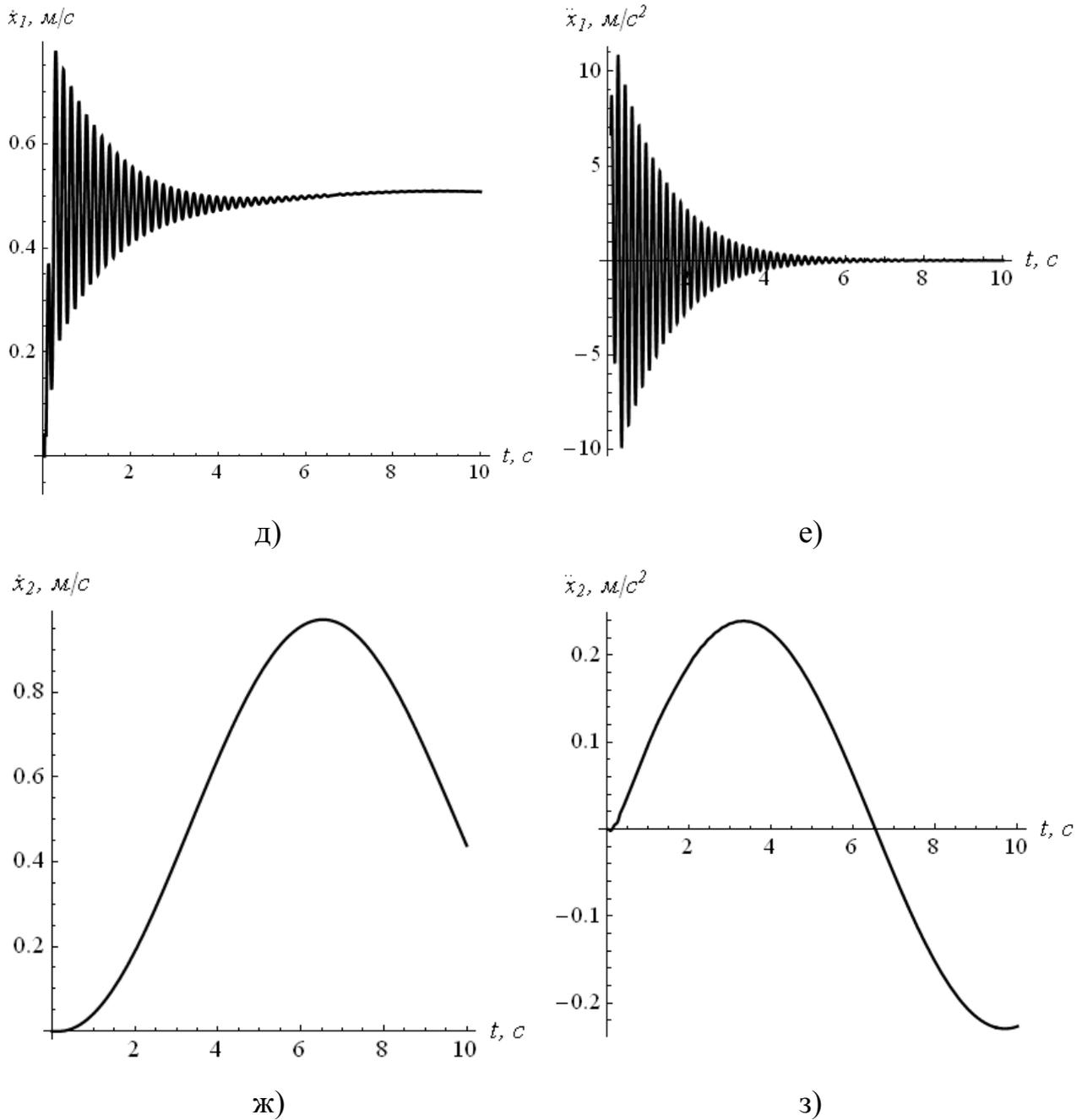
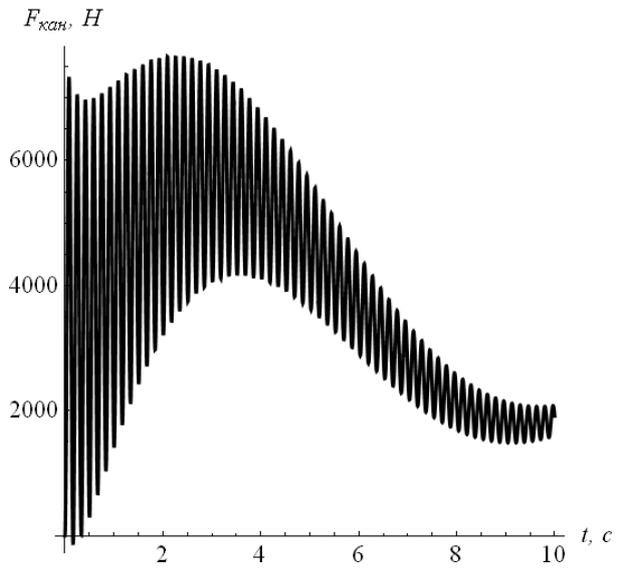
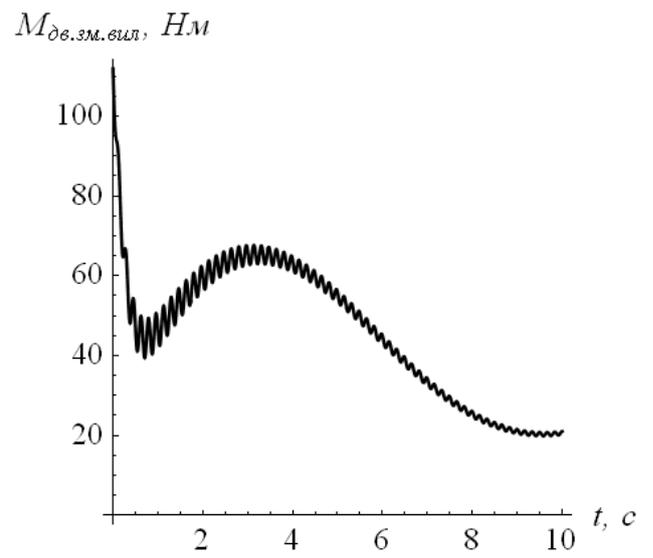


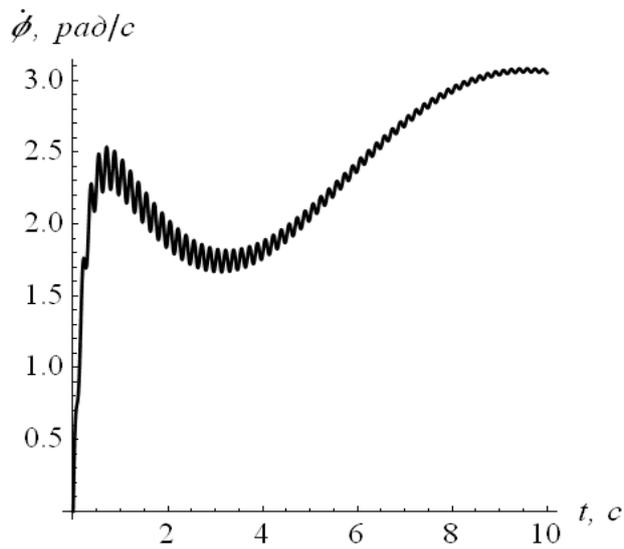
Рис. 2.5. Графіки функцій при роботі двигуна на природній механічній характеристиці: зусилля у тяговому канаті (а); момент валу двигуна (б); швидкість (в) та прискорення (г) канатного барабану; швидкість (д) та прискорення (е) візка; швидкість (ж) та прискорення (з) вантажу.



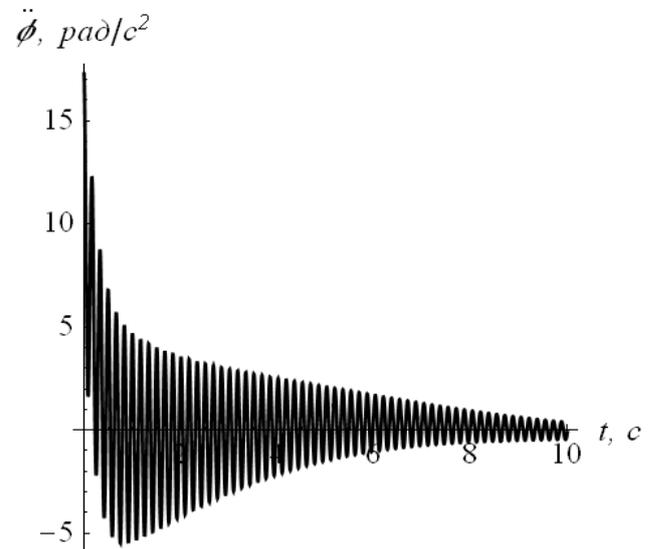
а)



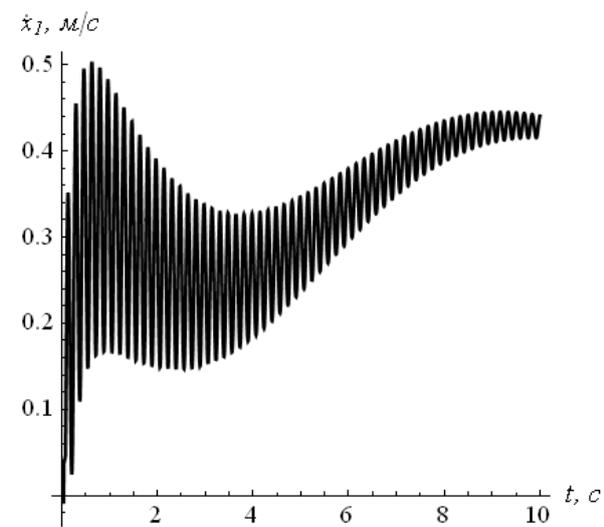
б)



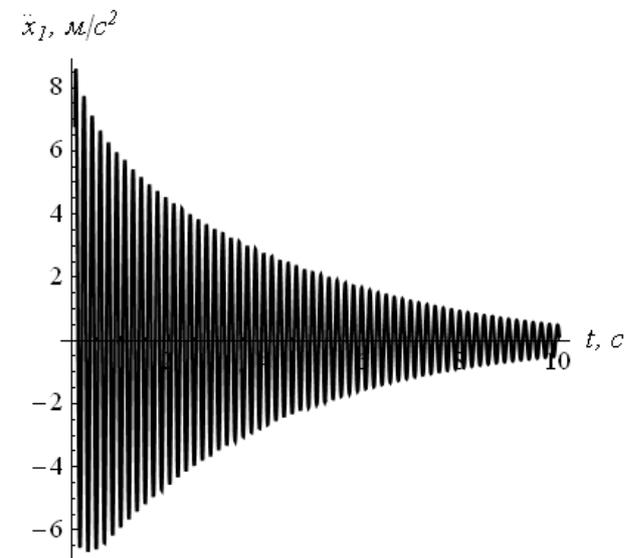
в)



г)



д)



е)

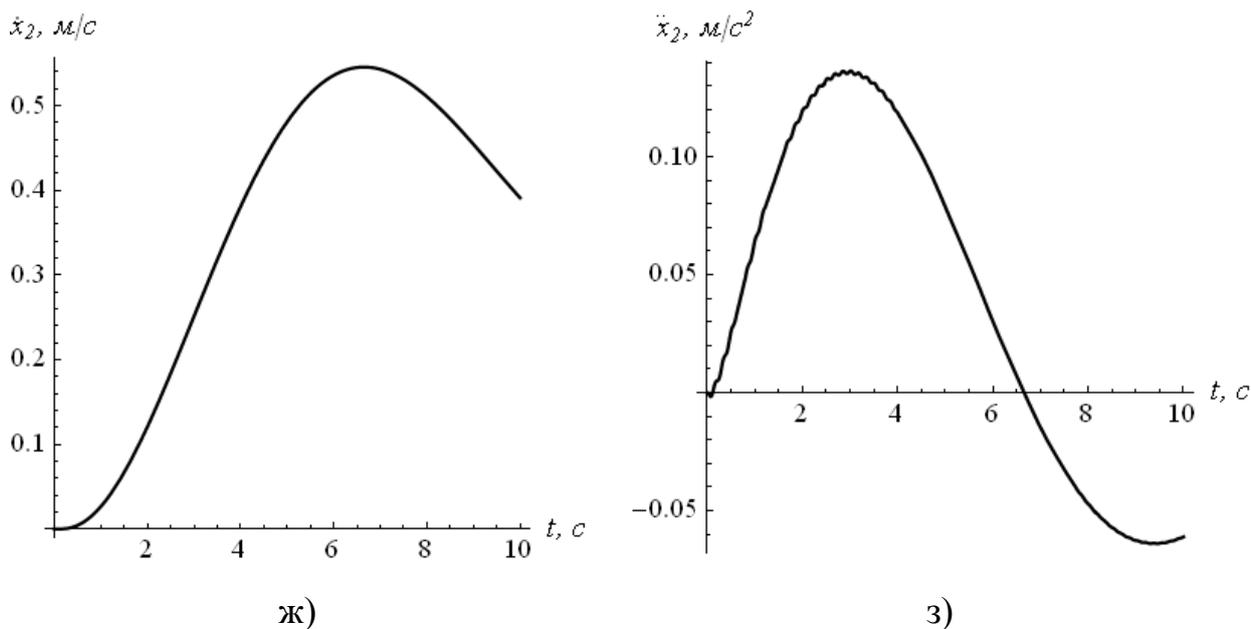


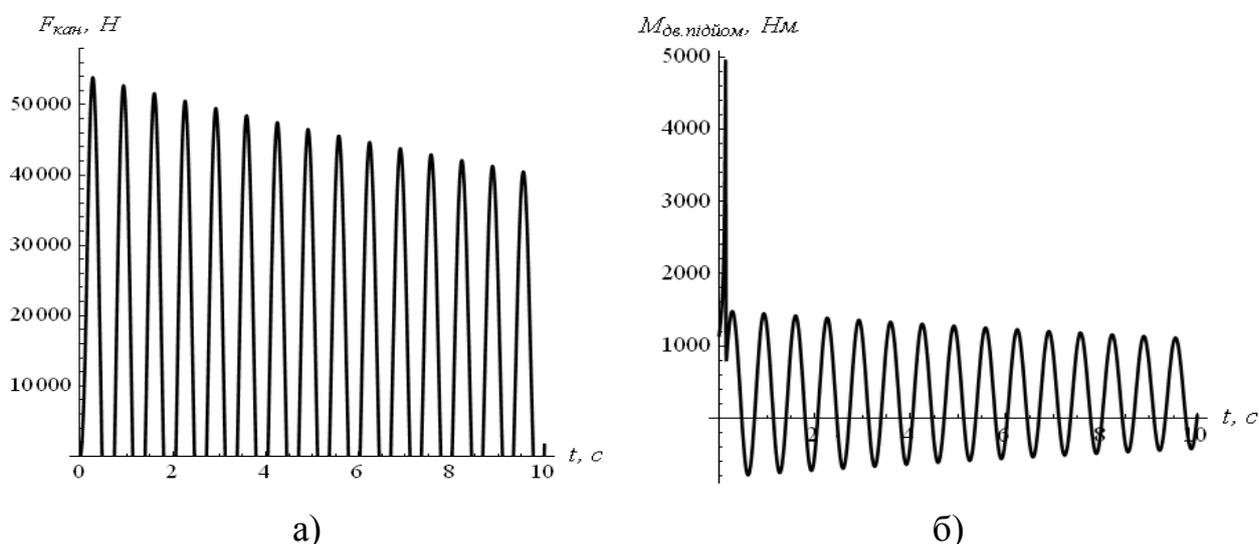
Рис. 2.6. Графіки функцій при роботі двигуна на штучній механічній характеристиці: зусилля у тяговому канаті (а); момент валу двигуна (б); швидкість (в) та прискорення (г) канатного барабану; швидкість (д) та прискорення (е) візка; швидкість (ж) та прискорення (з) вантажу.

Аналізуючи графіки на рис. 2.5-2.6, можна прийти до таких висновків. Коливання тягового канату є високочастотними із досить значною амплітудою, однак вони швидко затухають. Зниження початкового (пускового) моменту двигуна дещо знижує максимум зусилля у пружному канаті, однак при цьому коливання затухають довше. Електромагнітний момент двигуна, як видно із рис. 2.5 (б), може на деякому етапі приймати від'ємні значення, що говорить про зміну квадранта механічної характеристики і перехід двигуна у режим гальмування.

Аналіз кутових швидкостей та прискорень канатного барабана показує їх коливальний характер. Коливання барабана можуть передаватися на металоконструкцію крана, яка також починає коливатись, що є небажаним. Графіки лінійних швидкостей та прискорень візка показують, що вони досить швидко досягає номінальних значень. У процесі подальшого руху, наявні коливання швидкості візка, викликані дією вантажу, який відхиляється від вертикалі.

Зміна механічної характеристики приводного двигуна із природної на штучну впливає на рух вантажу таким чином: зменшується максимальне значення його швидкості руху та прискорення, яке для обох випадків настає у один і той же момент часу. Це означає, що коливання вантажу є меншими. Однак, такий спосіб зменшення коливань вантажу не можна вважати оптимальним, оскільки при цьому збільшується тривалість перехідного процесу.

Перейдемо тепер до аналізу динамічних явищ у механізмі підйому вантажу. Використаємо для аналізу природну та штучну механічні характеристики двигуна. Штучну механічну характеристику прийнято такою, при якій максимальний та пусковий моменти є рівними. Для цього приведемо графіки відповідних функцій (рис. 2.7-2.8). Аналіз графіків представлених на рис. 2.7-2.8 показує, що перехідний процес підйому вантажу характеризується коливаннями останнього, причому амплітуда коливань залежить від величини початкового зусилля. Однак, при збільшенні електричного опору у колі ротора, чим досягається збільшення пускового моменту двигуна, зменшується жорсткість механічної характеристики привода і коливання вантажу загасають швидше. Це можна пояснити таким чином: момент часу, коли на валу двигуна діє максимальний момент, залежить від багатьох факторів, у тому числі, від опору роторного кола двигуна.



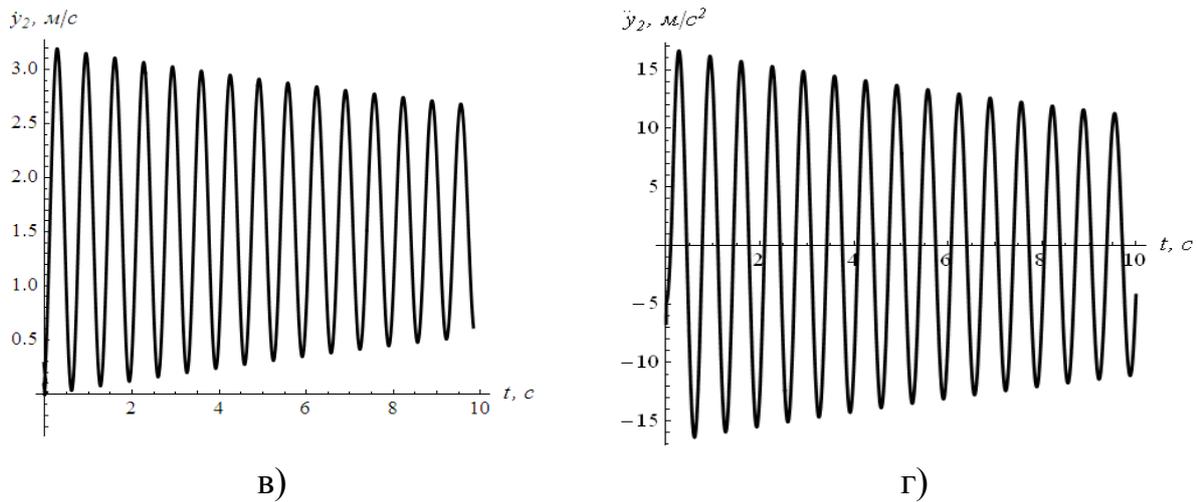


Рис. 2.7. Графіки функцій при роботі двигуна на природній механічній характеристиці: зусилля у тяговому канаті (а); момент на валу двигуна (б); швидкість (в) та прискорення (г) вантажу у вертикальному напрямі.

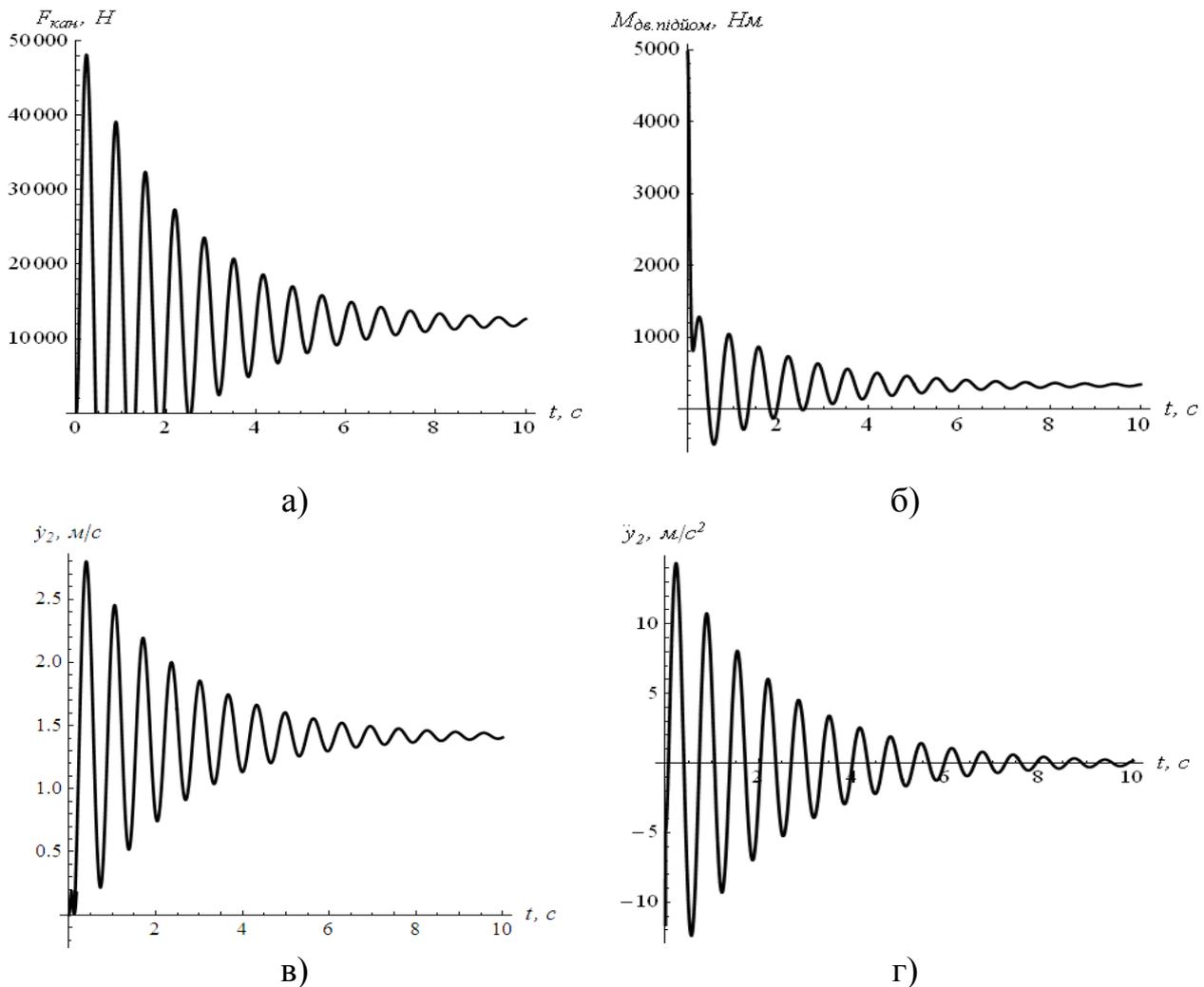


Рис. 2.8. Графіки функцій при роботі двигуна на штучній механічній характеристиці: зусилля у тяговому канаті (а); момент на валу двигуна (б); швидкість (в) та прискорення (г) вантажу у вертикальному напрямі.

Якщо експлуатувати двигун на штучній механічній характеристиці, яка характеризується рівністю пускового та максимального моментів (рис. 2.8 (б)), то найбільше збурення буде діяти на механізм підйому у початковий момент часу. Дія цього збурення (максимального моменту) призводить до значного зростання амплітуди коливань рухомих елементів механізму (мас m_{n2} та m_{ψ}). Надалі амплітуда коливань зменшується, оскільки момент на валу двигуна знижується по мірі збільшення його швидкості обертання. Варто також сказати про те, що робота двигуна на описаній штучній механічній характеристиці завжди є стійкою.

Інша ситуація властива режиму пуску механізму на природній механічній характеристиці: спочатку діє невеликий пусковий момент, який викликає коливання елементів механізму. По мірі збільшення швидкості двигуна момент на його валу збільшується до максимального (нестійка ділянка механічної характеристики) і це спричиняє збільшенню амплітуди коливань. Лише після того, як двигун виходить на стійку ділянку механічної характеристики (ковзання вище критичного) коливання мас m_{n2} та m_{ψ} починають зменшуватись.

Таким чином, початковий момент на валу двигуна та залежність моменту від кутової швидкості двигуна мають значний вплив на перебіг коливальних перехідних процесів у механізмі підйому.

Деякі результати даного розділу відображені у роботах [89-92].

Висновки до другого розділу

1. Побудовано динамічну модель зміни вильоту баштового крана та обрано динамічну модель механізму підйому вантажу. Вказані динамічні моделі не пов'язані між собою, що дозволяє проводити динамічний аналіз для кожної із них окремо.
2. За допомогою методу рівнянь Лагранжа другого роду побудовано математичну модель зміни вильоту крана, яка представляється системою нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку.
3. Розраховано параметри динамічних моделей механізмів зміни вильоту та підйому вантажу для крана КБ-674. Також встановлено характеристики приводів вказаних механізмів при роботі двигунів на природних та штучних механічних характеристиках.
4. На основі чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь, які описують рух механізмів зміни вильоту та підйому вантажу виконаний динамічний аналіз цих механізмів. Встановлено, що на величину, характер зміни у часі та тривалість динамічних коливальних навантажень у елементах крана значний вплив справляють початковий момент двигуна та характер зміни його механічної характеристики. Під час роботи вказаних механізмів бажано обирати якнайменший початковий момент та забезпечувати роботу приводного двигуна на стійкій ділянці механічної характеристики.

РОЗДІЛ 3

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМАННЯ ТА ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ

3.1. Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності

Отримані у розділі 2 математичні моделі руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу використанні для оптимізації їх перехідних процесів. Аналіз систем рівнянь (2.16) та (2.17) показує, що впливати на перебіг перехідних процесів можна змінюючи прикладені зовнішні зусилля (зусилля привода). Це можна робити різними способами. Для того, щоб із усієї множини можливих способів зміни приводного зусилля отримати один, необхідно поставити додаткову умову. Цією умовою є критерій оптимальності. У даній роботі використано критерії оптимальності інтегрального типу.

Загалом, існує велика кількість різноманітних критеріїв, за якими може бути здійснена оптимізація, наприклад: час загасання перехідних процесів та коефіцієнт динамічності [93], коефіцієнт нерівномірності руху [94], максимальні значення швидкостей, прискорень і ривків елементів машин та механізмів [95]. Значний вклад у розвиток критеріальної бази оптимізації режимів руху різноманітних динамічних систем внесли Б.Є. Горський та В.С. Ловейкін. Ними, у ряді праць [68, 69, 96], отримані найзагальніші динамічні критерії – „критеріальні дії”. На основі цих дій розроблено питомі дії, безрозмірні питомі дії та коефіцієнти корисної дії за різними мірами руху.

У даній роботі використовуватимемо інтегральні критерії виду [96]:

$$I_n[q_k(t)] = \int_{t_0}^{t_1} P_n(t, q_k, \dot{q}_k, \dots, q_k^{(n)}) dt, \quad k = 1, \dots, s, \quad (3.1)$$

де $q_k, \dot{q}_k, \dots, q_k^{(n)}$ ($k=1, \dots, s$) – узагальнені координати динамічних систем, що описуються рівняннями (2.16) та (2.17) та їх похідні включно до n -го порядку;

s – кількість узагальнених координат;

t_0, t_1 – моменти часу початку та завершення перехідного режиму руху, відповідно початковий та кінцевий (початковий момент часу будемо вважати завжди нульовим);

P_n – підінтегральний вираз відповідного критерію n -го порядку.

Критерій (3.1) – це число, величина якого залежить від того, які функції входять у вираз P_n . Обираючи ту чи іншу функцію, яка не суперечить початковим умовам та математичним моделям (2.16) та (2.17), отримаємо значення критерію (3.1). Таким чином, з'являється можливість порівнювати між собою „корисність” того чи іншого закону руху механізму, який входить у вираз (3.1). Крім того, вираз P_n повинен бути квадратичним, оскільки функції, які в нього входять можуть мати як додатні так і від’ємні значення, і функціонал, при від’ємних значеннях функцій, буде зменшуватись, однак при цьому процес може бути неоптимальним.

Для розв’язування задач оптимального керування використовуються різноманітні математичні методи [65]: варіаційного числення [47], принцип максимуму Л.С. Понтрягіна [48], динамічне програмування [49] та наближені методи, огляд яких наведено у роботі [97].

Для розв’язування задач оптимального керування, які будуть поставлені у подальшому, використаємо метод варіаційного числення, який дозволяє отримувати неперервні функції фазових координат системи та керування, що особливо важливо при мінімізації динамічних навантажень у елементах крана.

Важливим моментом при розв’язуванні задач оптимального керування є вибір кінцевих умов, оскільки знайдений при цьому оптимальний процес буде передбачати відсутність коливань елементів крана.

3.2. Вибір кінцевих умов руху

Для проведення оптимізації необхідно задатись початковими та кінцевими умовами. Початкові умови вважаємо відомими (2.18). Постає питання: які кінцеві умови необхідно забезпечити для того, щоб коливання елементів механізмів підйому та зміни вильоту вантажу крана були усунені? Для механізму підйому вантажу умовами усунення коливань мас m_ψ та m_{n2} є такі умови:

$$\begin{cases} y_\psi(t_{1y}) = y_2(t_{1y}); \\ \dot{y}_\psi(t_{1y}) = \dot{y}_2(t_{1y}) = v_y, \end{cases} \quad (3.2)$$

де t_{1y} - тривалість розгону механізму підйому вантажу;

v_y - усталена швидкість підйому вантажу.

При умовах (3.2) потенціальна енергія запасена у гнучкому елементі c_n буде рівна нулю; кінетична енергія мас m_ψ та m_{n2} є сталою. Коливання можна представити як „перетворення” кінетичної енергії у потенціальну [95]. Оскільки при умовах (3.2) потенціальна енергія динамічної системи рівна нулю, а кінетична енергія мас є сталою, то не існує можливості перетворення кінетичної енергії мас у потенціальну і коливання відсутні.

Враховуючи систему диференціальних рівнянь (2.17), можемо умови (3.2) записати у такому вигляді:

$$\ddot{y}_2(t_{1y}) = \ddot{y}_2(t_{1y}) = 0. \quad (3.3)$$

Умови (3.3) є необхідними для усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі (у вертикальному напрямку). Однак, умови (3.3) повинні бути доповнені умовами досягнення усталеної швидкості маси m_{n2} (для режиму пуску), або рівності нулю швидкості маси m_{n2} (для режиму

гальмування). Для визначеності будемо розглядати режим пуску, тоді умова досягнення усталеної швидкості запишеться так:

$$\dot{y}_2(t_{1y}) = v_y. \quad (3.4)$$

Таким чином, кількість кінцевих умов для режиму пуску механізму підйому вантажу дорівнює трьом.

Для механізму зміни вильоту, з метою усунення коливань гнучкого тягового канату s та маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі, необхідно забезпечити такі умови:

$$\begin{cases} \varphi(t_{1x})R_1 = x_1(t_{1x}) = x_2(t_{1x}); \\ \dot{\varphi}(t_{1x})R_1 = \dot{x}_1(t_{1x}) = \dot{x}_2(t_{1x}), \end{cases} \quad (3.5)$$

де t_{1x} - тривалість розгону механізму зміни вильоту крана.

Можемо записати ці умови, враховуючи систему диференціальних рівнянь (2.16), у такому вигляді:

$$\ddot{x}_2(t_{1x}) = \overset{IV}{\ddot{x}_2}(t_{1x}) = \overset{V}{x_2}(t_{1x}) = x_2(t_{1x}). \quad (3.6)$$

Розглядаючи режими пуску, додаємо умову виходу динамічної системи на усталену швидкість:

$$\dot{x}_2(t_{1x}) = v_x. \quad (3.7)$$

Отже, кількість кінцевих умов для оптимального режиму руху механізму зміни вильоту крана дорівнює п'яти.

Таким чином, сформовані кінцеві умови, виконання яких необхідне для усунення коливань елементів механізмів підйому вантажу та зміни вильоту крана.

3.3. Оптимізація режиму руху механізму підймання вантажу

Для оптимізації режиму руху механізму підймання вантажу необхідно задатись критерієм оптимізації та знайти умову його мінімуму. Критерієм можна обрати такий інтегральний функціонал:

$$I_{\Delta y} = \left[\frac{1}{t_{1y}} \int_0^{t_{1y}} (c_n (y_{\psi} - y_2))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{c_n^2}{t_{1y}} \int_0^{t_{1y}} \ddot{y}_2^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (3.8)$$

який відображає середньоквадратичне значення зусилля у гнучкому підвісі, на якому закріплено вантаж. Мінімізація цього критерію дозволить знизити діючі у підйомному канаті зусилля, що, у свою чергу, приведе до збільшення його терміну служби і надійності при експлуатації.

Мінімізація критерію (3.8) можлива за рахунок мінімізації його інтегральної складової. Крім того, на величину критерію також впливає тривалість перехідного процесу, однак цей параметр пов'язаний із продуктивністю роботи крана і його вважаємо незмінним.

Необхідна умова мінімуму інтегральних функціоналів у варіаційному численні – це рівняння Ейлера-Пуассона [47], яке для даного критерію має такий вигляд:

$${}^{IV} y_2 = 0. \quad (3.9)$$

При інтегруванні рівняння (3.9) з'являються чотири постійні інтегрування, для знаходження яких необхідно мати чотири початкових та кінцевих умов. Оскільки кількість початкових (2.18) та кінцевих (3.3), (3.4) умов рівна семи, то рівняння (3.9) непридатне для знаходження закону руху, при якому вертикальні коливання вантажу усунуться до кінця перехідного процесу.

Можна показати, що критерій

$$I_{\Delta\dot{y}} = \left[\frac{1}{t_{1y}} \int_0^{t_{1y}} (c_n (\dot{y}_\psi - \dot{y}_2))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{c_n^2}{t_{1y}} \int_0^{t_{1y}} \ddot{y}_2^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min \quad (3.10)$$

також не дає рівняння Ейлера-Пуассона, яке б дозволило знайти оптимальний закон із усуненням вертикальних коливань вантажу.

На відміну від критеріїв (3.9) та (3.10) критерій:

$$I_{\Delta\ddot{y}} = \left[\frac{1}{t_{1y}} \int_0^{t_{1y}} (c_n (\ddot{y}_\psi - \ddot{y}_2))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{c_n^2}{t_{1y}} \int_0^{t_{1y}} y_2^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min \quad (3.11)$$

має таку необхідну умову мінімізації:

$$\begin{matrix} VIII \\ y_2 = 0. \end{matrix} \quad (3.12)$$

Порядок диференціального рівняння (3.12) на одиницю більший аніж сума кількості початкових та кінцевих умов, за якими вертикальні коливання вантажу усуваються. Тому оберемо для оптимізації саме цей критерій.

Розв'язком рівняння (3.12) є вираз:

$$y_2 = C_0 + C_1 t + C_2 t^2 + C_3 t^3 + C_4 t^4 + C_5 t^5 + C_6 t^6 + C_7 t^7, \quad (3.13)$$

де $C_0, C_1 \dots C_7$ - постійні інтегрування. Для знаходження цих коефіцієнтів необхідно задатись крайовими умовами. Запишемо у вигляді системи ці умови:

$$\begin{cases} y_2(0) = \dot{y}_2(0) = \ddot{y}_2(0) = \ddot{\ddot{y}}_2(0) = 0; \\ y_2(t_{1y}) = s_y; \dot{y}_2(t_{1y}) = v_y; \ddot{y}_2(t_{1y}) = \ddot{\ddot{y}}_2(t_{1y}) = 0, \end{cases} \quad (3.14)$$

де s_y - переміщення мас m_ψ та m_{n2} у кінці розгону. Підставляючи у систему рівнянь (3.14) функцію (3.13) та її вищі похідні за часом у моменти часу $t=0$ та $t=t_{1y}$, знаходимо невідомі коефіцієнти $C_0, C_1 \dots C_7$. Надалі підставимо

знайдені коефіцієнти у вираз (3.13) та спростимо його. У результаті будемо мати:

$$y_2 = \frac{t^4}{t_{1y}^t} \left(s_y (-20t^3 + 70t^2 t_{1y} - 84t t_{1y}^2 + 35t_{1y}^3) + (t - t_{1y}) t_{1y} v_y (10t^2 - 24t t_{1y} + 15t_{1y}^2) \right). \quad (3.15)$$

Отримавши закон зміни координати вантажу, знайдемо закон переміщення маси m_ψ :

$$y_\psi = y_2 + \frac{m_{n2}}{c_n} \ddot{y}_2 = \frac{t^2}{t_{1y}^7} \left(\frac{60m_{n2}}{c_n} (t - t_{1y})^2 (7s_y (t_{1y} - 2t) + (7t - 3t_{1y}) t_{1y} v_y) + t^2 (s_y (-20t^3 + 70t^2 t_{1y} - 84t t_{1y}^2 + 35t_{1y}^3) + (t - t_{1y}) t_{1y} v_y (10t^2 - 24t t_{1y} + 15t_{1y}^2)) \right). \quad (3.16)$$

Закон (3.16) знайдений при умові, що канат, на якому висить вантаж, вже натягнутий силою ваги вантажу. Цю умову необхідно враховувати при знаходженні функції зусилля привода.

Знайдемо функцію зміни кутової швидкості приводного двигуна, яка впливає із отриманого закону (3.16):

$$\omega_{дв. y} = \frac{\dot{y}_\psi \dot{i}_\psi}{R_1} = \frac{\dot{t}_\psi}{c_n R_1 t_{1y}^7} (60m_{n2} (t - t_{1y}) (-14s_y + (5t^2 - 5t t_{1y} + t_{1y}^2) + t_{1y} \times (35t^2 - 33t t_{1y} + 6t_{1y}^2) v_y) + c_n t^2 (-140s_y (t - t_{1y})^3 + t_{1y} (70t_{1y}^3 - 240 \times t^2 t_{1y} + 195t t_{1y}^2 - 60t_{1y}^3) v_y)) , \quad (3.17)$$

де i_ψ - загальне передаточне число привода механізму підйому вантажу.

Для отриманих функцій, їх вищих похідних за часом та функції моменту приводного двигуна (вона пропорційна функції F_ψ) наведемо графіки (рис. 3.1) побудовані за умов: $t_{1y} = 2 \text{ с}$, $v_y = 1,3 \text{ м/с}$. Інші умови наведені у табл. 2.2. Такі умови поставлені для того, щоб можна було порівняти оптимальний закон руху із законами руху механізму на природній

та штучній механічних характеристиках приводного двигуна (рис. 2.7, 2.8). На рис. 3.1 штриховою лінією зображено графіки, які відносяться до руху маси вантажу.

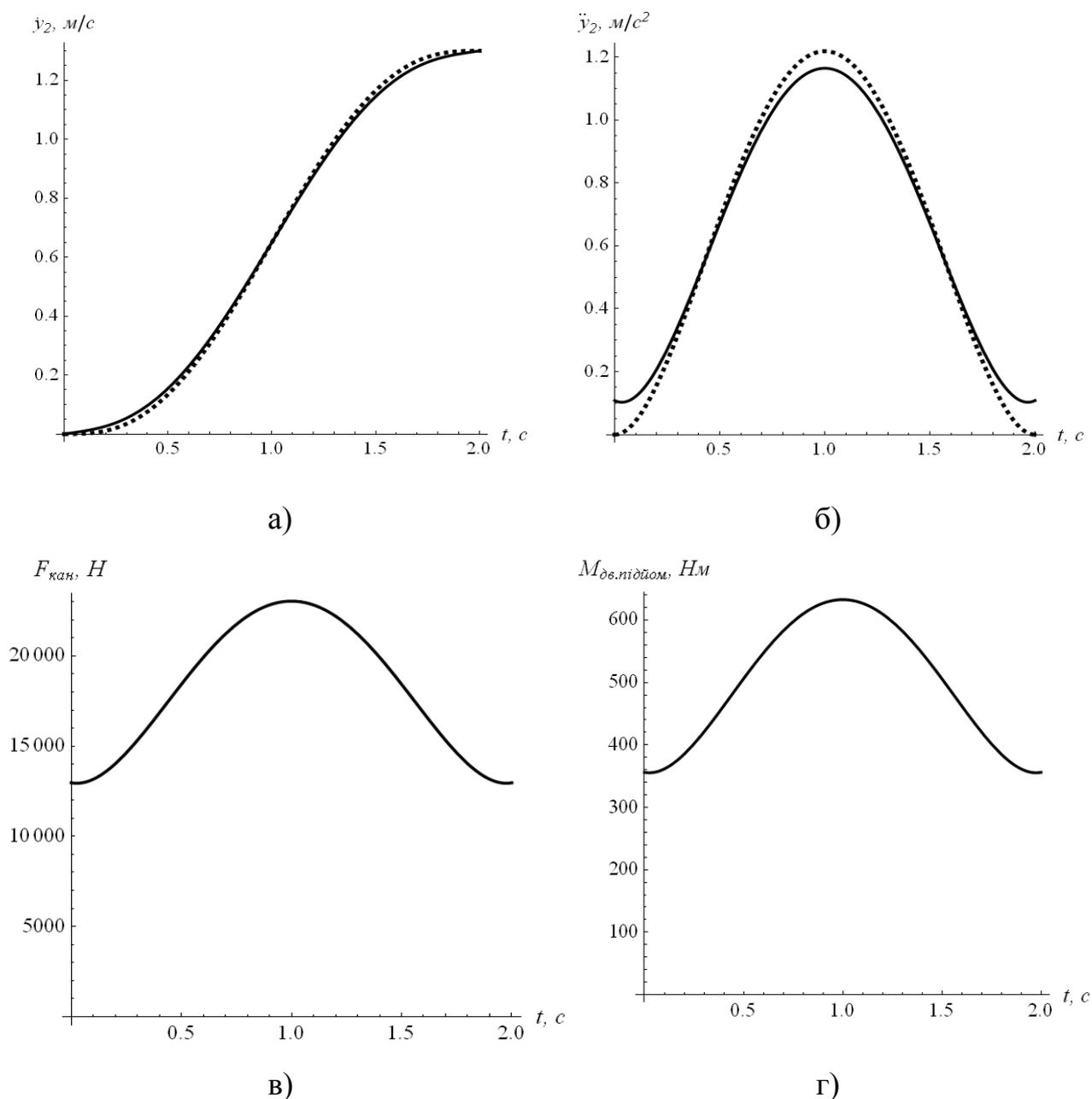


Рис. 3.1. Графіки зміни швидкості (а), прискорення (б) мас m_{ψ} та m_{n2} , зусилля у канаті (в) та моменту на валу двигуна (г).

Порівняльний аналіз графіків (рис. 2.7, 2.8, 3.1) показує значне зменшення зусилля у канаті при оптимальному режимі в порівнянні з іншими режимами: приблизно у 2,3 рази для руху на природній механічній характеристиці і у 2,1 рази для руху на штучній механічній характеристиці

приводного двигуна. Максимальне значення моменту на валу двигуна при оптимальному режимі руху в порівнянні з рухом на природній та штучній механічних характеристиках (максимальний момент для них однаковий) зменшилось у 7,8 разів. Такі зміни силових факторів механізму підйому вантажу дозволяють знизити ймовірність його передчасного виходу з ладу, подовжити надійність роботи та зменшити струмові навантаження в електроприводі.

3.4. Оптимізація режимів руху механізма зміни вильоту вантажу

3.4.1. Оптимізація розгону механізма зміни вильоту вантажу за кінематичними критеріями

Перед тим, як виконувати оптимізацію режимів руху механізму зміни вильоту крана, необхідно зробити одне зауваження: вважаємо, що довжина гнучкого підвісу у процесі роботи крана не змінюється. Таке твердження можна обґрунтувати з позиції незначної тривалості перехідного процесу руху візка по стрілі крана. При цьому проходить опускання чи піднімання вантажу (розглядаємо сумісну роботу обох механізмів), однак зміна довжини гнучкого підвісу є незначною. Наприклад, швидкість піднімання вантажу 1,3 м/с, довжина гнучкого підвісу – 40 м, якщо прийняти тривалість розгону візка 2 с, то довжина гнучкого підвісу зміниться на 2,6 м, або на 6,5%. Така похибка задання довжини гнучкого підвісу є допустимою. Ми можемо її зменшити – будемо вважати, що довжина гнучкого підвісу рівна середньому її значенню при розгоні візка. Знайти середнє значення просто – необхідно знати закон зміни швидкості підйому вантажу, що було зроблено у попередньому пункті, та тривалість розгону візка, яку можна задавати.

Перейдемо до визначення оптимальних законів руху візка по стрілі баштового крану. Для цього задамося критерієм оптимізації. Критерієм

оптимізації може бути середньоквадратичне значення різниці прискорень вищих порядків візка і вантажу, наприклад другого порядку:

$$I_{\Delta\ddot{x}} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} ((\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2))^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{l^2}{g^2 t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} x_2^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.18)$$

Критерій (3.18) аналогічний критерію (3.11). Однак, рівняння Ейлера-Пуассона для цього критерію не дозволяє забезпечити виконання всіх крайових умов для усунення коливань елементів механізму зміни вильоту крана, тому прийемо критерій на два порядки вищий аніж критерій (3.18):

$$I_{\Delta x}^{IV} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} \left(x_1^{IV} - x_2^{IV} \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{l^2}{g^2 t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} x_2^{VI} dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (3.19)$$

де t_{1x} - тривалість перехідного процесу механізму зміни вильоту крана. Умовою мінімуму критерію (3.19) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x_2^{VII} = 0, \quad (3.20)$$

яке необхідно розв'язувати при наступних крайових умовах:

$$\begin{cases} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = x_2^{IV}(0) = x_2^V(0) = 0; \\ x_2(t_{1x}) = s_x; \dot{x}_2(t_{1x}) = v_x; \ddot{x}_2(t_{1x}) = \ddot{x}_2(t_{1x}) = x_2^{IV}(t_{1x}) = x_2^V(t_{1x}) = 0, \end{cases} \quad (3.21)$$

де s_x та v_x - переміщення та швидкість мас m_1 та m_2 у кінці розгону механізму зміни вильоту відповідно. Зазначимо, що умови (3.21) включають необхідні умови усунення маятникових коливань вантажу та коливань елементів привода механізму зміни вильоту крана (3.6), (3.7).

Запишемо вираз, який є розв'язком диференціального рівняння (3.20) та задовольняє умови (3.21):

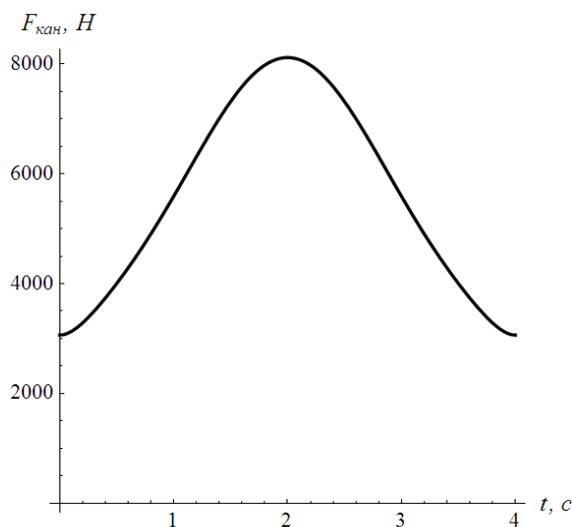
$$x_2 = \frac{t^6}{t_{1x}^{11}} (s_x (-252t^5 + 1386t^4 t_{1x} - 3080t^3 t_{1x}^2 + 3465t^2 t_{1x}^3 - 1980t t_{1x}^4 + 462 \times \\ \times t_{1x}^5) + (t - t_{1x}) t_{1x} (126t^4 - 560t^3 t_{1x} + 945t^2 t_{1x}^2 - 720t t_{1x}^3 + 210t_{1x}^4) v_x). \quad (3.22)$$

На основі залежності (3.22) отримаємо, після відповідних перетворень та спрощень, вираз, який описує кутову швидкість приводного двигуна механізму зміни вильоту баштового крана (3.23):

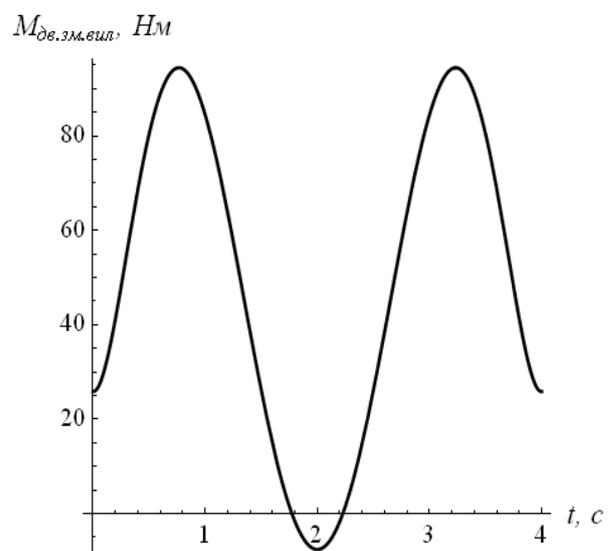
$$\omega_{об.х} = \dot{\phi}_{i_x} = \frac{i_x t}{c R_1 g t_{1x}^{11}} (gt^2(-2772s_x(t-t_{1x})^3(90(m_1+m_2)t^2+ct^4-2t(45(m_1+m_2)+ct^2)) \times \\ \times t_{1x} + (20(m_1+m_2)+ct^2)t_{1x}^2) + t_{1x}(1386t^5(90(m_1+m_2)+ct^2) - 6860t^4(72(m_1+m_2)+ct^2)) \times \\ \times t_{1x} + 13545t^3(56(m_1+m_2)+ct^2)t_{1x}^2 - 13320t^2(42(m_1+m_2)+ct^2)t_{1x}^3) + 6510t(30(m_1+m_2) + \\ + ct^2)t_{1x}^4 - 1260(20(m_1+m_2)+ct^2)t_{1x}^5)v_x) + 1260l(t-t_{1x})(ct^2(t-t_{1x})^2(-22s_x(9t^2-9tt_{1x} + \\ + 2t_{1x}^2) + t_{1x}(99t^2-95tt_{1x}+20t_{1x}^2)v_x) + 12m_1(-22s_x(42t^4-84t^3t_{1x}+56t^2t_{1x}^2-14tt_{1x}^3+t_{1x}^4) + t_{1x} \times \\ \times (462t^4-910t^3t_{1x}+595t^2t_{1x}^2-145tt_{1x}^3+10t_{1x}^4)v_x))), \quad (3.23)$$

де i_x - загальне передаточне число привода механізму зміни вильоту баштового крана. Для кінематичних та динамічних функцій механізму зміни вильоту вантажу баштового крана побудуємо графіки (рис. 3.2). Графіки побудовані при параметрах наведених у розділі 2.

Порівняльний аналіз графіків представлених на рис. 2.5-2.6 та рис. 3.2 показує, що максимальне значення зусилля у канаті майже не змінилося. Момент на валу двигуна зменшився. Кутова швидкість канатного барабану має знакозмінний характер, що характерно також і для швидкості візка. Це можна пояснити значною довжиною канату та невеликою тривалістю розгону візка.



а)



б)

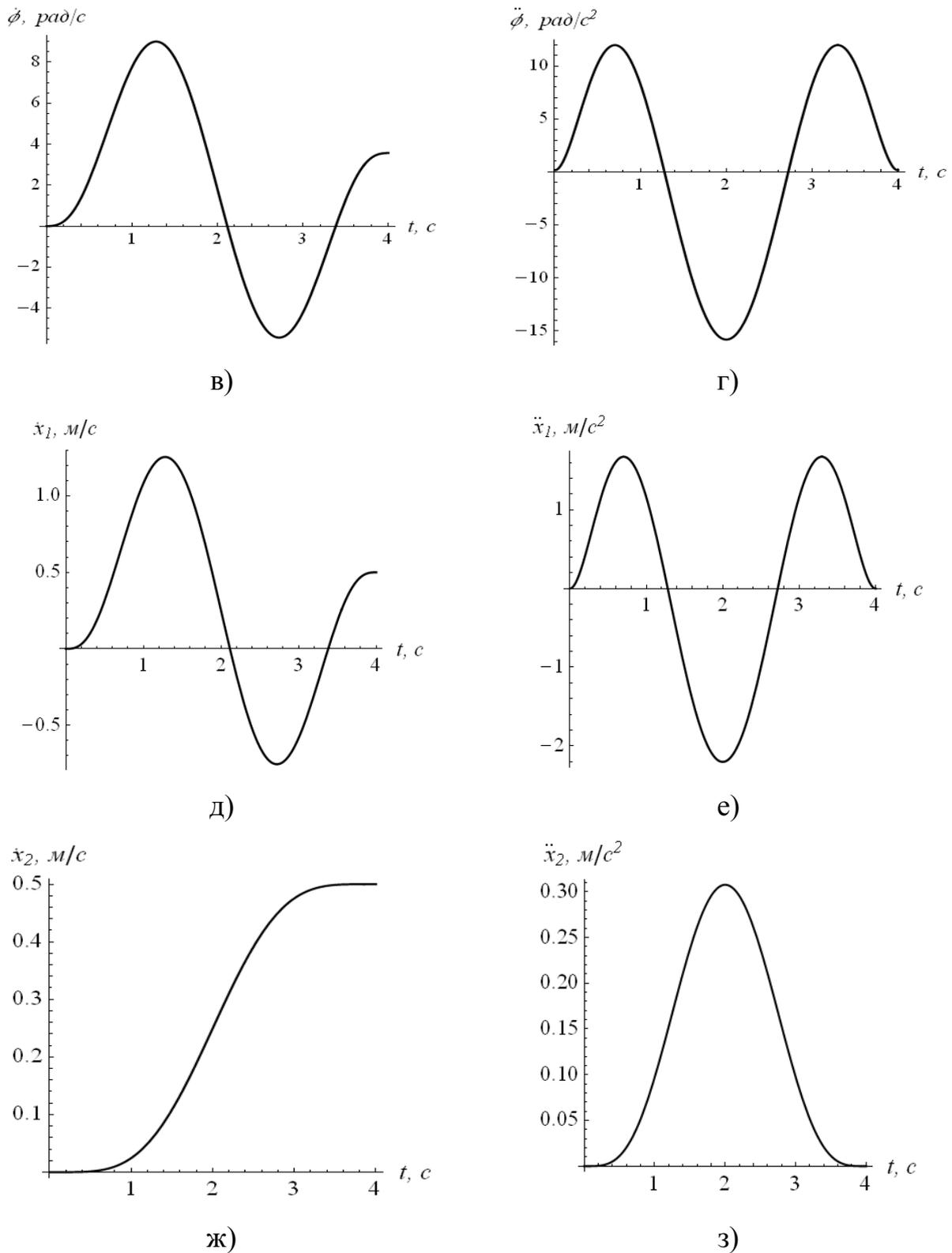


Рис. 3.2. Графіки функцій, що відповідають руху механізму зміни вильоту крана за оптимальним законом (3.23): зусилля у тяговому канаті (а); момент на валу двигуна (б); швидкість (в) та прискорення (г) канатного барабана; швидкість (д) та прискорення (е) візка; швидкість (ж) та прискорення (з) вантажу.

Збільшивши тривалість розгону або зменшивши довжину гнучкого підвісу, можна добитись незмінності знаку кутової швидкості канатного барабана та лінійної швидкості візка (рис. 3.3).

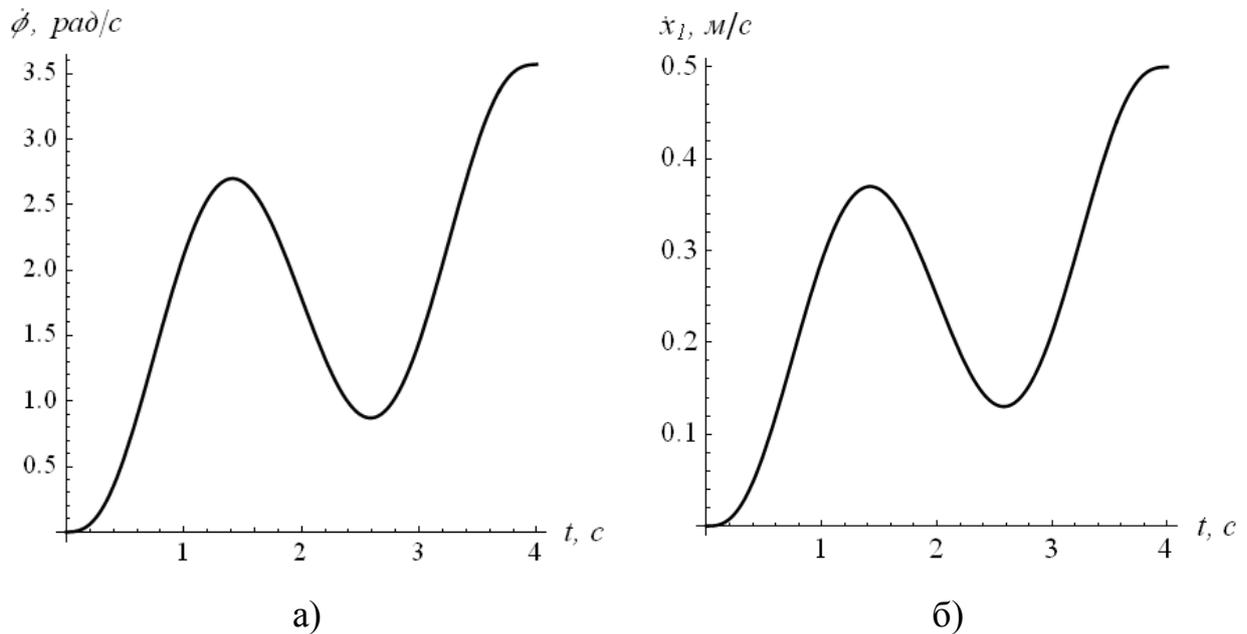


Рис. 3.3. Графіки функцій, що відповідають руху механізму зміни вильоту крана за оптимальним законом (3.23): швидкість канатного барабану (а); швидкість візка (б) при довжині гнучкого підвісу 10 метрів.

Аналіз графіків на рис. 3.3 показує їх збіг. Це означає, що тяговий канат, який використовується для приводу візка, має значну жорсткість, яка „синхронізує” кінематичні функції канатного барабана і візка: в результаті вони мало відрізняються. При $c \rightarrow \infty$ динамічна модель (рис. 2.2) переходить у двомасову у якій момент інерції приводу візка можна привести до його маси, яка рухається поступально. Однак, в дійсності $c \neq \infty$ і необхідно враховувати жорсткість зв'язку, якщо цього не зробити, то коливання елементів механізму зміни вильоту баштового крана залишаться.

Критерієм оптимізації також є наступний інтегральний функціонал:

$$I_{\varphi R_1 - x_1} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} (\varphi R_1 - x_1)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_{1x} c^2} \int_0^{t_{1x}} \left(m_1 \frac{l}{g} \ddot{x}_2 + (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 + W \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.24)$$

Функціонал (3.24) відображає середньоквадратичне значення зусилля за час розгону механізму зміни вильоту крана, яке діє у тяговому канаті. Мінімізація цього функціоналу дозволить зменшити діючі у канаті зусилля, що призведе до збільшення його надійності та довговічності.

Умовою мінімуму інтегралу у виразі (3.24) є рівняння Ейлера-Пуассона, яке записується таким чином:

$$x_2^{VIII} + 2k_1^2 x_2^{VI} + k_1^4 x_2^{IV} = 0, \quad (3.25)$$

де k_1 - частота власних маятникових коливань вантажу відносно точки його

підвісу ($k_1 = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1} \frac{g}{l}}$).

Із теорії диференціальних рівнянь відомо, що розв'язок диференціального рівняння буде мати стільки постійних інтегрування який його порядок. Рівняння (3.25) має вісім постійних інтегрування, для знаходження яких необхідно поставити вісім крайових умов. Кількість початкових умов рівна шести: приймаються нульові початкові швидкості та переміщення мас візка вантажу та канатного барабана. Отже, кількість кінцевих умов дорівнюватиме двом, а це означає, що розв'язок рівняння (3.25) не можна використати для усунення коливань елементів механізму зміни вильоту баштового крана.

Для отримання необхідного рівняння, яке дасть змогу синтезувати оптимальний закон руху із усуненням коливань елементів механізму зміни вильоту необхідно використати критерій більш високого порядку, наприклад:

$$I_{\ddot{\phi}R_1 - \ddot{x}_1} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} (\ddot{\phi}R_1 - \ddot{x}_1)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_{1x} c^2} \int_0^{t_{1x}} \left(m_1 \frac{l}{g} x_2^{VI} + (m_1 + m_2) x_2^{IV} \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.26)$$

Умовою мінімуму критерію (3.26) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x_2^{XII} + 2k_1^2 x_2^{VIII} + k_1^4 x_2^{IV} = 0, \quad (3.27)$$

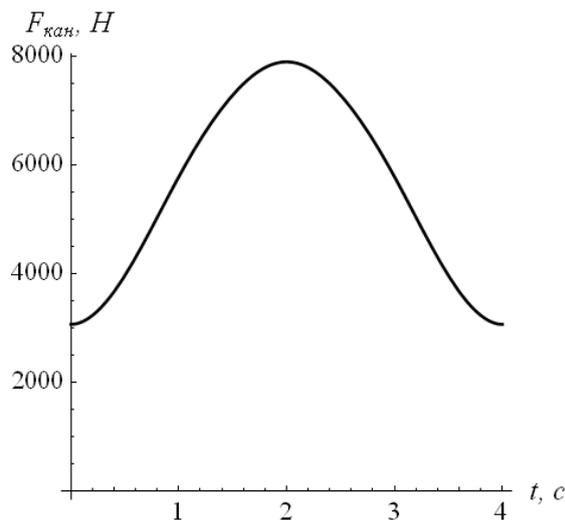
розв'язок якого має такий вигляд:

$$x_2 = (C_1 + C_2 t) \sin k_1 t + (C_3 + C_4 t) \cos k_1 t + C_5 t^7 + C_6 t^6 + C_7 t^5 + C_8 t^4 + C_9 t^3 + C_{10} t^2 + C_{11} t + C_{12}. \quad (3.28)$$

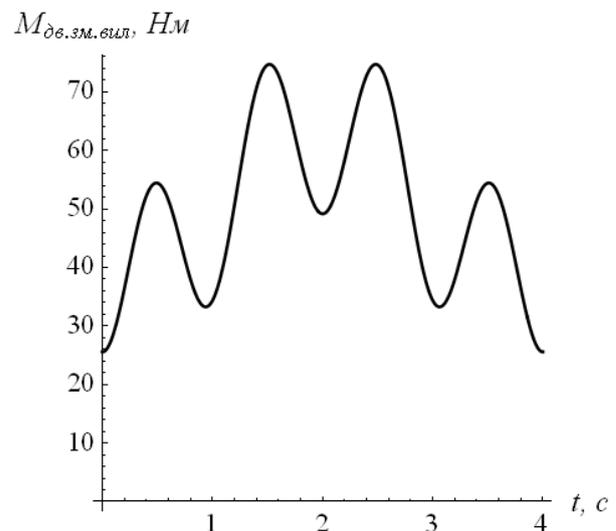
Для знаходження постійних інтегрування $C_1, C_2 \dots C_{12}$ необхідно використати умови (3.21). Не будемо зупинятись на знаходженні коефіцієнтів $C_1, C_2 \dots C_{12}$ і отриманні законів зміни кінематичних функцій вантажу, візка та канатного барабану. Зазначимо лише що ці вирази є досить громіздкими і тут усвідомлено не приводяться.

Приведемо графічні залежності для отриманого оптимального закону керування (рис. 3.4). Для кінематичних функцій руху окремих елементів механізму зміни вильоту крана доцільно приводити фазові портрети, за якими можна впевнитись, що коливання елементів даного механізму усуваються у кінці розгону (фазова точка переходить у початок координат).

Аналіз графіків на рис. 3.4 вказує на невеликі навантаження у канаті та моменту на валу двигуна привода механізму зміни вильоту крана.



а)



б)

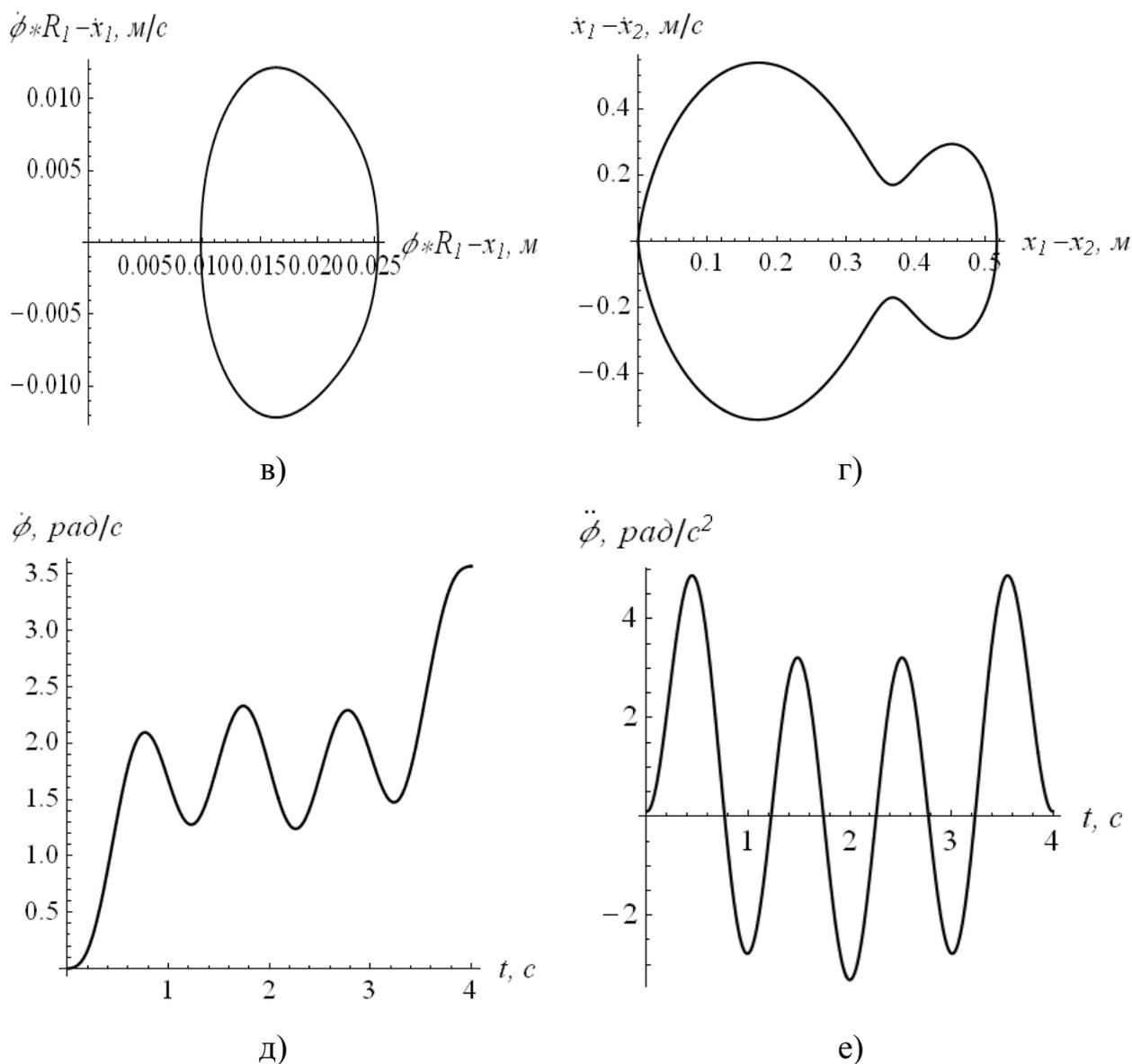


Рис. 3.4. Графіки функцій, що відповідають руху механізму зміни вильоту крана за оптимальним законом (3.28): зусилля у тяговому канаті (а); момент на валу двигуна (б); фазовий портрет у координатах „абсолютний розтяг тягового канату – швидкість абсолютного розтягу тягового канату” (в); фазовий портрет у координатах „відносне відхилення вантажу відносно точки його підвісу – швидкість відносного відхилення вантажу відносно точки його підвісу” (г); кутова швидкість канатного барабана (д); кутове прискорення канатного барабана (е).

Фазовий портрет, наведений на рис. 3.4 (в) показує, що фазова точка у кінці розгону повертається у місце, з якого вона вийшла, тобто коливання

тягового канату відсутні. Те, що точка виходить не з початку координат можна пояснити тим, що у початковий момент часу тяговий канат вже навантажений силою статичного опору W , тобто має початковий розтяг.

Кінематичні функції канатного барабана мають коливальний характер, що у деяких випадках є небажаним, оскільки може викликати неконтрольовані коливання у приводі механізму зміни вильоту баштового крана.

Загалом, графіки наведені на рис. 3.4 мають плавний характер зміни, що позитивно позначається на режимах руху механізму: збільшується його надійність та довговічність.

Поставимо оптимізаційну задачу: знайти екстремаль функціонала:

$$I_{\varphi R_1 - x_2} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} (\varphi R_1 - x_2)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_{1x} c^2} \int_0^{t_{1x}} \left(m_1 \frac{l}{g} x_2 + (m_1 + m_2 + \frac{lc}{g}) \ddot{x}_2 + W \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.29)$$

Мінімум критерію (3.29) знаходиться за допомогою необхідної умови – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x_2^{VIII} + 2k_2^2 x_2^{VI} + k_2^4 x_2^{IV} = 0, \quad (3.30)$$

де k_2 – деякий коефіцієнт ($k_2 = \sqrt{\left(\frac{m_1 + m_2}{c} + \frac{l}{g} \right) \frac{cg}{m_1 l}}$).

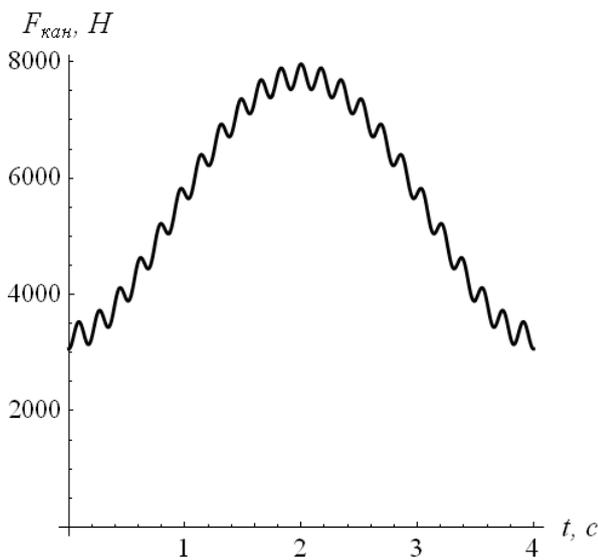
Рівняння (3.29) не може використовуватись для знаходження оптимального закону руху механізму зміни вильоту крана, оскільки не задовольняє умові усунення коливань елементів механізму. Тому поставимо критерій більш високого порядку:

$$I_{\varphi R_1 - \ddot{x}_2} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} (\varphi R_1 - \ddot{x}_2)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_{1x} c^2} \int_0^{t_{1x}} \left(m_1 \frac{l}{g} x_2 + (m_1 + m_2 + \frac{lc}{g}) \ddot{x}_2 \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.31)$$

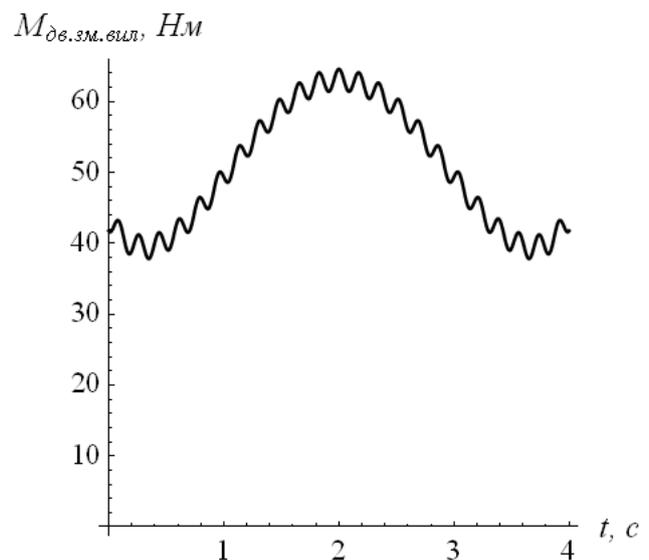
Умовою мінімуму критерію (3.30) є рівняння Ейлера-Пуассона, яке записується у такому вигляді:

$$x_2 + 2k_2^2 x_2 + k_2^4 x_2 = 0. \quad (3.32)$$

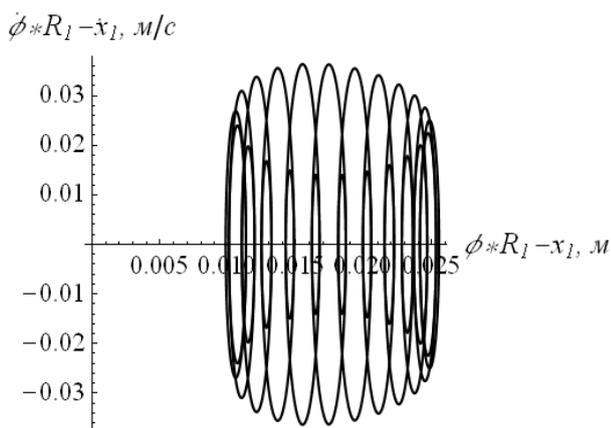
Відмітимо подібність диференціальних рівнянь (3.27) і (3.32) (вони відрізняються лише коефіцієнтами при відповідних доданках) та однаковість крайових умов, при яких вони розв'язуються. Це означає, що немає необхідності шукати розв'язок крайової задачі (3.12), (3.32) – для того, щоб знайти екстремаль критерію (3.31) необхідно у виразі екстремалі критерію (3.26) замінити коефіцієнти k_1 на k_2 . Приведемо графіки отриманих функцій, аналогічні тим, які показані на рис. 3.4.



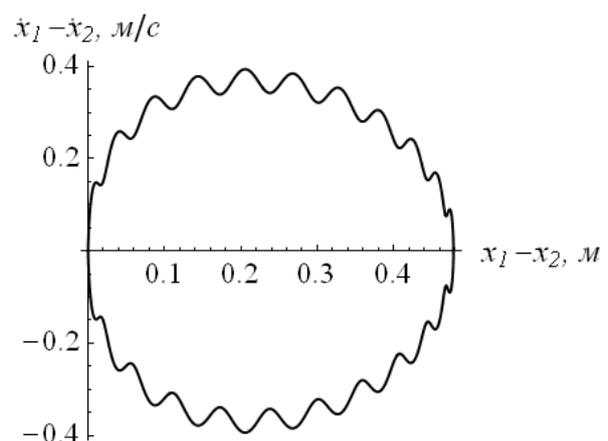
а)



б)



в)



г)

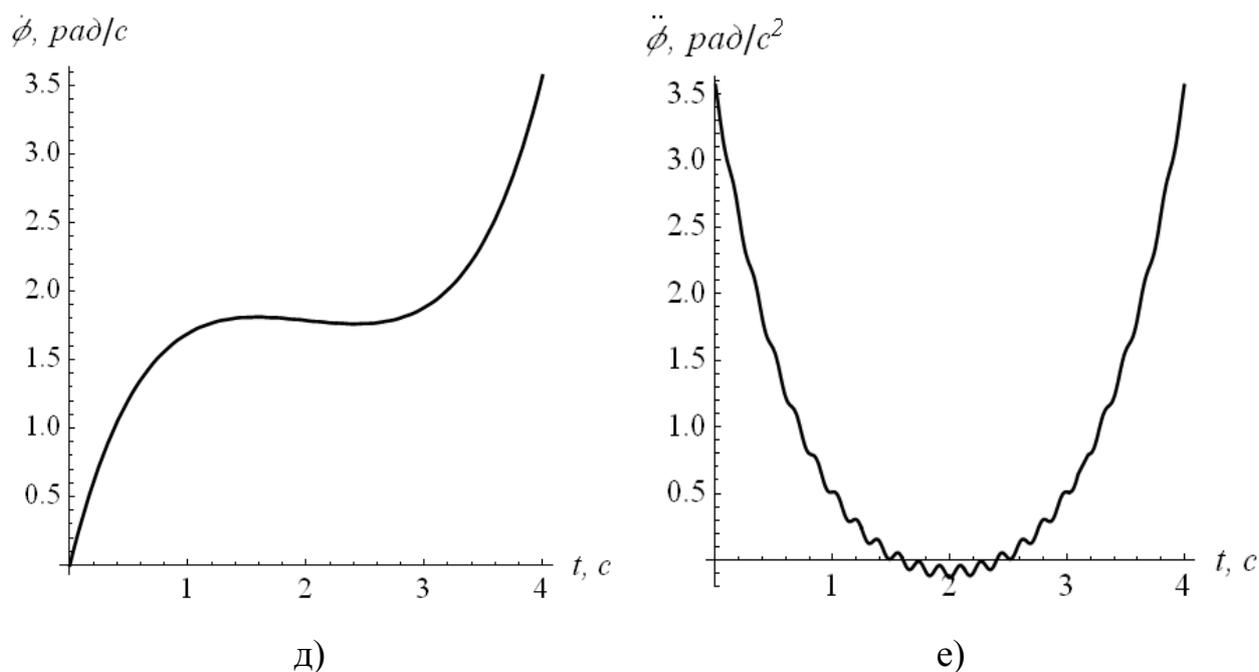


Рис. 3.5. Графіки функцій, що відповідають руху механізму зміни вильоту крана за функцією екстремалі критерію (3.31) : зусилля у тяговому канаті (а); момент на валу двигуна (б); фазовий портрет у координатах „абсолютний розтяг тягового канату – швидкість абсолютного розтягу тягового канату” (в); фазовий портрет у координатах „відносне відхилення вантажу відносно точки його підвісу – швидкість відносного відхилення вантажу відносно точки його підвісу” (г); кутова швидкість канатного барабана (д); кутове прискорення канатного барабана (е)

Аналіз графіків, приведених на рис. 3.5, показує їх коливальний характер. Ці коливання мають високу частоту, величина якої залежить від параметрів тягового канату. Реалізація такого закону на практиці може бути пов'язана з певними труднощами, оскільки силовий перетворювач та приводний двигун у деяких випадках не в змозі будуть відпрацювати необхідну кутову швидкість або електромагнітний момент двигуна. Це пов'язано із тим, що вони мають високочастотну складову, частота якої може бути порівняна із частотою коливань електромагнітного моменту двигуна.

3.4.2. Оптимізація розгону механізму зміни вильоту вантажу за кінематичними критеріями більш високого порядку

Виконаємо оптимізацію режиму розгону механізму зміни вильоту баштового крана за кінематичним критерієм більш високого порядку:

$$I_{\ddot{\varphi}R_1 - \ddot{x}_1} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} (\ddot{\varphi}R_1 - \ddot{x}_1)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_{1x} c^2} \int_0^{t_{1x}} \left(m_1 \frac{l}{g} x_2 + (m_1 + m_2) x_2 \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (3.33)$$

Умовою мінімуму критерію (3.33) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$x_2 + 2k_1^2 x_2 + k_1^4 x_2 = 0, \quad (3.34)$$

розв'язок якого має такий вигляд:

$$x_2 = (C_1 + C_2 t) \sin k_1 t + (C_3 + C_4 t) \cos k_1 t + C_5 t^7 + C_6 t^6 + C_7 t^7 + C_8 t^6 + C_9 t^5 + C_{10} t^4 + C_{11} t^3 + C_{12} t^2 + C_{13} t + C_{14}. \quad (3.35)$$

Для знаходження постійних інтегрування $C_1, C_2 \dots C_{14}$ необхідно використати такі крайові умови:

$$\begin{cases} x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{\ddot{x}}_2(0) = x_2^{IV}(0) = \dot{x}_2^V(0) = 0; \\ x_2(t_{1x}) = s_x; \dot{x}_2(t_{1x}) = v_x; \ddot{x}_2(t_{1x}) = \ddot{\ddot{x}}_2(t_{1x}) = x_2^{IV}(t_{1x}) = \dot{x}_2^V(t_{1x}) = 0. \end{cases} \quad (3.36)$$

Після знаходження невідомих коефіцієнтів $C_1, C_2 \dots C_{14}$ та спрощення виразу (3.35) отримали функцію, яка доставляє мінімуму критерію (3.33). Надалі проілюструємо отриманий розв'язок оптимізаційної задачі (рис. 3.6). Тут навмисне не приводиться вираз екстремалі критерію (3.33), оскільки він має значний об'єм.

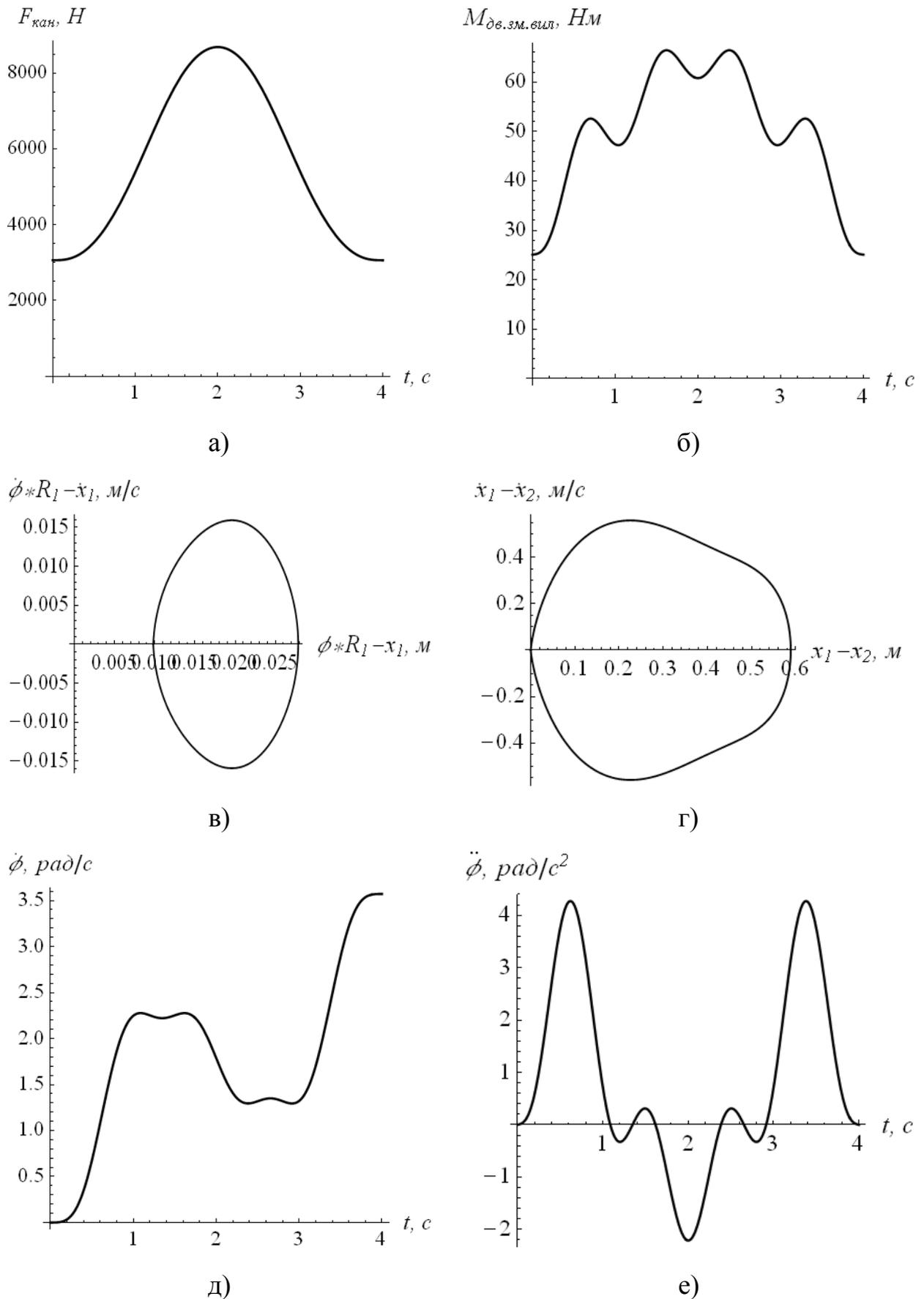


Рис. 3.6. Графіки функцій, що відповідають руху механізму зміни вильоту крана за оптимальним законом (3.35): зусилля у тяговому канаті (а); момент

на валу двигуна (б); фазовий портрет у координатах „абсолютний розтяг тягового канату – швидкість абсолютного розтягу тягового канату” (в); фазовий портрет у координатах „відносне відхилення вантажу відносно точки його підвісу – швидкість відносного відхилення вантажу відносно точки його підвісу” (г); кутова швидкість канатного барабана (д); кутове прискорення канатного барабана (е).

Порівняльний аналіз графіків приведених на рис. 3.4 та рис. 3.6 показує, що максимальне значення зусилля у тяговому канаті при законі руху (3.35) збільшилось, але незначно, при цьому канат навантажується більш повільно, аніж при законі (3.28).

Коливання моменту приводного двигуна зберігаються, однак їх амплітуда зменшилась. Крім того, коливання кутової швидкості канатного барабана також зменшились.

Отриманий розв’язок оптимізаційної задачі (3.33), (3.36) можна також поширити на іншу задачу, як це було зроблено у попередньому підпункті. Дійсно, вираз (3.35) є екстремаллю функціонала:

$$I_{\ddot{\varphi}R_1 - \ddot{x}_2} = \left[\frac{1}{t_{1x}} \int_0^{t_{1x}} (\ddot{\varphi}R_1 - \ddot{x}_2)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{t_{1x}c^2} \int_0^{t_{1x}} \left(m_1 \frac{l}{g} \ddot{x}_2 + \left(m_1 + m_2 + \frac{lc}{g} \right) \ddot{x}_2 \right)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min, \quad (3.37)$$

якщо замість коефіцієнту k_1 підставити коефіцієнт k_2 .

Приведемо графіки функцій, які отримані у результаті цієї операції (рис. 3.7). Аналіз графіків, зображених на рис. 3.7, та їх порівняння із графіками на рис. 3.5 показує, що високочастотна складова коливань у кінематичних та динамічних функціях зменшилась, а плавність руху елементів механізму зміни вильоту крана збільшилась. Це є бажаною характеристикою в отриманому оптимальному законі керування.

Необхідно зробити загальне зауваження: отримані оптимальні закони керування використовуються на етапі руху всіх елементів механізму зміни вильоту крана, тобто вважається, що тяговий канат вже натягнутий.

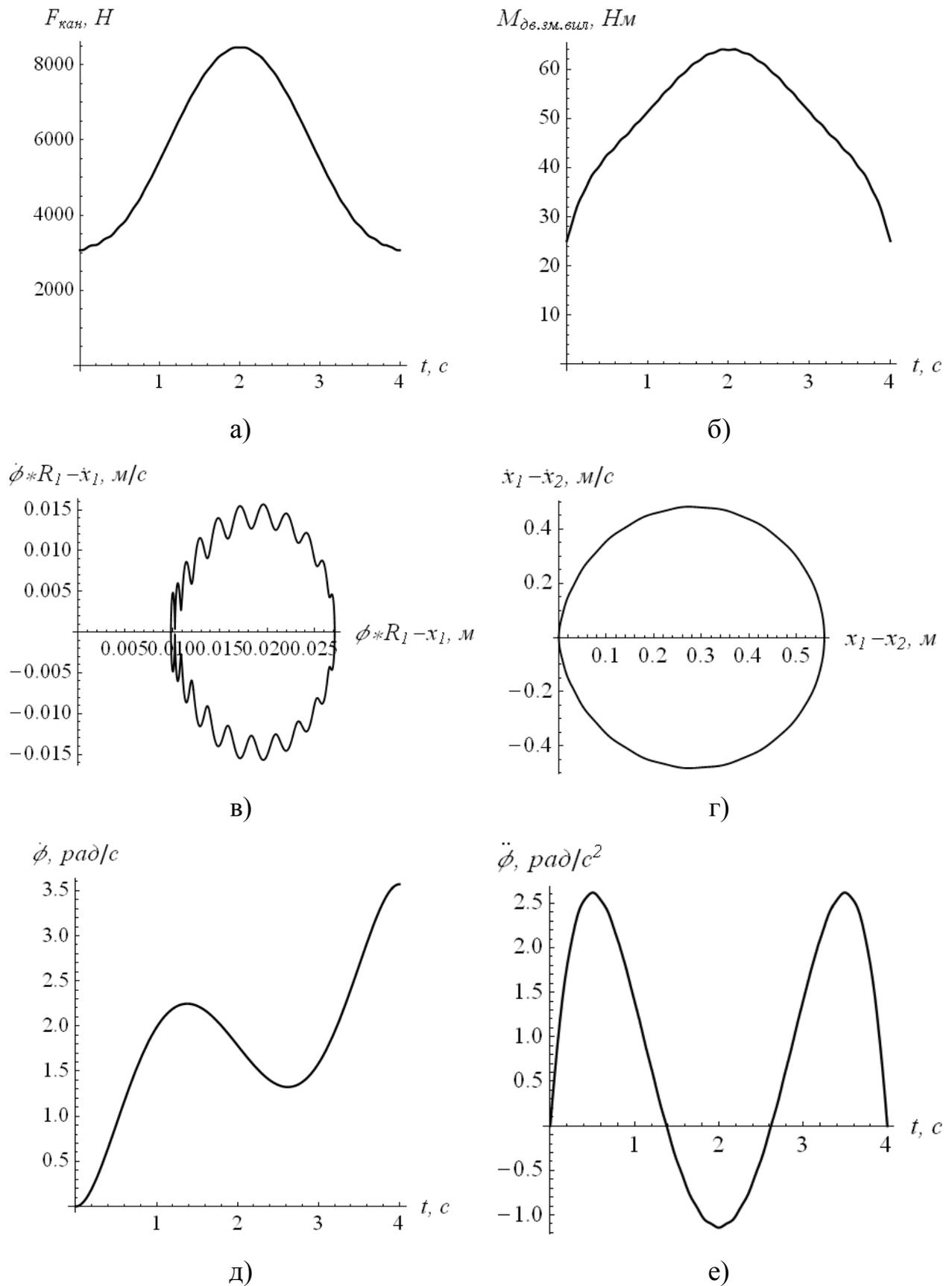


Рис. 3.7. Графіки функцій, що відповідають руху механізму зміни вильоту крана за оптимальним законом (3.35): зусилля у тяговому канаті (а); момент на валу двигуна (б); фазовий портрет у координатах „абсолютний розтяг

тягового канату – швидкість абсолютного розтягу тягового канату” (в); фазовий портрет у координатах „відносне відхилення вантажу відносно точки його підвісу – швидкість відносного відхилення вантажу відносно точки його підвісу” (г); кутова швидкість канатного барабана (д); кутове прискорення канатного барабану (е).

Взагалі, збільшення порядку оптимізаційного критерію дозволяє отримати оптимальні закони, які характеризуються більшою плавністю та меншими максимальними значеннями моментів приводного двигуна у порівнянні із критеріями, використаними у п.п. 3.4.1, хоча максимальне значення натягу канату збільшується незначно.

Усі отримані у розділі 3 оптимальні закони керування будуть у подальшому експериментальним шляхом перевірені за різноманітними показниками із реальними законами руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.

Результати третього розділу відображені у роботі [99].

Висновки до третього розділу

1. Вибрано оптимізаційні критерії та метод (варіаційне числення), за допомогою якого здійснюється оптимізація режиму розгону механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.
2. Знайдено кінцеві умови, які забезпечують усунення коливань елементів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. Отримані кінцеві умови дали змогу встановити порядок оптимізаційних критеріїв, за якими проводиться оптимізація режимів руху вказаних механізмів.
3. Синтезовано оптимальний закон руху механізму підйому вантажу, який дозволяє мінімізувати середньоквадратичну різницю прискорень мас вантажу та приведеної маси приводного механізму.
4. Знайдено оптимальні за різними критеріями закони зміни кінематичних та динамічних характеристик механізму зміни вильоту баштового крана. Отримані закони проаналізовано за допомогою їх графічного представлення. Всі отримані закони руху механізму зміни вильоту усувають коливання його елементів (коливання вантажу відносно точки підвісу та коливання візка відносно точки приведення обертових частин приводного механізму) і характеризуються плавністю зміни у часі.
5. Отримані оптимальні закони руху механізмів зміни вильоту крана та підйому вантажу справедливі для випадку одночасного руху усіх елементів механізмів, тобто після того, як тягові канати вже натягнені відповідними силами (розглядається етап руху динамічної системи після вибору провису та натягу каната).

РОЗДІЛ 4

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Програма експериментальних досліджень

Мета проведення експериментальних досліджень полягає у перевірці кореляції теоретичних та експериментальних даних, отриманих у розділах 2 і 3. На основі цієї перевірки буде зроблений висновок щодо можливості їх реалізації за допомогою керування приводами. Для цього спочатку потрібно експериментальним шляхом виміряти основні характеристики руху елементів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана при їх роботі на природних механічних характеристиках приводів та при керуванні приводами цих механізмів за розрахованими оптимальними законами. Це дозволить оцінити характер руху елементів механізмів за різних способів керування, та обрати найефективніший з них для реалізації оптимальних законів руху на практиці.

Проведення експериментальних досліджень на реальному баштовому крані не представляється можливим, в зв'язку з низкою причин, що стосуються безпеки, складності монтажу і вартості керуючого та вимірювального обладнання. Тому експериментальні дослідження рекомендується проводити на фізичній моделі. В якості фізичної моделі механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана виступає лабораторна модель стрілової системи крана з відповідними механізмами. Побудова фізичної моделі для проведення експериментальних досліджень можлива завдяки використанню теорії подібності [100].

Програма експериментальних досліджень складається із таких етапів:

- розрахунок параметрів фізичної (лабораторної) моделі;
- побудова фізичної моделі стрілової системи баштового крана та механізмів зміни вильоту і підйому вантажу для проведення експериментальних досліджень в лабораторних умовах;

- розробка схеми керування приводами механізмів, підбір обладнання та монтаж електричного щита керування;
- підбір та підключення вимірювально-реєструючого обладнання для реєстрації показників основних параметрів руху фізичної моделі;
- розробка програмного забезпечення для керування механізмами фізичної моделі;
- проведення експериментів для визначення основних параметрів руху механізмів при русі механізмів на природних механічних характеристиках приводів та при оптимальному керуванні;
- вибір методики обробки отриманих експериментальних даних.

4.2. Визначення параметрів фізичної моделі

Побудова фізичної моделі, яка б в необхідній мірі відображала характер процесів, що притаманні реальній системі часто перетворюється на досить складну задачу. Точне відтворення в фізичній моделі динаміки складних просторово-часових відношень між елементами, з яких складається механізм та всієї багатогранності її зв'язків із зовнішнім середовищем практично неможливе. Крім того, при визначенні параметрів фізичної моделі необхідно враховувати, що її розмір повинен бути транспортабельним та таким, що вільно розміститься в дослідній лабораторії і не буде створювати небезпеки для її операторів. Також треба пам'ятати, що зменшуючи розміри фізичної моделі необоротно зменшується точність отриманих експериментальним шляхом результатів. Виходячи із вищезазначеного та застосовуючи теорему подібності, визначають необхідні параметри фізичної моделі.

Використовуючи теорему подібності, записуються умови подібності для механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана, режими руху яких описуються системами диференціальних рівнянь (2.16) та (2.17). Виразимо параметри натурної машини через відповідні параметри її фізичної моделі і коефіцієнти подібності:

- для механізму зміни вильоту:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{1H} = v_{m_1} m_{1M}; \\ m_{2H} = v_{m_2} m_{2M}; \\ J_{1H} = v_{J_1} J_{1M}; \\ c_H = v_c c_M; \\ R_{1H} = v_{R_1} R_{1M}; \\ l_H = v_l l_M; \\ x_{1H} = v_{x_1} x_{1M}; \\ x_{2H} = v_{x_2} x_{2M}; \\ \varphi_H = v_\varphi \varphi_M; \\ M_{1H} = v_{M_1} M_{1M}; \\ W_H = v_W W_M; \\ t_H = v_t t_M; \end{array} \right. \quad (4.1)$$

- для механізму підйому вантажу:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\psi H} = v_{m_\psi} m_{\psi M}; \\ m_{n2H} = v_{m_{n2}} m_{n2M}; \\ c_{nH} = v_{nc} c_{nM}; \\ y_{2H} = v_{y_2} y_{2M}; \\ y_{\psi H} = v_{y_\psi} y_{\psi M}; \\ F_{\psi H} = v_{F_\psi} F_{\psi M}, \end{array} \right. \quad (4.2)$$

де m_{1H} , m_{2H} , x_{1H} , x_{2H} , W_H , l_H , R_{1H} , J_{1H} , M_{1H} , φ_H , c_H , $m_{\psi H}$, m_{n2H} , $F_{\psi H}$, c_{nH} , $y_{\psi H}$, y_{2H} – параметри механізмів підйому та зміни вильоту натурального крана із вантажем;

m_{1M} , m_{2M} , x_{1M} , x_{2M} , W_M , l_M , R_{1M} , J_{1M} , M_{1M} , φ_M , c_M , $m_{\psi M}$, m_{n2M} , $F_{\psi M}$, c_{nM} , $y_{\psi M}$, y_{2M} – відповідні їм параметри моделі;

v_{m_1} , v_{m_2} , v_{x_1} , v_{x_2} , v_W , v_l , v_{R_1} , v_{J_1} , v_{M_1} , v_φ , v_c – коефіцієнти подібності (для механізму зміни вильоту вантажу) мас візка та вантажу, положення візка та вантажу, сили статичного опору переміщенню візка, довжини гнучкого

підвісу, радіуса канатного барабану, моменту інерції канатного барабану, приводного моменту та кута повороту канатного барабану, жорсткості тягового канату відповідно;

v_{m_ψ} , $v_{m_{n_2}}$, v_{F_ψ} , v_{c_n} , v_{y_ψ} , v_{y_2} – коефіцієнти подібності (для механізму підйому вантажу) приведених мас механізму підйому і вантажу, приводного зусилля механізму підймання, жорсткості каната, положень механізму підйому та вантажу відповідно.

Рівняння, які подібні рівнянням (2.16) та (2.17), для натурального крана з вантажем та його моделі з урахуванням систем (4.1) та (4.2) мають вигляд:

$$\begin{cases} J_{1H} \cdot \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2} + c_H R_{1H} (\varphi_H R_{1H} - x_{2H}) = M_{1H}; \\ J_{1M} \cdot \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2} + c_M R_{1M} (\varphi_M R_{1M} - x_{2M}) = M_{1M}; \end{cases} \quad (4.3)$$

$$\begin{cases} m_{1H} \frac{d^2 x_{1H}}{dt^2} - c_H (\varphi_H R_{1H} - x_{1H}) - m_{2H} \cdot g \frac{x_{1H} - x_{2H}}{l_H} = -W_H; \\ m_{1M} \frac{d^2 x_{1M}}{dt^2} - c_M (\varphi_M R_{1M} - x_{1M}) - m_{2M} \cdot g \frac{x_{1M} - x_{2M}}{l_M} = -W_M; \end{cases} \quad (4.4)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 x_{2H}}{dt^2} = g \frac{x_{1H} - x_{2H}}{l_H}; \\ \frac{d^2 x_{2M}}{dt^2} = g \frac{x_{1M} - x_{2M}}{l_M}. \end{cases} \quad (4.5)$$

$$\begin{cases} m_{\psi H} \frac{d^2 y_{\psi H}}{dt^2} = F_{\psi H} - c_{nH} (y_{\psi H} - y_{2H}); \\ m_{\psi M} \frac{d^2 y_{\psi M}}{dt^2} = F_{\psi M} - c_{nM} (y_{\psi M} - y_{2M}); \end{cases} \quad (4.6)$$

$$\begin{cases} m_{n2H} \frac{d^2 y_{2H}}{dt^2} = c_{nH} (y_{\psi H} - y_{2H}) - F_{2H}; \\ m_{n2M} \frac{d^2 y_{2M}}{dt^2} = c_{nM} (y_{\psi M} - y_{2M}) - F_{2M}. \end{cases} \quad (4.7)$$

Враховуючи подібність моделі стрілової системи й натурної стрілової системи баштового крана, поділимо відповідні доданки рівнянь (4.3-4.7) між собою і запишемо співвідношення:

$$\frac{J_{1H} \cdot \frac{d^2 \varphi_H}{dt^2}}{J_{1M} \cdot \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{c_H R_{1H} \varphi_H R_{1H}}{c_M R_{1M} \varphi_M R_{1M}} = \frac{c_H R_{1H} x_{2H}}{c_M R_{1M} x_{2M}} = \frac{M_{1H}}{M_{1M}}; \quad (4.8)$$

$$\frac{m_{1H} \frac{d^2 x_{1H}}{dt^2}}{m_{1M} \frac{d^2 x_{1M}}{dt^2}} = \frac{c_H \varphi_H R_{1H}}{c_M \varphi_M R_{1M}} = \frac{c_H x_{1H}}{c_M x_{1M}} = \frac{\frac{m_{2H}}{l_H} x_{1H}}{\frac{m_{2M}}{l_M} x_{1M}} = \frac{\frac{m_{2H}}{l_H} x_{2H}}{\frac{m_{2M}}{l_M} x_{2M}} = \frac{W_H}{W_M}; \quad (4.9)$$

$$\frac{\frac{d^2 x_{2H}}{dt^2}}{\frac{d^2 x_{2M}}{dt^2}} = \frac{\frac{x_{1H}}{l_H}}{\frac{x_{1M}}{l_M}} = \frac{x_{2H}}{x_{2M}}; \quad (4.10)$$

$$\frac{m_{\psi H} \frac{d^2 y_{\psi H}}{dt^2}}{m_{\psi M} \frac{d^2 y_{\psi M}}{dt^2}} = \frac{F_{\psi H}}{F_{\psi M}} = \frac{c_{nH} y_{\psi H}}{c_{nM} y_{\psi M}} = \frac{c_{nH} y_{2H}}{c_{nM} y_{2M}}; \quad (4.11)$$

$$\frac{m_{n2H} \frac{d^2 y_{2H}}{dt^2}}{m_{n2M} \frac{d^2 y_{2M}}{dt^2}} = \frac{c_{nH} y_{\psi H}}{c_{nM} y_{2M}} = \frac{c_{nH} y_{2H}}{c_{nM} y_{\psi M}} = \frac{F_{2H}}{F_{2M}}. \quad (4.12)$$

Використавши залежності (4.1) та (4.2), перепишемо рівняння (4.8-4.12):

$$\frac{v_{J_1} J_{1M} \cdot \frac{d^2 v_{\varphi} \varphi_M}{d(v_1 t)^2}}{J_{1M} \cdot \frac{d^2 \varphi_M}{dt^2}} = \frac{v_c c_M v_{R_1} R_{1M} v_{\varphi} \varphi_M v_{R_1} R_{1M}}{c_M R_{1M} \varphi_M R_{1M}} = \frac{v_c c_M v_{R_1} R_{1M} v_{x_2} x_{2M}}{c_M R_{1M} x_{2M}} = \frac{v_{M_1} M_{1M}}{M_{1M}}; \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} & \frac{v_{m_1} m_{1M} \frac{d^2 v_{x_1} x_{1M}}{d(v_1 t)^2}}{m_{1M} \frac{d^2 x_{1M}}{dt^2}} = \frac{v_c c_M v_{\varphi} \varphi_M v_{R_1} R_{1M}}{c_M \varphi_M R_{1M}} = \frac{v_c c_M v_{x_2} x_{2M}}{c_M x_{2M}} = \\ & = \frac{\frac{v_{m_2} m_{2M}}{v_l l_M} v_{x_1} x_{1M}}{\frac{m_{2M}}{l_M} x_{1M}} = \frac{\frac{v_{m_2} m_{2M}}{v_l l_M} v_{x_2} x_{2M}}{\frac{m_{2M}}{l_M} x_{2M}} = \frac{v_W W_H}{W_M}; \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\frac{\frac{d(v_1 t)^2}{d^2 v_{x_2} x_{2M}}}{\frac{d^2 x_{2M}}{dt^2}} = \frac{\frac{v_M l_M}{x_{1M}}}{\frac{x_{1M}}{l_M}} = \frac{v_M l_M}{x_{2M}}; \quad (4.15)$$

$$\frac{v_{m_{\psi}} m_{\psi M} \frac{d^2 v_{y_{\psi}} y_{\psi M}}{d(v_1 t)^2}}{m_{\psi M} \frac{d^2 y_{\psi M}}{dt^2}} = \frac{v_{F_{\psi}} F_{\psi M}}{F_{\psi M}} = \frac{v_{c_n} c_{nM} v_{y_{\psi}} y_{\psi M}}{c_{nM} y_{\psi M}} = \frac{v_{c_n} c_{nM} v_{y_2} y_{2M}}{c_{nM} y_{2M}}; \quad (4.16)$$

$$\frac{v_{m_{n_2}} m_{n_{2M}} \frac{d^2 v_{y_2} y_{2M}}{d(v_t t)^2}}{m_{n_{2M}} \frac{d^2 y_{2M}}{dt^2}} = \frac{v_{c_n} c_{nM} v_{y_\psi} y_{\psi M}}{c_{nM} y_{\psi M}} = \frac{v_{c_n} c_{nM} v_{y_2} y_{2M}}{c_{nM} y_{2M}} = \frac{v_{F_2} F_{2M}}{F_{2M}}. \quad (4.17)$$

Враховуючи теорему подібності та те, що символи диференціювання не мають розмірності, для отриманих співвідношень їх можна не враховувати. Скоротивши вирази (4.13-4.17) отримаємо наступні співвідношення між коефіцієнтами подібності:

$$v_{J_1} \frac{v_\varphi}{v_t^2} = v_c v_{R_1} v_\varphi v_{R_1} = v_c v_{R_1} v_{x_2} = v_{M_1}; \quad (4.18)$$

$$v_{m_1} \frac{v_{x_1}}{v_t^2} = v_c v_\varphi v_{R_1} = v_c v_{x_2} = v_{m_2} \frac{v_{x_1}}{v_l} = v_{m_2} \frac{v_{x_2}}{v_l} = v_W; \quad (4.19)$$

$$\frac{v_{x_2}}{v_t^2} = \frac{v_{x_1}}{v_l} = \frac{v_{x_2}}{v_l}; \quad (4.20)$$

$$v_{m_\psi} \frac{v_{y_\psi}}{v_t^2} = v_{F_\psi} = v_{c_n} v_{y_\psi} = v_{c_n} v_{y_2}; \quad (4.21)$$

$$v_{m_{n_2}} \frac{v_{y_2}}{v_t^2} = v_{c_n} v_{y_\psi} = v_{c_n} v_{y_2} = v_{F_2}. \quad (4.22)$$

З виразів (4.18-4.22) випливає:

$$v_{x_1} = v_{x_2} = v_x, \quad (4.23)$$

$$v_l = v_t^2, \quad (4.24)$$

$$v_{m_1} = v_{m_2} = v_m, \quad (4.25)$$

$$v_{M_1} = v_{R_1} v_W, \quad (4.26)$$

$$v_W = \frac{v_x v_m}{v_l}, \quad (4.27)$$

$$v_c = \frac{v_m}{v_l}, \quad (4.28)$$

$$v_{y_2} = v_{\psi} = v_y, \quad (4.29)$$

$$v_{m_{\psi}} = v_{m_2}, \quad (4.30)$$

$$v_{F_{\psi}} = v_{F_2} = v_F, \quad (4.31)$$

$$v_{\varphi} = \frac{v_x}{v_{R_1}}, \quad (4.32)$$

$$v_{c_n} = \frac{v_F}{v_y}. \quad (4.33)$$

В якості натурального об'єкта обираємо баштовий кран КБ-674, на основі технічних даних якого проводилися динамічні розрахунки (розділ 2). Параметри крана та його динамічної моделі приведені у табл. 2.1 та табл. 2.2. В якості моделі використаємо модель стрілової системи крана, технічні характеристики якої подані в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Основні технічні характеристики стрілової системи (модель)

Основні характеристики	Одиниця вимірювання	Величина
1	2	3
Вантажопідйомність	кг	100
Швидкість руху візка	м/с	0,46
Маса візка	кг	6
Потужність механізму приводу візка	кВт	0,18
Швидкість обертання вала двигуна	об/хв	1370
Передаточне число редуктора механізму переміщення візка	-	20

1	2	3
Найбільший виліт захватного пристрою	м	3,8
Найменший виліт захватного пристрою	м	1
Висота підйому	м	2,1
Швидкість підйому	м/с	0,23
Потужність електродвигуна приводу механізму підйому	кВт	0,55
Швидкість обертання вала електродвигуна приводу механізму підйому	об/хв	1370
Передаточне число редуктора механізму підйому вантажу	-	28,2

Знайдемо коефіцієнт подібності за масами (4.25): $v_m = \frac{m_{1H}}{m_{1M}} = \frac{250}{6} = 41,60$.

Таким чином, номінальній вантажопідйомності натурального крана відповідає маса вантажу фізичної моделі $m_{2M} = \frac{10000}{41,60} = 240$ кг.

Знайдемо коефіцієнти подібності радіусів канатних барабанів механізмів зміни вильоту натурни та моделі: $v_{R_1} = \frac{R_{1H}}{R_{1M}} = \frac{0,14}{0,055} = 2,55$.

Прийmemo, що виліт гака необхідно здійснити на 10 м стріли. Тоді знайдемо невідомий коефіцієнт подібності v_x : $v_x = \frac{x_H}{x_M} = \frac{10}{2,3} = 4,34$.

Розрахуємо коефіцієнт подібності лінійної швидкості руху візка $v_{\dot{x}}$:

$v_{\dot{x}} = \frac{\dot{x}_H}{\dot{x}_M} = \frac{0,61}{0,46} = 1,32$. Також можемо записати іншу формулу для знайденого

коефіцієнта $v_{\dot{x}} = \frac{v_x}{v_t}$, звідки знайдемо $v_t = \frac{v_x}{v_{\dot{x}}}$. Підставивши відповідні значення

отримаємо: $v_t = \frac{4,34}{1,32} = 3,27$. Тепер, використовуючи формулу (4.24), знайдемо

коефіцієнт подібності v_l : $v_l = v_l^2 = 3,27^2 = 10,69$. Розрахунки показують, що максимальна довжина гнучкого підвісу, яку можна змоделювати у лабораторних умовах рівна: $l_H = v_l l_M = 10,69 \cdot 2,1 = 22,25$ м.

Проведемо розрахунки для коефіцієнта v_{M_1} . Десяте рівняння системи рівнянь (4.1) можна подати у такому вигляді:

$$v_{M_1} = \frac{P_H \eta_H u_H \dot{\phi}_M}{\dot{\phi}_H P_M \eta_M u_M}, \quad (4.34)$$

де P_H , η_H , u_H , $\dot{\phi}_H$ - потужність, ККД привода, передаточне число привода, кутова швидкість двигуна механізму зміни вильоту реального крана відповідно;

P_M , η_M , u_M , $\dot{\phi}_M$ - потужність, ККД привода, передаточне число привода, кутова швидкість двигуна механізму зміни вильоту моделі відповідно.

Маємо: $v_{M_1} = \frac{8500 \cdot 0,8 \cdot 29,06 \cdot 143,4}{94,2 \cdot 180 \cdot 0,85 \cdot 20} = 98,31$. Коефіцієнт v_w згідно виразу

(4.26) $v_w = \frac{98,31}{2,55} = 38,55$. Надалі за формулою (4.32) розраховуємо коефіцієнт

v_φ : $v_\varphi = \frac{4,34}{2,55} = 1,70$. За виразом (4.28) знаходимо коефіцієнт v_c : $v_c = \frac{41,60}{2,56} = 16,25$.

Згідно виразу (4.18) можемо записати: $v_{J_1} = \frac{v_{M_1} v_l^2}{v_\varphi} = \frac{98,31 \cdot 10,69}{1,70} = 618,19$. Такий

значний коефіцієнт подібності за моментом інерції пояснюється тим, що при збільшенні потужності двигуна його момент інерції зростає нелінійно [87].

Зайдемо також коефіцієнти подібності для механізму підйому вантажу.

Визначимо спочатку коефіцієнти $v_{m_{n2}}$ та v_{m_ψ} : $v_{m_\psi} = v_{m_{n2}} = \frac{m_{2nH}}{m_{2nmM}} = \frac{2500}{25} = 100$. Для

визначення v_F скористаємось формулою, яка аналогічна (4.34) з тією лише різницею, що всі величини візьмемо для механізму підйому вантажу. Маємо:

$$v_F = \frac{P_H \eta_H u_H \dot{\phi}_M R_{к.б.М}}{\dot{\phi}_H P_M \eta_M u_M R_{к.б.Н}}, \quad (4.35)$$

де P_H , η_H , u_H , ϕ_H , $R_{к.б.Н}$ - потужність, ККД приводу, передаточне число приводу, кутова швидкість двигуна механізму підйому вантажу та радіус канатного барабана реального крана відповідно;

P_M , η_M , u_M , ϕ_M , $R_{к.б.М}$ - потужність, ККД приводу, передаточне число приводу, кутова швидкість двигуна механізму підйому вантажу та радіус канатного барабана моделі відповідно.

Підставивши це значення, отримаємо:

$$v_F = \frac{100000 \cdot 0,8 \cdot 12,64 \cdot 154,9 \cdot 0,1}{56 \cdot 550 \cdot 0,9 \cdot 28,2 \cdot 0,59} = 33,96. \text{ Формулу (4.22) можемо подати у іншому}$$

вигляді і надалі знайти невідомий коефіцієнт v_y : $v_y = \frac{v_F v_t^2}{v_m} = \frac{33,96 \cdot 3,27^2}{100} = 3,63.$

Знаходимо останній невідомий коефіцієнт v_{c_n} за формулою (4.33):

$$v_{c_n} = \frac{v_F}{v_y} = \frac{33,96}{3,63} = 9,35.$$

4.3. Конструкція фізичної моделі

Фізична модель стрілової системи баштового крана з механізмами зміни вильоту та підйому вантажу встановлена в лабораторії динаміки машин кафедри конструювання машин Технічного науково-навчального інституту Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Фізична модель стрілової системи баштового крана являє собою зварну ферму трикутного перерізу, зварену з металевих кутників 32x32x3 та 25x25x3 за ГОСТ 8509-93 і труби 52x4 за ГОСТ 3262-75. Стріла жорстко закріплена до стіни за допомогою кутників 40x40x4 за ГОСТ 8509-93 (рис. 4.1). По поздовжнім кутникам рухається візок прямокутної форми, також виготовлений з кутників. Лебідка механізму зміни вильоту вантажу закріплена на стрілі та складається з асинхронного короткозамкненого електродвигуна 4АА56 В4У3 (ГОСТ 12139-74), циліндричного

двоступінчастого редуктора, циліндричного барабана та сталюого канату діаметром 2 мм.



Рис. 4.1. Загальний вигляд лабораторної моделі.

З'єднання елементів лебідки виконується за допомогою пальцевих муфт. Живлення електродвигуна здійснюється від мережі 380 В. Лебідка механізму підйому вантажу з метою безпеки закріплена на підлозі та складається з асинхронного короткозамкненого електродвигуна 4А71 А4УЗ (ГОСТ 12139-74), черв'ячного редуктора, циліндричного барабана та сталюого тросу діаметром 4 мм. З'єднання елементів лебідки виконується за допомогою пальцевих муфт. Живлення електродвигуна здійснюється від мережі 380 В. Усі канати запасовані через спеціальні обвідні блоки, діаметром 40 мм. Робочим органом є гакова підвіска, розрахована на вантажопідйомність до 500 кг.

Керування механізмами зміни вильоту та підйому вантажу передбачено за допомогою окремих частотних перетворювачів або за допомогою ручного керування. Нижче наведена принципова електрична схема керування механізмами фізичної моделі (рис. 4.2).

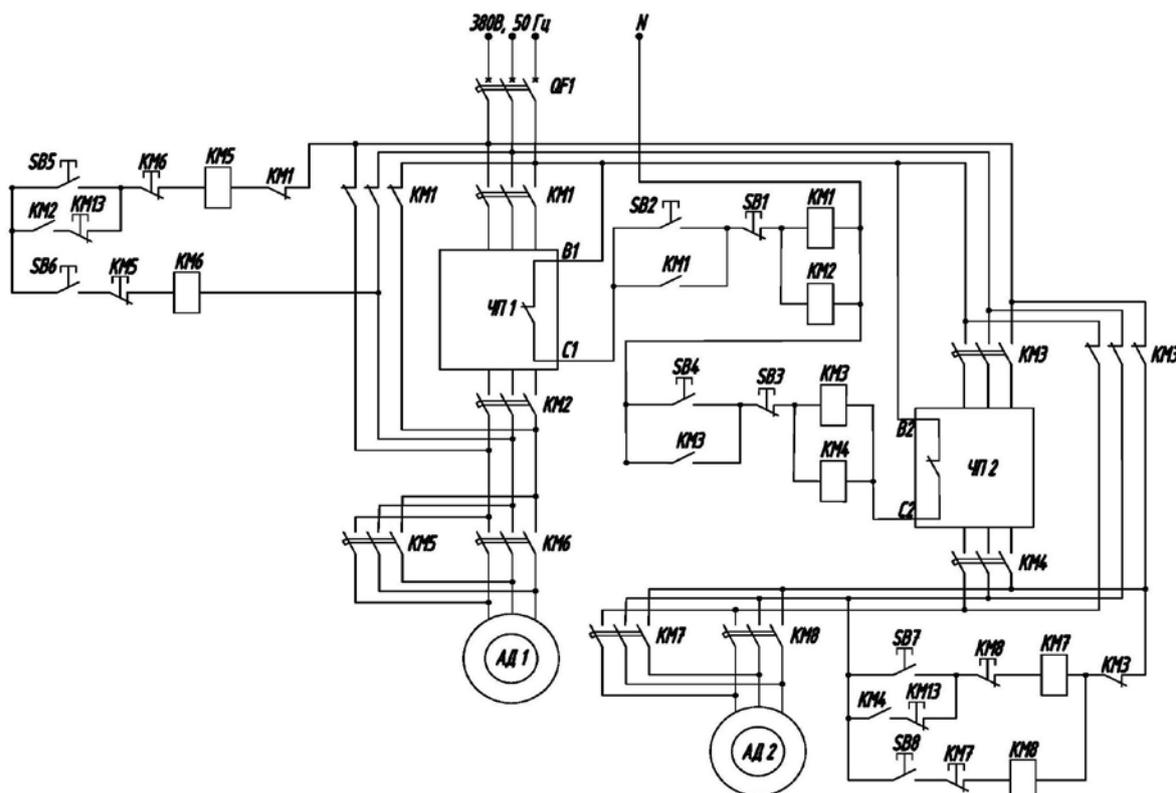


Рис 4.2. Принципова електрична схема керування приводами механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.

Для керування електродвигунами механізмів моделі стрілової системи крана обрано частотні перетворювачі FR-S540-E-2.2K-EC та FR-E700-060 (Mitsubishi Electric), основні технічні характеристики яких наведені в табл. 4.2 [101, 102].

Для керування приводом механізму підйому вантажу використано частотний перетворювач FR-S540 скалярного типу, а для керування приводом механізму зміни вильоту вантажу частотний перетворювач FR-E700-060 векторного типу з більш високими динамічними показниками роботи. В схемі керування (рис. 4.2) передбачено як ручне, так і комп'ютерне керування приводами. Ручне керування здійснюється за допомогою кнопочного поста (кнопки SB5...SB8). Кнопками SB5 або SB6 вмикається двигун першого механізму АД1, а кнопками SB7 або SB8 – двигун другого механізму АД2.

Технічні характеристики частотних перетворювачів

Параметр		Значення параметру	
		FR-S540-E-2.2K-EC	FR-E700-060
1		2	3
Потужність перетворювача		2,2 кВт	
Номінальна вихідна потужність		3,7 кВА	4,6 кВА
Потужність джерела живлення		5,5 кВА	
Номінальний вихідний струм		4,8 А	6 А
Перевантаження		150% при 60 с; 200% при 0,5 с	150% при 60 с; 200% при 3 с
Напруга живлення		380 В	
Допустимий інтервал напруг		323-528 В	
Діапазон вихідних частот		0,5...120 Гц	0,2...400 Гц
Допустиме відхилення частоти		±5 %	
Час розгону/гальмування		0; 0,1;...999 с	0,1...3600 с
Тип характеристики розгону/гальмування		лінійна, S-подібна	
Максимальний пусковий момент		0,15M _{НОМ}	0,30M _{НОМ}
Способи гальмування	1) генераторне гальмування	гальмівний момент 0,20M _{НОМ}	гальмівний момент 0,25M _{НОМ}
	2) динамічне гальмування	напруга гальмування 0,15U _{НОМ}	напруга гальмування 0,30U _{НОМ}
Керування		1) зовнішнє 2) керування з пульта 3) комп'ютерне	
Ступінь захисту		IP 20	
Охолодження		примусове повітряне	

Перемикання в комп'ютерний режим керування здійснюється за допомогою кнопок SB2 та SB4 для першого та другого механізмів, відповідно. При цьому розмикаються контакти КМ1 і КМ3 та вимикають живлення кнопкового поста, одночасно замикаються контакти пускачів КМ1, КМ2 та КМ3, КМ4 і напруга подається на частотні перетворювачі ЧП1 та ЧП2. Після чого можна керувати двигунами, змінюючи частоту струму за певними законами.

Коло перемикання режимів з'єднано через нормально замкнені контакти частотних перетворювачів (клеми В1, В2 та С1, С2), які виконують функції запобіжників. Це зроблено для запобігання виникнення аварійних станів перетворювачів: якщо такі стани будуть виникати (перевантаження по струму, перегрів, перенапруження тощо), то контакт розімкнеться та знеструмить коло керування, що в свою чергу автоматично відключить перетворювач та переведе керування механізмом в ручний режим.

Ручне перемикання з автоматичного в ручний режим здійснюється за допомогою кнопок SB1 та SB3. Вмикання схеми здійснюється за допомогою автоматичного вимикача QF1.

Така схема керування дає можливість здійснювати керування обома механізмами не тільки в ручному, або автоматичному режимах, а і поєднувати їх, при необхідності. Наприклад, одним механізмом можна керувати в автоматичному режимі, а іншим здійснювати ручне керування.

Все стаціонарне електрообладнання (частотні перетворювачі, магнітні пускачі, кнопки) змонтовано в щитку (рис. 4.3).

До кожного електродвигуна механізмів підводиться гнучкий трьохжильний кабель живлення, вкладений у захисний короб.

Така конструкція фізичної моделі дозволяє проводити експериментальні дослідження з визначення основних характеристик руху елементів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана.



а)

б)

Рис. 4.3. Щиток з електрообладнанням для керування рухом моделі: а) щиток із частотними перетворювачами; б) щиток із кнопками для ручного керування.

4.4. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення характеристик руху фізичної моделі

Для підтвердження адекватності теоретичних розрахунків та отримання реальних характеристик руху фізичної моделі використано електронно-вимірювальне обладнання. Для визначення переміщення візка використано сучасний інкрементний енкодер ENC-1-1-T-24 (рис. 4.4).

Цей енкодер перетворює механічне обертання вала, на якому знаходяться колеса, у набір електронних імпульсів.



Рис. 4.4. Зовнішній вигляд енкодера ENC-1-1-T-24.

При проходженні 1 мм шляху, енкодер видає 1 імпульс. Такої точності достатньо для вимірювання переміщення візка. Датчик координати візка закріплений до вантажного візка таким чином, що його колесо торкається полиці кутника, по якій переміщується візок (рис. 4.5).



Рис. 4.5. Розташування датчика положення візка на моделі.

При роботі механізму зміни вільоту вантажу виникають поперечні та повздовжні коливання. Для вимірювання кута відхилення канату з вантажем від вертикалі у повздовжньому напрямку використовується інкрементальний

енкодер кутового переміщення E40S6-3600-3-N-5 (рис 4.6), який має схожий принцип дії з попереднім датчиком.



Рис. 4.6. Зовнішній вигляд енкодера E40S6-3600-3-N-5.

До осі енкодера закріплена спеціальна штанга, яка знаходиться між двома гілками канату (рис. 4.7). Сам датчик кріпиться до корпусу візка за допомогою пластику, який згинається тільки в напрямі, перпендикулярному руху візка. Таким чином поперечні коливання канату з вантажем не впливають на роботу датчика кута відхилення канату від вертикалі в повздовжній площині (не руйнують його). При відхиленні канату з вантажем від вертикалі датчик фіксує імпульси та передає їх на подальшу обробку.



Рис. 4.7. Розташування датчика кута відхилення канату.

Такий самий датчик використовується для визначення кута повороту барабана механізму підйому вантажу (рис. 4.8). Датчики кута відхилення та координати обертання барабанів (E40S6-3600-3-N-5) фіксують 3600 імпульсів за 1 повний оберт. Кількість отриманих імпульсів кожного з датчиків визначає координату положення візка або координату повороту кожного з барабанів та кут відхилення канату з вантажем від вертикалі. Усі енкодери живляться від блока живлення постійним струмом з напругою 6 В.



Рис. 4.8. Розташування датчика кута повороту барабана механізму підйому вантажу.

Цифрові сигнали від датчиків надходять на вхід модуля ADA-1406 (рис. 4.9), який забезпечує неперервний (синхронізований по внутрішньому таймеру) збір даних на частотах дискретизації АЦП від 1 до 350 кГц. Модуль ADA-1406 дозволяє підключати до 8-ми каналів. Модуль ADA-1406 в реальному часі приймає отримані від датчиків імпульси, розпізнає їх та формує пакети даних для передачі на персональний комп'ютер. Модуль ADA-1406 розміщений на столі, біля персонального комп'ютера та підключений до нього через порт USB. Програма, що керує модулем ADA-

1406 дозволяє зберігати масиви даних в форматі txt. Надалі обробка отриманих даних виконується в програмі Mathematica.

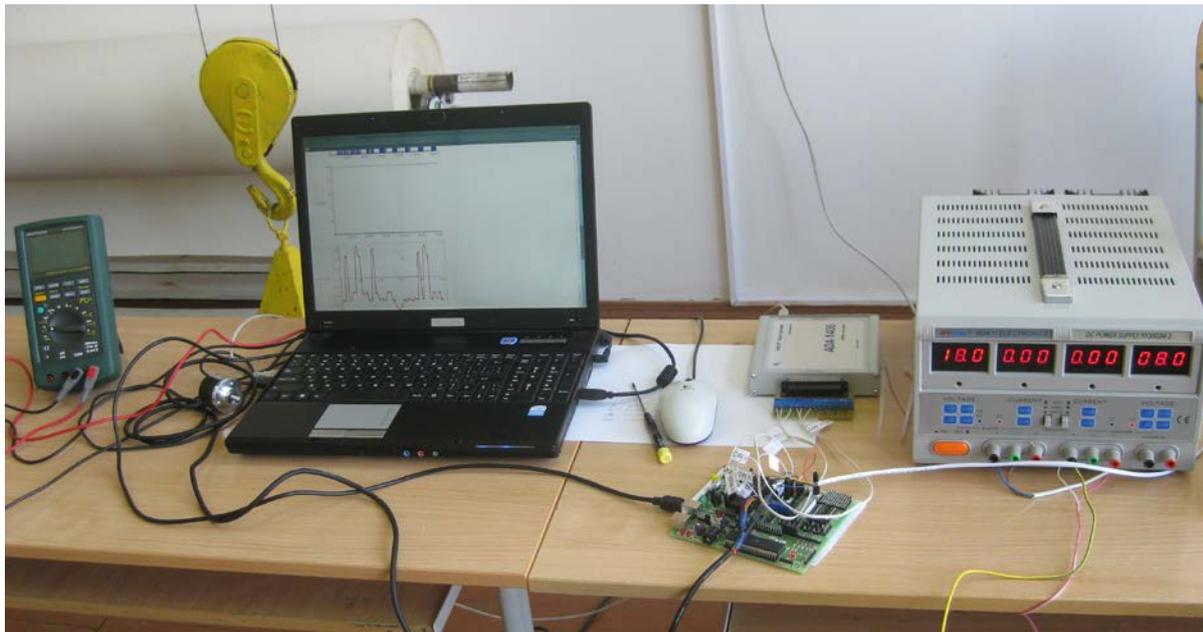


Рис. 4.9. Зовнішній вигляд модуля ADA-1406 із електронним обладнанням для збору даних.

Отже, розроблена система дозволяє проводити підключення енкодерів для збору необхідних експериментальних даних та передачі їх на персональний комп'ютер у вигляді, придатному для подальшої обробки.

4.5. Комп'ютерна програма для керування частотними перетворювачами

Для керування електричними двигунами необхідно певним чином організувати взаємодію між частотним перетворювачем та персональним комп'ютером. Це виконувалось за допомогою розробленої програми „Баштовий кран”, яка керує роботою обох частотних перетворювачів, що підключені до приводів лабораторної моделі крана. Зовнішній вигляд вікна програми „Баштовий кран” показаний на рис. 4.10.

Програма розроблена за допомогою компілятора Delphi. Взаємодія між програмою та частотним перетворювачем на апаратному рівні відбувається

за допомогою послідовного порту COM [103]. Користувач вибирає порт, по якому передаються керуючі пакети даних від комп'ютера до частотних перетворювачів та натискає кнопку „підключитись”. Після цього стають активними елементи вибору керування: „ручне” та „комп'ютерне”. Коли користувач обирає комп'ютерне керування та натискає кнопку „встановити” програма відправляє на частотні перетворювачі пакети даних, які переводять частотні перетворювачі у режим комп'ютерного керування, при цьому на частотних перетворювачах загораються індикаторні сигнали „NET”.

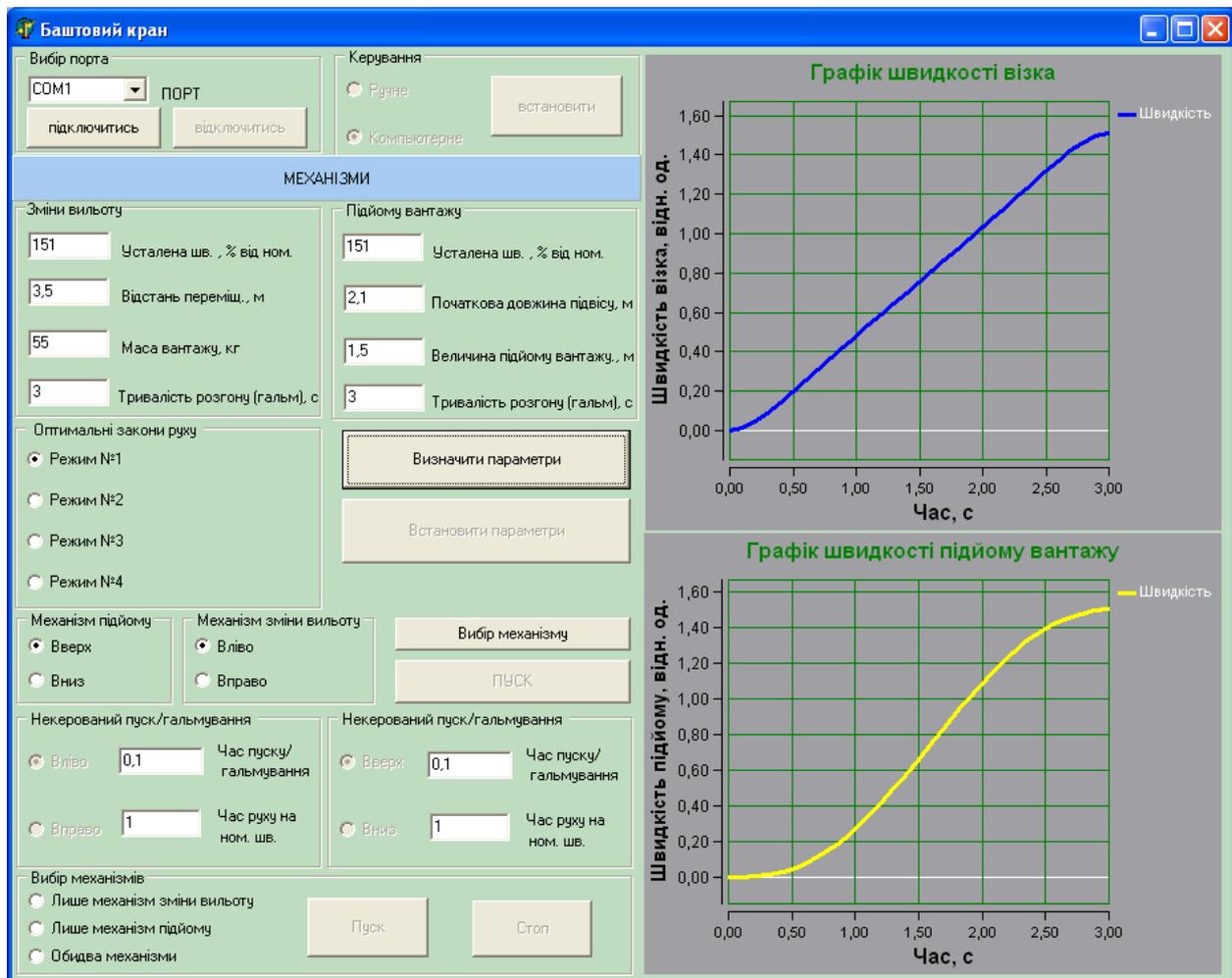


Рис. 4.10. Зовнішній вигляд вікна програми „Баштовий кран”.

Користувач має змогу керувати механізмами у двох режимах: при лінійних характеристиках розгону/гальмування механізмів підйому вантажу і зміни вильоту крана та при зміні швидкостей механізмів за оптимальними законами. У першому випадку необхідно скористатись панелями

„Некерований пуск/гальмування” та „Вибір механізмів”. Для панелі „Некерований пуск/гальмування” необхідно встановити напрямок руху механізмів (вліво/вправо, вверх/вниз) та тривалість пуску/гальмування і усталеного руху. Для панелі „Вибір механізмів” обирається один або обидва механізми, які будуть працювати.

Для реалізації комп’ютерного керування за оптимальними законами спочатку користувач обирає механізми, які будуть працювати. Для цього необхідно натиснути кнопку „Вибір механізмів” та обрати напрямок їх руху (вверх/вниз та вліво/вправо). Після цього задаються параметри руху механізмів. Для механізму зміни вильоту такими параметрами є: усталена швидкість (в процентах від номінальної), відстань переміщення вантажу, маса вантажу та тривалість перехідних процесів; для механізму підйому вантажу встановлюються такі параметри: усталена швидкість (в процентах від номінальної), довжина гнучкого підвісу, висота на яку необхідно підняти чи опустити вантаж та тривалість перехідних процесів. Коли параметри встановлені натискають кнопку „Визначити параметри”, при цьому у правій частині вікна програми показуються графіки, які відповідають режиму розгону механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. Ці графіки побудовані за масивом дискретних значень частоти напруги живлення двигунів механізмів, які (дискретні значення частоти) розраховуються програмою при натисканні кнопки „Визначити параметри”. При зміні параметрів руху механізмів можна пересвідчитись у тому, що оптимальні закони змінюються – це видно з того, як змінюються графіки оптимальних законів. Для механізму підйому вантажу досліджується один оптимальний закон, а для механізму зміни вильоту – чотири. Нижче дано пояснення того факту, що у розділі 3 синтезовано 5 оптимальних законів, а досліджується лише чотири. Натискання кнопки „Встановити параметри” дозволяє відправити необхідні параметри (тривалість розгону – 0,1 с та лінійна характеристика розгону) на частотні перетворювачі.

Після вказаних підготовчих процедур виконується безпосереднє керування частотними перетворювачами. Для цього потрібно натиснути кнопку „ПУСК”, і від комп’ютера до частотного перетворювача (одного або обох) надходить команда пуску і він починає розганятись до першого дискретного значення швидкості механізму. Якщо працюють обидва механізми, то команди відправляються по черзі з витримкою часу 50 мс. Коли частотний перетворювач відпрацював задану частоту через 0,1 с відправляється наступне дискретне значення швидкості і частотний перетворювач знову починає збільшувати частоту. Такі операції проходять до тих пір, поки не буде відправлено останнє дискретне значення швидкості, яке рівне номінальній швидкості руху механізму. Потім програма „спить” деякий час, який попередньо розраховується. Цей час розраховується із умови переміщення візка і/або вантажу на задану відстань. Коли розрахований час минає програма починає відправляти на частотний перетворювач дискретні значення швидкості із масиву, але у зворотній послідовності. При цьому витримується час між відправками пакетів даних рівний 0,1 с. Коли останнє (а для масиву швидкостей перше) значення швидкостей відправлено, то відправляється команда зупинки і частотний перетворювач гальмує двигун.

Після закінчення процесу користування програмою необхідно відключитись від порту натисканням кнопки „відключитись”.

4.6. Планування та методика проведення експериментальних досліджень

Для аналізу ефективності розрахованих оптимальних режимів руху, для конструкції фізичної моделі та керуючого обладнання необхідно отримати реальні експериментальні характеристики руху елементів фізичної моделі.

Для підтвердження адекватності теоретичних досліджень з експериментальними результатами пропонується оцінити відповідність таких кінематичних характеристик: переміщення, швидкість та прискорення візка та вантажу (у горизонтальному напрямку), кутові переміщення, швидкість та прискорення барабанів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. Вертикальне положення вантажу, швидкість і прискорення його підйому отримуємо простими математичними перетвореннями. Оскільки висота підвісу вантажу в фізичній моделі порівняно змінюється незначно, то жорсткість каната механізму підйому вантажу вважаємо постійною величиною. Аналогічне припущення приймаємо для жорсткості канату механізму зміни вильоту.

В якості об'єкта дослідження обрано спарений рух механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. Це є найбільш розповсюдженим поєднанням роботи кранових механізмів, з метою підвищення продуктивності крана. Оцінюється рух вантажного візка від початкового положення до кінцевої точки стріли, з одночасним підйомом вантажу. Характеристики руху вимірюються до повної зупинки вантажу.

Для отримання необхідних кінематичних характеристик руху елементів механізмів фізичної моделі використовуються інкрементні енкодери (датчики положення). Висока чутливість датчиків повністю задовольняє встановленим вимогам і дає можливість виміряти навіть найменшу зміну вимірюваного параметру. Тарування датчиків проводити непотрібно, оскільки вони відтаровані виробником (для датчика положення візка 1 імпульс/міліметр, для датчиків кутових переміщень канатних барабанів механізмів підйому та зміни вильоту 10 імпульс /градус).

Датчики закріплюються на металоконструкції фізичної моделі. Вони живляться постійним струмом напругою 6 В. Для запису даних з датчиків останні підключають до спеціального пристрою ADA-1406, що дає можливість отримувати та розпізнавати сигнали (імпульси) датчиків і через порт USB ПК зберігати отримані масиви даних.

Переведення отриманих масивів даних в графічний вигляд дає змогу візуально оцінити характеристики руху окремих механізмів фізичної моделі, а також встановити ступінь адекватності теоретичних та експериментальних досліджень, визначити похибки вимірювань.

Проведення експериментів керування механізмами здійснюється одним оператором, в обов'язки якого входить контроль за підключенням реєструючого та керуючого обладнання до моделі, а також контроль справності приводних механізмів та роботи моделі в цілому. Результати, отримані при кожному режимі руху зберігаються в окремих файлах з відповідними назвами для подальшої обробки. Усі несправності та непередбачувана поведінка моделі або керуючого обладнання фіксуються оператором у окремому файлі, де вказуються обставини, за яких виникли непередбачувані ситуації.

Для проведення експериментальних досліджень доцільно їх „розбити” на дві серії. Перша серія експериментів полягає у дослідженні характеристик руху елементів стрілової системи крана на природних механічних характеристиках її приводів. Друга серія дослідів має за мету визначення характеристик руху цих же елементів, але вже при оптимальному керуванні.

Для першої серії дослідів обрано два фактори (маса вантажу та довжина гнучкого підвісу), які варіюються на двох рівнях (табл. 4.3).

Зазначимо, що досліджується одночасна (спарена) робота обох механізмів зміни вильоту та піднімання вантажу, тому довжина гнучкого підвісу змінюється одночасно із рухом вантажного візка. Одночасна робота вказаних механізмів є поширеним на практиці способом збільшення продуктивності роботи баштового крана.

Друга серія експериментальних досліджень виконується для дослідження отриманих у 3 розділі оптимальних законів руху механізмів баштового крана. Для механізма підйому вантажу виконується дослідження одного оптимального закону руху. Для механізма зміни вильоту у розділі 3

отримано 5 оптимальних законів, за якими коливання елементів механізму зміни вильоту усуваються до кінця перехідного процесу.

Таблиця 4.3.

План повнофакторного експерименту 2^2

Маса вантажу, кг	20		100	
Довжина канату, м	1 (на початку руху, опускання вантажу)	2,1 (на початку руху, піднімання вантажу)	1 (на початку руху, опускання вантажу)	2,1 (на початку руху, піднімання вантажу)
Номер експерименту	1	2	3	4

Необхідно проаналізувати отримані закони на предмет можливості їх реалізації. Справа в тому, що для реалізації оптимального закону руху, який є екстремаллю функціонала (3.31), необхідно задавати кутову швидкість двигуна, яка має явно виражений коливальний характер. Причому коливання кутової швидкості двигуна мають значну амплітуду, яка рівна коефіцієнту k_2 у диференціальному рівнянні (3.32) (коефіцієнт k_2 - це частота власних коливань приведеної до поступального руху маси приводу відносно маси вантажу). Оцінимо межі зміни цієї частоти для реального крана (натури) (рис. 4.11). Аналіз приведених графіків приводить до висновку, що частота коливань знаходиться у межах від 1-13 Гц і відповідно період коливань 1,000-0,077 секунд. Частотний перетворювач має дискретність задання швидкості 0,1 секунда, що має приблизно один порядок із середніми значеннями частоти k_2 . Для реалізації закону руху необхідно, щоб частотний перетворювач мав хоча б у два рази меншу дискретизацію задання швидкості, ніж найменший період коливань цього закону. У іншому випадку реалізація цього закону виявиться дуже грубою і непридатною для

практичного використання. Тому оптимальний закон, який є екстремаллю функціонала (3.31) досліджувати не будемо, обмежившись приведеною вище рекомендацією.

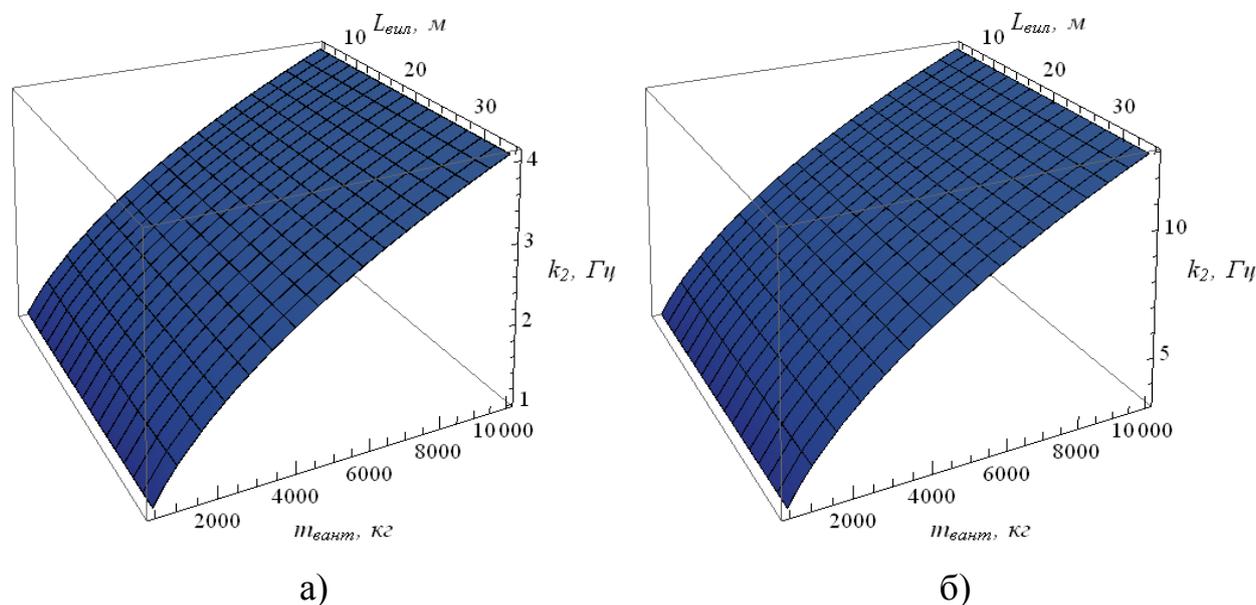


Рис. 4.11. Зміна частоти власних коливань приведеної до поступального руху маси приводу відносно маси вантажу при зміні параметрів крана:
а) максимальна довжина гнучкого підвісу (40 м); б) мінімальна довжина гнучкого підвісу (4 м).

Крім того, можна показати, що для лабораторної моделі межі зміни періоду коливань для екстремалі функціоналу (3.31) такі 0,2000-0,0625 секунд, що знову ж таки не дозволяє проводити дослідження цього закону у лабораторних умовах. Зазначимо, що екстремаль функціонала (3.37) також містить коефіцієнт k_2 , але амплітуда цих коливань настільки мала, що вона не впливає на ефективність реалізації цього закону.

Таким чином, друга серія дослідів має метою дослідити 4 оптимальних закони руху механізму зміни вильоту. Факторами, які варіюються є, як і в першій серії дослідів, довжина гнучкого підвісу та маса вантажу (табл. 4.4)

План повнофакторного експерименту 2^2 для чотирьох оптимальних законів руху механізму зміни вильоту

Маса вантажу, кг		20		100	
Довжина канату, м		1 (на початку руху, опускання вантажу)	2,1 (на початку руху, піднімання вантажу)	1 (на початку руху, опускання вантажу)	2,1 (на початку руху, піднімання вантажу)
Оптимальний закон руху - екстремаль функціонала за виразом	3.19	1	2	3	4
	3.26	5	6	7	8
	3.33	9	10	11	12
	3.37	13	14	15	16

Таким чином, сплановано проведення двох серій експериментів: 4 експерименти для першої та 16 експериментів для другої серії.

4.7. Обробка експериментальних даних

Зібрані експериментальні дані представляються у вигляді багатомірного масиву окремі, елементи якого відображають зміну вимірюваних фізичних параметрів моделі баштового крана. Багатомірний масив експериментальних даних записується у спеціальний текстовий файл, який підключається (імпортується) до програмного продукту Mathematica для проведення статистичного аналізу. Приведемо опис методики обробки експериментальних даних для деякого (не важливо для якого) вимірюваного

фізичного параметра. Описана нижче методика у подальшому використовується для всіх елементів масиву експериментальних даних.

Нехай у процесі проведення експерименту отримано n значень деякого фізичного параметра x . Для проведення обробки даних необхідно спочатку відкинути непотрібні дані; такими є значення параметру x на початку експерименту, коли привод моделі баштового крана не рухається, а зчитування даних відбувається. За першим ненульовим значенням струму приводу моделі, визначається деякий момент часу, який умовно назвемо моментом початку експерименту. Всі дані фізичного параметра до моменту початку експерименту необхідно видалити, оскільки вони рівні нулю. Після цього формується масив значень фізичного параметра, які відповідають теоретичному закону зміни цього параметра. Це виконується шляхом підстановки значень часу, в яких проводились вимірювання, та розрахунку значення параметра за відповідною формулою яка отримана у розділі 3. Зазначимо, що виконання вказаної процедури є циклічним, оскільки пов'язано із однотипними математичними операціями. Після цього отримуємо тримірний масив даних, який включає: дискретні значення часу t_i , експериментальні значення фізичного параметру x_i та відповідні їм значення параметру знайдені із теоретичних формул $x_{i,T}$. Показник i пробігає значення від 0 до m (тут m – кількість значень параметра x_i після видалення початкових непотрібних експериментальних даних).

Показником, за яким проводиться оцінка експериментальних даних, є дисперсія:

$$\delta^2 = \frac{1}{m} \sum_{i=0}^m (x_i - x_{i,T})^2. \quad (4.36)$$

Крім того, використаємо показник середнього квадратичного відхилення:

$$\delta = \sqrt{\delta^2}. \quad (4.37)$$

Відмітимо, що показники (4.36) та (4.37) є одними із найпоширеніших у прикладній математичній статистиці, вони дають змогу оцінити розсіювання деякої випадкової величини відносно її математичного сподівання (у даному випадку в якості математичного сподівання виступає значення $x_{i,T}$) [104]. Показники (4.36) та (4.37) є абсолютними. Використаємо також відносний показник – коефіцієнт варіації, який знаходиться за формулою:

$$v = \frac{100\%}{m} \sum_{i=0}^m \frac{\sqrt{\Delta x_i^2}}{x_{i,T}}, \quad (4.38)$$

де Δx_i – різниця між значеннями параметру знайденими експериментальним шляхом та за допомогою теоретичного розрахунку; $x_{i,T}$ – значення параметру знайдені за допомогою теоретичного розрахунку.

Таким чином, для всіх вимірюваних фізичних параметрів в кожній серії дослідів знаходяться показники (4.36), (4.37) та (4.38). Крім того, ці показники використаємо для оцінки розрахованого параметра, а саме швидкості зміни параметра x . Дамо пояснення: відсутність коливань елементів баштового крана досягається при рівності нулю відхилень положень та швидкостей відхилень координат відповідних елементів. Тому необхідно проводити аналіз також для відповідних швидкостей, які не вимірювались, а розраховувались за наближеною формулою [105]:

$$\dot{x}_i \approx \frac{\left(-x_i \left(t_i + 2 \frac{T}{m} \right) + 8x_i \left(t_i + \frac{T}{m} \right) - 8x_i \left(t_i - \frac{T}{m} \right) + x_i \left(t_i - 2 \frac{T}{m} \right) \right) m}{12T}, \quad (4.39)$$

де t_i - i -те значення дискретного часу, якому відповідає швидкість \dot{x}_i ; T – тривалість проведення одного експерименту; m – кількість значень параметра x_i після видалення початкових непотрібних експериментальних даних.

Висновки до четвертого розділу

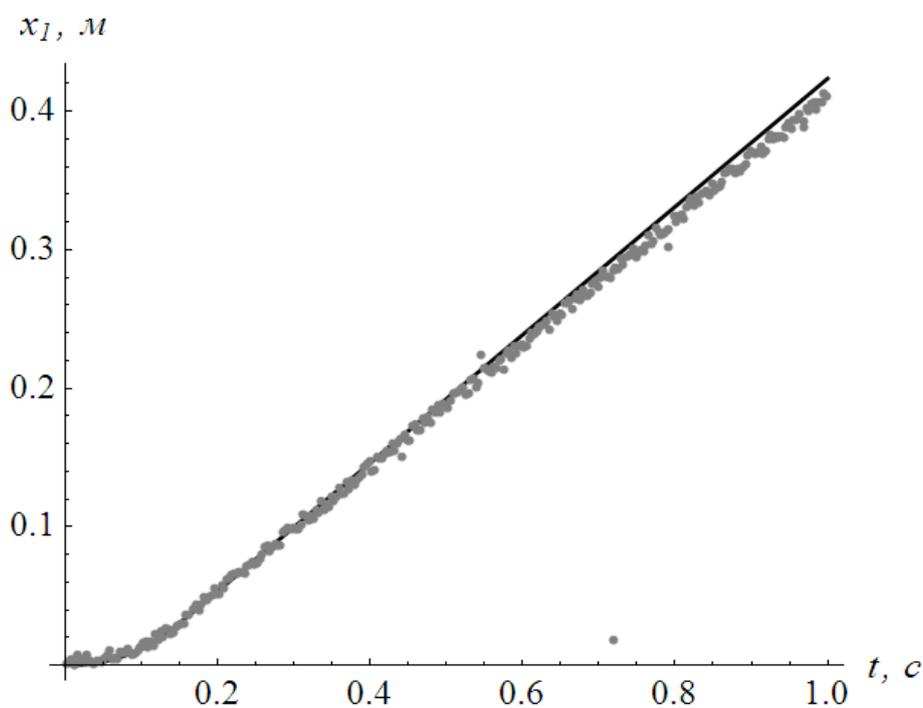
1. Розраховано параметри фізичної (лабораторної) моделі стрілової системи баштового крана на основі теорії подібності, які враховані при її виготовленні. Фізична модель дозволяє проводити експериментальні дослідження для оптимальних режимів руху механізмів стрілової системи крана та для їх руху на природних механічних характеристиках приводів.
2. Вибрано вимірювально-реєструюче обладнання, яке дає змогу зафіксувати експериментальні дані, відповідним чином їх обробити та передати на персональний комп'ютер для подальшого статистичного аналізу. Збір даних проводиться із достатньо великою частотою дискретизації за часом для збільшення достовірності отриманих даних. Вимірювані параметри: кут відхилення канату із вантажем від вертикалі, положення візка, кутові положення канатних барабанів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.
3. Для реалізації оптимальних режимів руху лабораторної моделі стрілової системи баштового крана розроблено програмне забезпечення, яке дозволяє керувати двома частотними перетворювачами і яке використано під час проведення експериментальних досліджень.
4. Сплановано експериментальні дослідження: 16 експериментів для оптимальних режимів руху та 4 експеримента для руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу на природних механічних характеристиках приводів.
5. Вибрано методику обробки експериментальних досліджень методами статистичного аналізу. Статистичними показникам, за якими проводиться оцінка відхилення теоретичних та експериментальних даних, є: дисперсія, середнє квадратичне відхилення та коефіцієнт варіації.

РОЗДІЛ 5

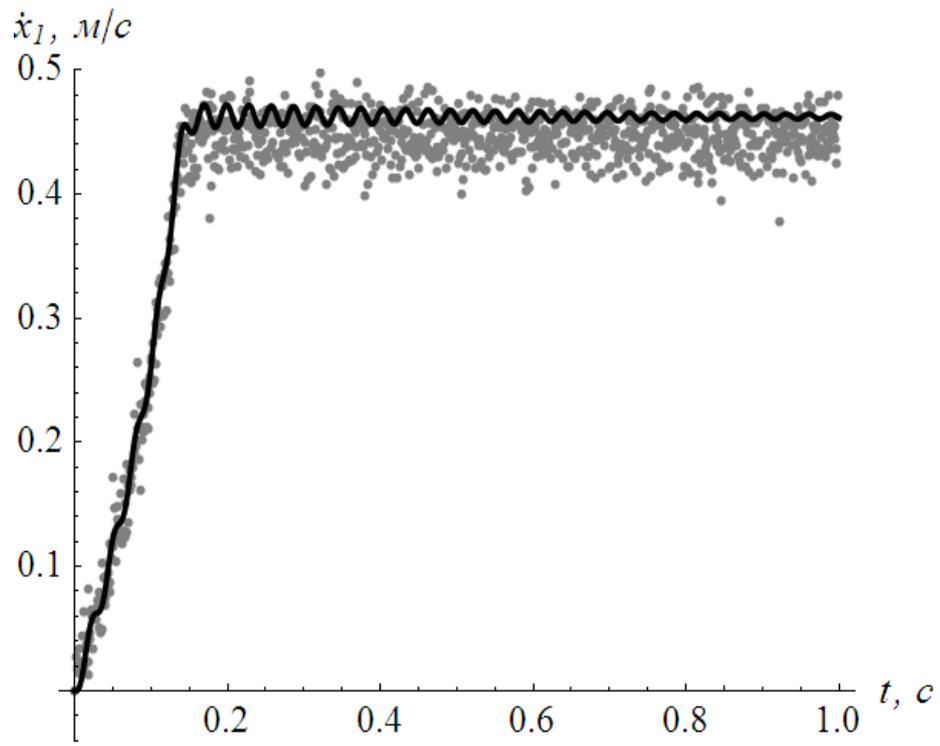
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1. Рух механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана на природних механічних характеристиках приводів

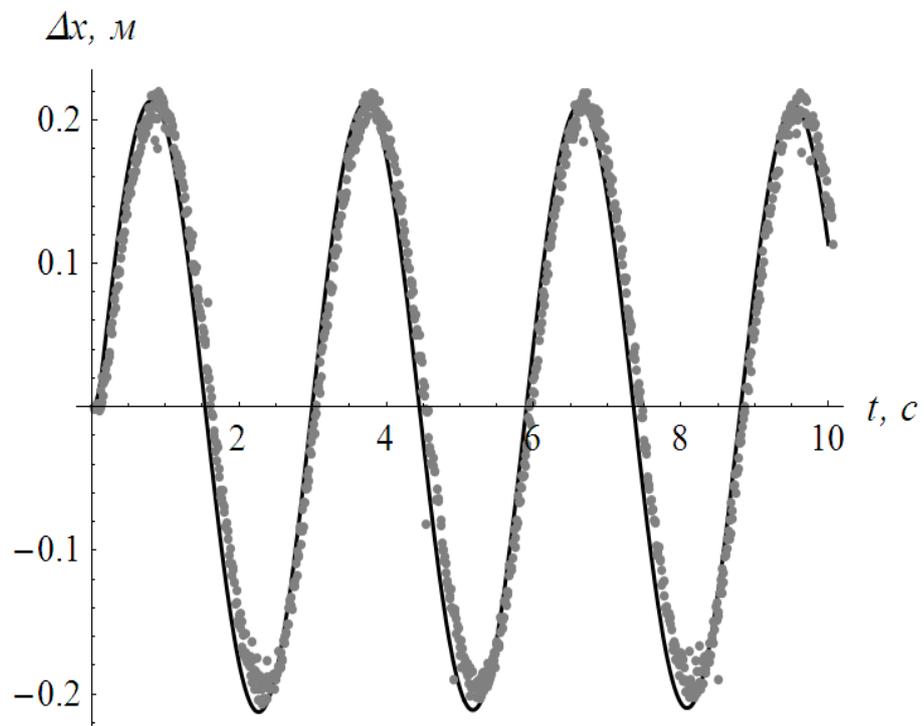
У другому розділі проведений аналіз руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу при умові, що вони приводяться в рух двигунами, які працюють на природних механічних характеристиках. Порівняльний аналіз експериментальних даних проводиться для того, щоб з'ясувати адекватність отриманих у другому розділі теоретичних даних. Для цього побудовано графіки кінематичних функцій механізму зміни вильоту, отриманих за допомогою теоретичних розрахунків та відповідні їм експериментальні дані (рис. 5.1). Графіки на рис. (5.1) приведені для експерименту №1: лінія чорного кольору відповідає отриманим у другому розділі кінематичним функціям, а лінія сірого кольору відображає експериментальні дані.



а)



б)



в)

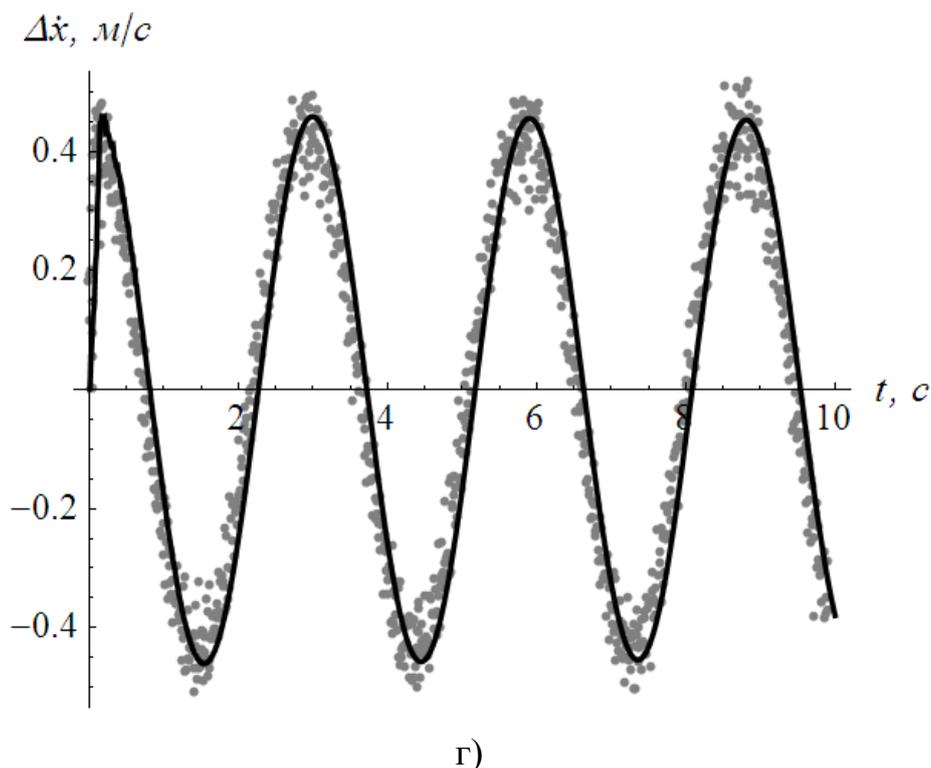


Рис. 5.1. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №1: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка.

Графіки для інших експериментів подібні до приведених на рис. 5.1, тому не будемо їх тут приводити, а винесемо в додатки (Додаток А). Для отриманих даних розраховано статистичні показники, які наведено у таблицю 5.1. На основі аналізу величин статистичних показників для різних кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту можемо зробити висновок щодо адекватності прийнятої математичної моделі механізму зміни вильоту вантажу. Деякі відхилення теоретичних та експериментальних даних, що виражається, наприклад, у значній величині коефіцієнта варіації для кута відхилення канату з вантажем від вертикалі (експеримент №4), пояснюються причинами, які не були враховані під час побудови динамічної моделі руху механізму зміни вильоту. Однак, більшість розрахованих коефіцієнтів варіації не перевищують 20-ти відсоткову позначку, що вказує

на достатньо точне повторення теоретичних кривих переміщення та швидкості різних елементів механізму зміни вильоту.

Таблиця 5.1.

Статистичні показники відхилення теоретичних та експериментальних даних для руху механізму зміни вильоту

		Показники руху візка					
		положення візка			швидкість візка		
		Статистичні оцінки					
Номер експерименту		дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %
	1	5,1	2,3	14,1	18,7	4,3	10,8
	2	5,6	2,4	14,8	20,1	4,5	11,2
	3	7,8	2,8	17,4	28,7	5,3	13,3
	4	9,0	3,0	18,8	27,4	5,2	13,1
		Показники, які характеризують коливання вантажу					
		кут відхилення канату з вантажем від вертикалі			швидкість зміни кута відхилення канату з вантажем від вертикалі		
		Статистичні оцінки					
Номер експерименту		дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %
	1	7,9	2,8	20,1	10,8	3,8	14,9
	2	7,0	2,6	18,9	9,9	3,1	14,3
	3	15,5	3,9	28,1	17,0	4,1	18,8
	4	23,4	4,8	34,6	19,9	4,5	20,3

Приведено графіки, які характеризують роботу механізму підйому вантажу (рис. 5.2).

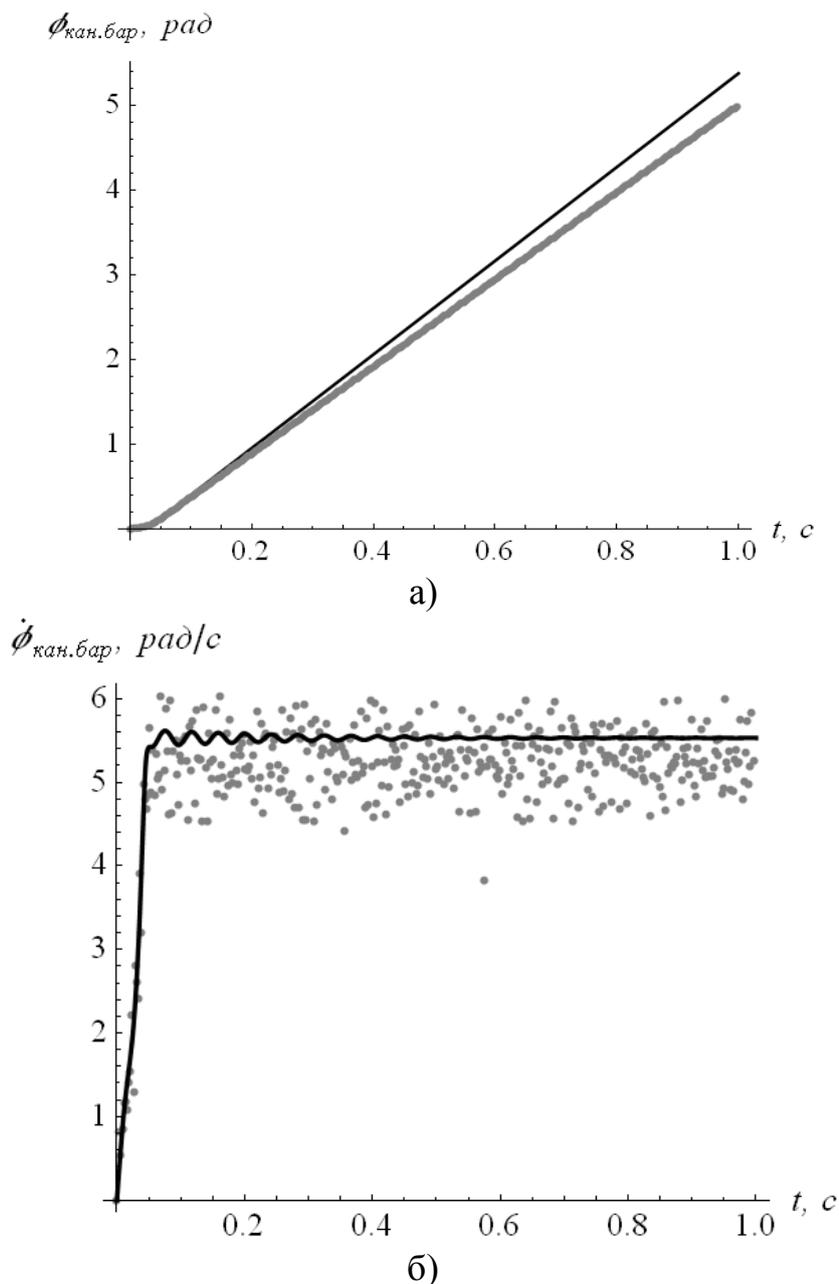


Рис. 5.2. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №1: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана.

Для проведених експериментальних досліджень приведено таблицю (табл. 5.2), в яку зведено розраховані статистичні показники, що характеризують ступінь відхилення експериментальних даних від теоретичних, отриманих у другому розділі.

Статистичні показники відхилення теоретичних та експериментальних даних по руху механізму підйому вантажу

	Показники руху						
	кутова координата канатного барабана			кутова швидкість канатного барабана			
	Статистичні оцінки						
Номер експерименту	дисперсія, $\times 10^{-2}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %	дисперсія, $\times 10^{-2}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %	
1	35,8	59,8	23,9	50,3	70,9	23,6	
2	33,4	57,8	23,1	67,2	81,9	27,3	
3	45,7	67,6	27,0	44,3	66,7	22,2	
4	58,6	76,6	30,0	78,0	88,3	29,4	

Аналіз отриманих даних дає можливість встановити, що краще співпадіння теоретичних та експериментальних результатів характерно для режиму опускання вантажу невеликої маси. Загалом отримані результати підтверджують адекватність прийнятої для досліджень математичної моделі руху механізму підйому вантажу (максимальне значення коефіцієнту варіації для відхилень кутової координати та кутової швидкості канатного барабана не перевищують 30%).

5.2. Аналіз експериментальних даних для оптимального керування

5.2.1. Рух механізму зміни вильоту вантажу

Проведено аналіз кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту моделі баштового крана при оптимальному керуванні. Показано графічні залежності для експериментів №1 (рис. 5.3) та № 16 (рис. 5.4). Для

експерименту №1 отримано найкращий збіг теоретичних та експериментальних даних, а для експерименту №16 – найгірший. На рис. 5.3 та рис. 5.4 лінія чорного кольору відповідає оптимальним законам, а лінія сірого кольору відображає експериментальні дані.

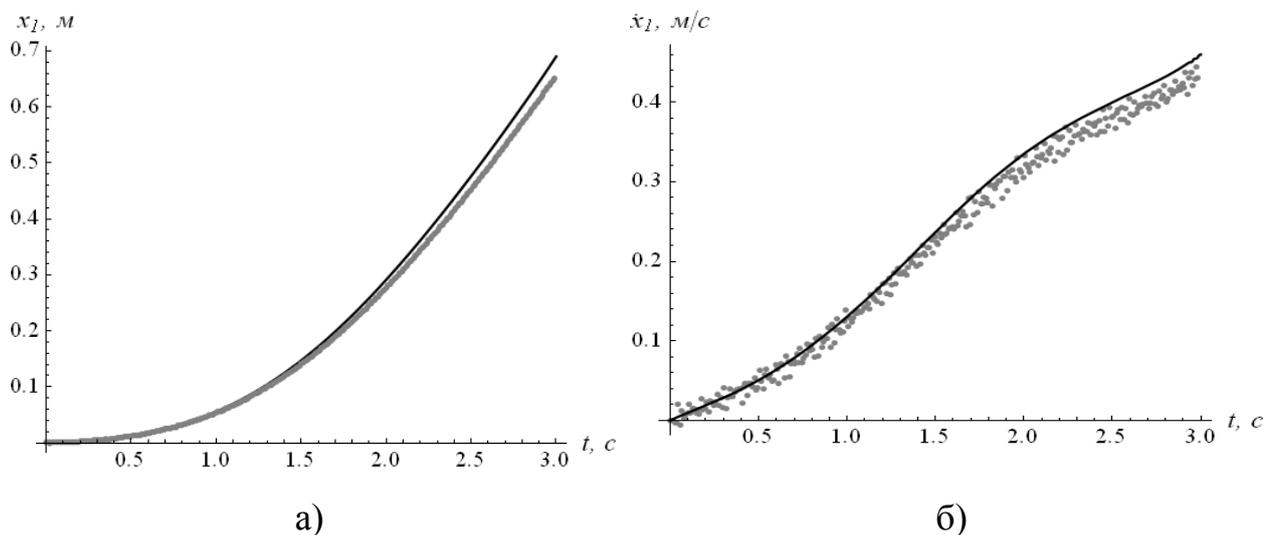


Рис. 5.3. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №1: а) переміщення візка; б) швидкість візка.

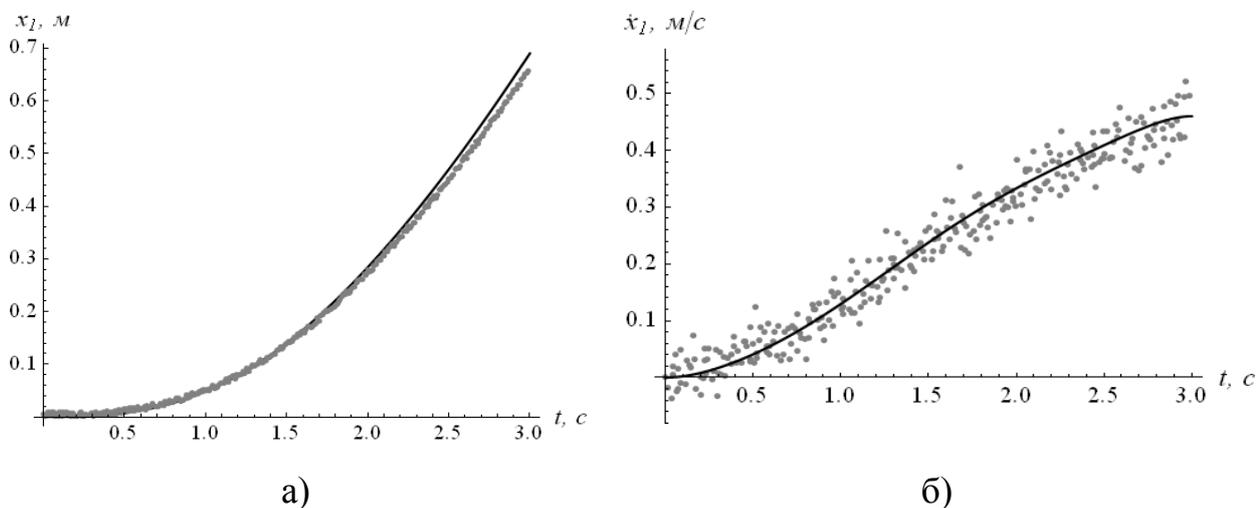


Рис. 5.4. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №16: а) переміщення візка; б) швидкість візка.

Приведено також аналогічні графіки для показників, які характеризують коливання вантажу відносно точки закріплення гнучкого підвісу протягом руху візка (рис. 5.5, 5.6).

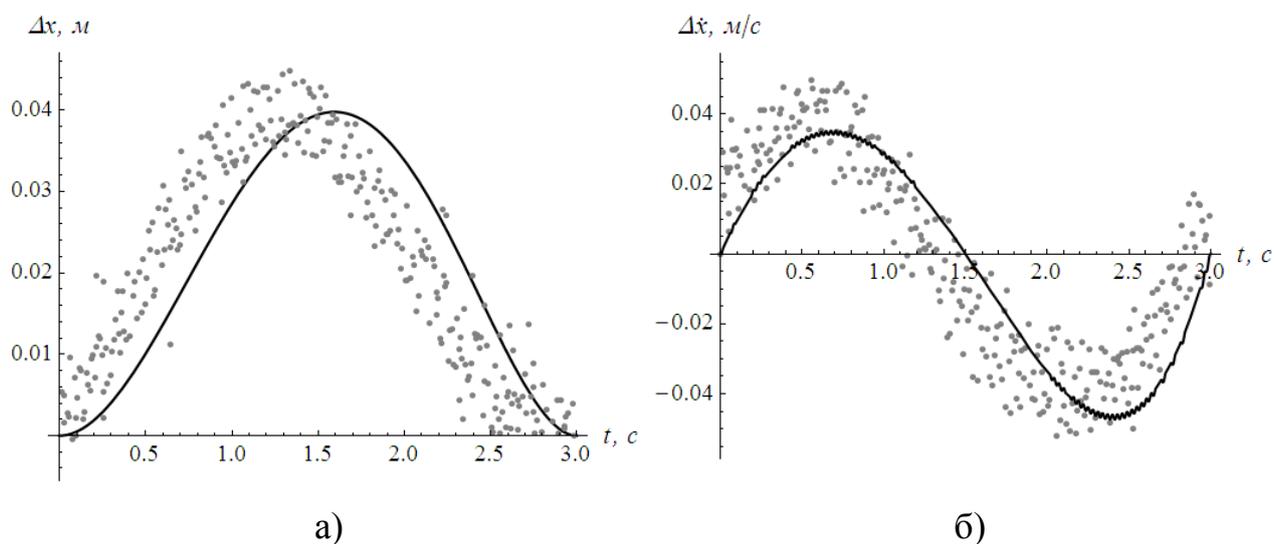


Рис. 5.5. Графіки зміни показників, які характеризують коливання вантажу при розгоні для експерименту №1: а) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; б) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка.

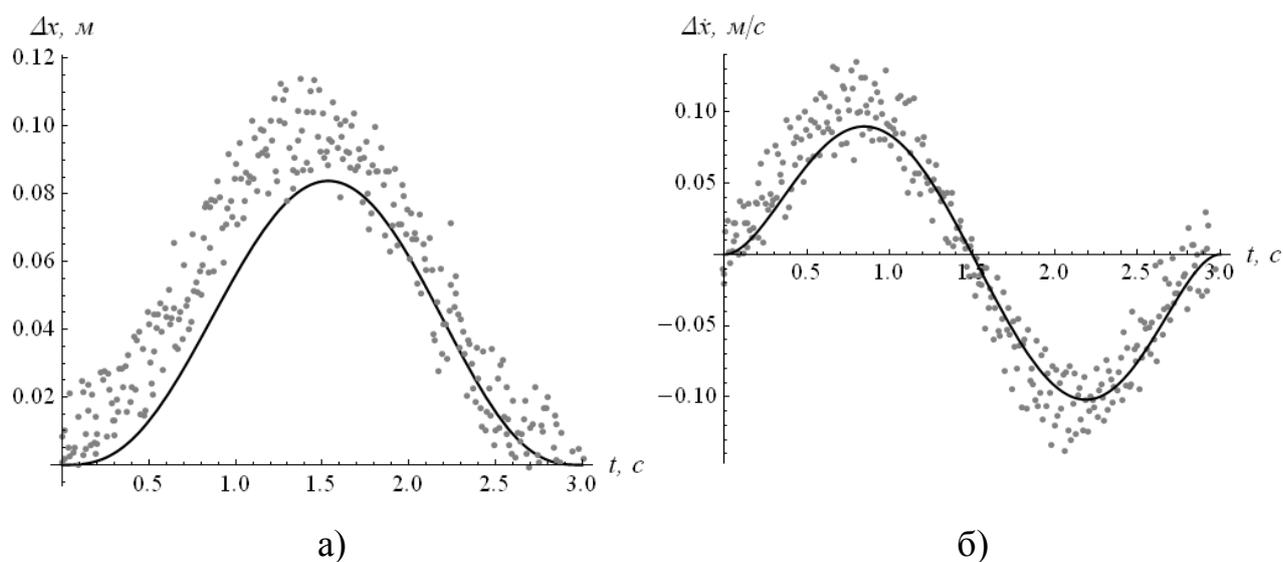


Рис. 5.6. Графіки зміни показників, які характеризують коливання вантажу при розгоні для експерименту №16: а) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; б) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка.

Незначне відхилення каната з вантажем від вертикалі пояснюється малою довжиною каната (для експерименту №1 вона становить 1 м). Не

будемо приводити аналогічні графічні залежності для інших експериментів (№ 2-15), оскільки вони аналогічні, тому помістимо їх у Додаток Б.

Для того, щоб проаналізувати отримані результати сформуємо таблиці (табл. 5.3, табл. 5.4) показників (4.36), (4.37) та (4.38), розрахованих для всіх експериментів.

Таблиця 5.3.

Показники якості реалізації оптимальних законів руху механізму зміни вильоту для руху візка

Номер експерименту	Переміщення візка			Швидкість візка		
	Статистичні оцінки					
	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %
1	1,5	1,2	4,1	8,0	2,8	11,3
2	1,8	1,3	4,5	9,0	3,0	12,0
3	1,9	1,4	4,6	9,3	3,0	12,2
4	2,3	1,5	5,1	9,1	3,0	12,1
5	1,4	1,2	3,9	8,2	2,7	11,5
6	1,8	1,3	4,5	9,1	3,0	12,1
7	1,8	1,3	4,5	9,2	3,0	12,1
8	2,2	1,5	4,9	9,2	3,0	12,1
9	1,9	1,4	4,6	9,4	3,1	12,3
10	1,9	1,4	4,6	9,3	3,0	12,2
11	2,1	1,4	4,8	9,5	3,1	12,3
12	2,1	1,4	4,8	9,5	3,1	12,3
13	2,0	1,4	4,7	9,5	3,1	12,3
14	2,2	1,5	4,9	9,6	3,1	12,4
15	2,3	1,5	5,0	9,7	3,1	12,5
16	2,5	1,6	5,3	10,0	3,2	12,6

**Показники якості реалізації оптимальних законів руху механізму зміни
вильоту для відхилення каната з вантажем від вертикалі**

Номер експерименту	Лінійне відхилення координати вантажу від координати візка			Швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка		
	Статистичні оцінки					
	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %	дисперсія, $\times 10^{-4}$	середнє квадратичне відхилення, $\times 10^{-2}$	коефіцієнт варіації, %
1	1,0	1,0	10,0	2,0	1,4	9,4
2	1,5	1,2	12,2	2,4	1,5	10,3
3	1,7	1,3	13,0	2,9	1,7	11,4
4	1,9	1,4	13,8	3,3	1,8	12,1
5	1,1	1,0	10,5	2,1	1,4	9,6
6	1,4	1,2	11,8	2,3	1,5	10,1
7	1,9	1,4	13,8	2,9	1,7	11,4
8	2,0	1,4	14,1	3,1	1,8	11,7
9	2,2	1,5	14,8	3,2	1,8	11,9
10	2,0	1,4	14,1	3,1	1,8	11,7
11	2,2	1,5	14,8	3,1	1,8	11,7
12	2,2	1,5	14,8	3,1	1,8	11,7
13	2,2	1,5	14,8	3,0	1,7	11,5
14	2,3	1,5	15,2	3,1	1,8	11,7
15	2,4	1,5	15,5	3,4	1,8	12,3
16	2,8	1,7	16,7	3,6	1,9	12,6

Аналізуючи графічні залежності, побудовані для всіх експериментальних даних, можна сказати, що реалізація оптимальних

законів руху за допомогою частотного керування приводом моделі є досить якісною.

Більші значення дисперсії та середнього квадратичного відхилення спостерігаються для експериментів, які приведені при масі вантажу 100 кг та початковій довжині гнучкого підвісу 2,1 м. Реалізація оптимальних законів руху, які мінімізують критерії (3.37) та (3.33) також характеризується більшими значеннями статистичних показників, ніж для інших оптимальних законів руху.

Максимальні значення коефіцієнтів варіації отримані для даних експерименту №16, вони становлять: - 5,3% для переміщення візка; 12,6% для швидкості візка; 16,7% для лінійного відхилення координати вантажу від координати візка; 12,6% для швидкості зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка.

5.2.2. Рух механізму підйому вантажу

Проаналізуємо експериментальні дані для руху механізму підйому вантажу. Для цього побудуємо графіки кінематичних функцій (рис. 5.7), які характеризують рух канатного барабана, що отримані в результаті теоретичних розрахунків проведених у третьому розділі та експериментальних досліджень (експерименти №1 та №16). Вибір експериментів №1 та №16 пояснюється тим, що для експерименту №1 отримано найкращий збіг теоретичних та експериментальних даних, а для експерименту №16 - найгірший. Всі інші експериментальні дані не будемо приводити оскільки вони аналогічні, тому винесемо їх в Додаток В.

Для отриманих даних розрахуємо статистичні показники. Всі експерименти були проведені для одного і того ж закону оптимального руху механізму підйому вантажу, однак умови для різних експериментів були різні.

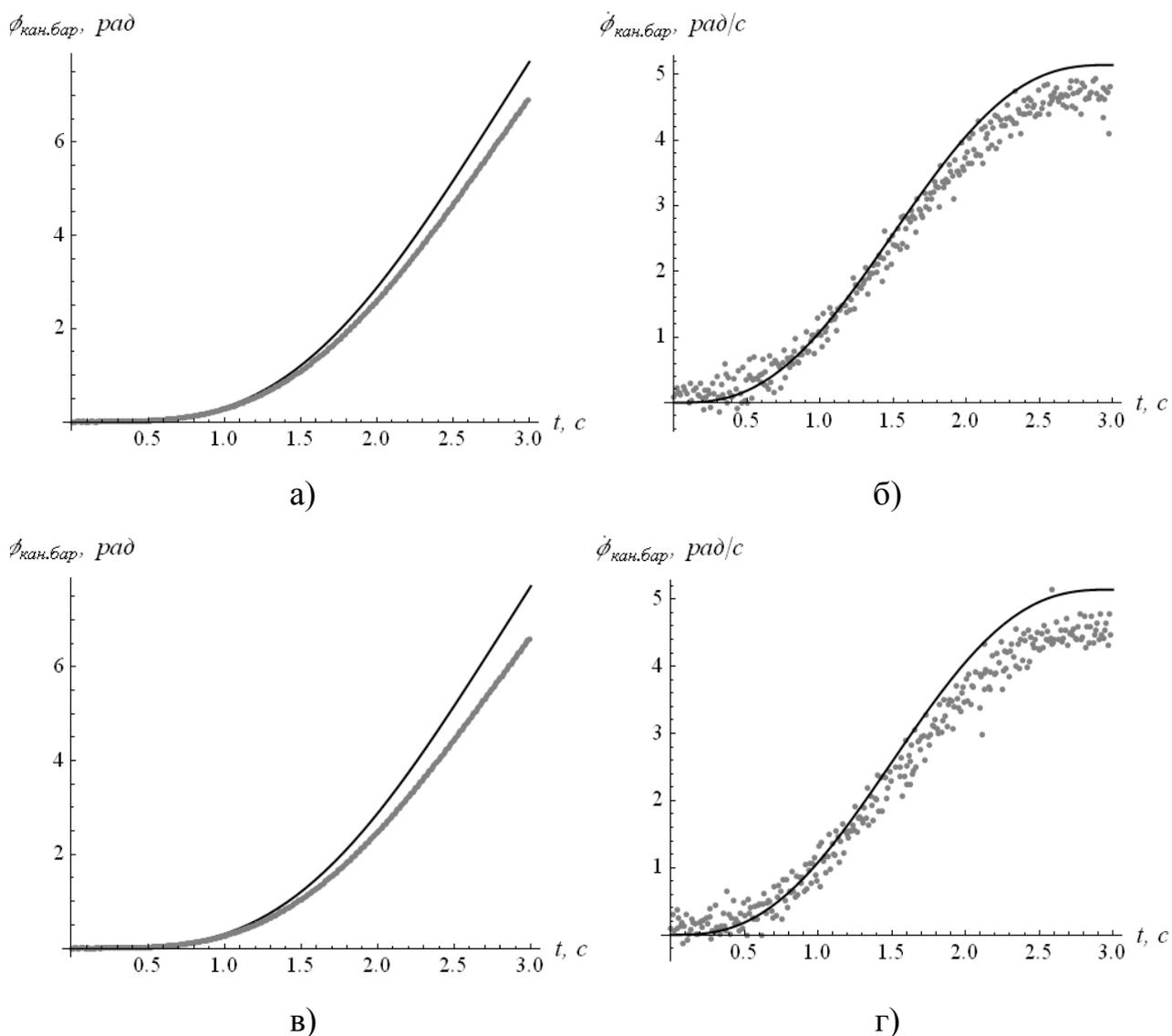


Рис. 5.7. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експериментів №1 і №16: а) кутова координата канатного барабану (експеримент №1); б) кутова швидкість канатного барабана (експеримент №1); в) кутова координата канатного барабану (експеримент №16); г) кутова швидкість канатного барабана (експеримент №16).

Зведемо всі експериментальні дані за умовою однаковості проведення експериментів (табл. 5.5).

Аналіз приведених статистичних показників дає змогу встановити певні закономірності: оптимальні закони руху краще реалізуються при незначній масі вантажу і в режимі його опускання. Це можна пояснити тим, що при незначній масі вантажу двигун працює в режимі, який близький до

холостого ходу і спад швидкості, зумовлений навантаженням від ваги вантажу є незначним.

Таблиця 5.5.

Показники якості реалізації оптимальних законів руху механізму підйому вантажу

	Показники руху						
	кутова координата канатного барабана			кутова швидкість канатного барабана			
	Статистичні оцінки						
Номер експерименту		дисперсія	середнє квадратичне відхилення	коефіцієнт варіації, %	дисперсія	середнє квадратичне відхилення	коефіцієнт варіації, %
	1, 5, 9, 13	0,646	0,804	40,2	0,736	0,856	45,1
	2, 6, 10, 14	0,683	0,826	41,3	0,772	0,878	46,2
	3, 7, 11, 15	0,690	0,831	41,5	0,717	0,847	44,6
	4, 8, 12, 16	0,708	0,841	42,1	0,755	0,869	45,7

Для всіх експериментів розрахований коефіцієнт варіації є досить значним: що вказує на недостатньо гарне відпрацювання кутової швидкості двигуном. Аналіз причин відхилення експериментальних даних від теоретичних приведемо в наступному пункті.

5.3. Встановлення причин розбіжності експериментальних та теоретичних результатів

Аналізуючи отримані дані, можна встановити декілька причин, які впливають на зниження якості відпрацювання оптимальних законів руху механізму зміни вильоту та підйому вантажу. Однією із причин є те, що при синтезі оптимального керування були використані математичні моделі, які не враховують всіх факторів, що діють на динаміку руху механізмів. Зокрема,

не враховуються зазори у приводних механізмах та провис канату механізму зміни вильоту. Для того, щоб усунути цю проблему у механізмі зміни вильоту необхідно встановити датчик швидкості руху візка. Крім того, потрібно вносити певні корективи у сам алгоритм роботи системи керування механізмом зміни вильоту: необхідно короткочасно подати знижену напругу на обмотки двигуна, при цьому він почне повільно розганятись, вибираючи зазори. Після вибору зазорів і натягу канату відбувається рух візка, при цьому спрацьовує датчик швидкості руху і алгоритм роботи системи керування повинен бути змінений на оптимальний. Аналогічні корективи необхідно виконати і для алгоритму роботи системи керування механізмом підйому вантажу.

Ще однією причиною, яка впливає на відхилення теоретичних та експериментальних даних є те, що швидкість задається дискретно, а не неперервно. На кожному кроці задання швидкості накопичуються похибки за швидкістю та за переміщенням візка. Зменшити вказані похибки можливо при заданні швидкості за допомогою аналогового сигналу при умові, що він передається на невелику відстань по екранованому кабелю. В умовах експлуатації реального баштового крана досягти таких вимог майже неможливо, тому прийнятнішим способом усунення цієї проблеми є наступний: необхідно зменшити проміжки часу між відправками дискретних швидкостей. Це дасть змогу значно збільшити точність задання швидкості при незначному збільшенні обчислень, які виконує система керування баштовим краном.

Для механізму зміни вильоту властива наступна тенденція: зі збільшенням порядку підінтегрального виразу критерію якості відпрацювання оптимального закону руху зменшується. Це можна пояснити тим, що оптимальні закони руху, які доставляють мінімум критеріям (3.33) та (3.37) з підінтегральними виразами високих порядків характеризуються нульовими початковими та кінцевими прискореннями візка, що означає повільну зміну швидкості канатного барабану на початку та у кінці

перехідного процесу. Для реалізації оптимальних законів, які доставляють мінімуми критеріям (3.33) та (3.37) частота напруги живлення приводного двигуна також повинна змінюватись повільно. Частота та напруга живлення двигуна пов'язані співвідношенням:

$$U_{ж\ живл} = f \left(\frac{U_{ном}}{f_{ном}} \right) + U_0, \quad (5.1)$$

де f - частота напруги живлення двигуна;

$f_{ном}$ - номінальна частота напруги живлення двигуна ($f_{ном} = 50 \text{ Гц}$);

$U_{ном}$ - номінальна напруга живлення двигуна ($U_{ном} = 380 \text{ В}$);

U_0 - початкове значення напруги живлення двигуна, яке визначає пусковий момент.

При повільній зміні частоти напруги живлення її початкове діюче значення буде близьке до U_0 . Крім того, максимальний пусковий момент, який може бути створений частотним перетворювачем FR-E700-060, що керує приводом механізму зміни вильоту, рівний $0,3M_{ном}$, що відповідає максимальному значенню U_0 . Величина $0,3M_{ном}$ недостатня для подолання опорів сил тертя у приводі механізму переміщення. При подальшому збільшенні частоти збільшується амплітуда напруги живлення двигуна і момент на його валу також зростає. Цей процес буде протікати до того моменту часу, поки приводний момент не подолає сили тертя, при цьому відпрацювання початкової частини оптимального закону руху не відбувається.

Реалізація оптимальних законів руху для механізму підйому вантажу за статистичними показниками дисперсії, середньоквадратичного відхилення та коефіцієнта варіації показує певну розбіжність теоретичних та експериментальних даних. Це пояснюється тим, що приводний двигун керувався за допомогою частотного перетворювача FR-S500 скалярного типу. У частотному перетворювачі була задіяна функція пропорційного

збільшення напруги живлення двигуна в залежності від зміни частоти, що характерно для застосувань саме вантажопідйомних механізмів. Це дало змогу підтримувати значний момент на валу двигуна у всьому діапазоні зміни швидкостей. Однак, таке налаштування не дає змоги подолати сили опору на початку руху (сили опору у механізмі підйому вантажу є значними, що пояснюється використанням черв'ячного редуктора у приводі), а це збільшує відхилення експериментальних та теоретичних даних.

Загалом збільшення якості відпрацювання оптимальних законів руху у механізмах підйому вантажу та зміни вильоту вимагає введення зворотного зв'язку за швидкістю руху якого-небудь елемента (візка чи гакової підвіски). Для практичної реалізації цього положення у механізмі зміни вильоту необхідно використати енкодер (електронний датчик кутової координати), який достатньо захищений від дії навколишнього середовища, а кабель, по якому передаються сигнали від нього до системи керування повин мати захист від електромагнітних перешкод. Для механізму підйому вантажу необхідно використати датчик швидкості підйому вантажу (гакової підвіски або траверси).

Використання зворотного зв'язку для керування механізмами зміни вильоту та підйому вантажу необхідно лише у тому випадку, коли необхідно забезпечити точне позиціонування вантажу по горизонталі (вздовж стріли крана) та по вертикалі (для „м'якої” посадки вантажу).

Висновки до п'ятого розділу

1. Розрахунок статистичних показників для експериментальних даних при ручному керуванні рухом механізмів зміни вильоту та підйому вантажу та аналіз графічних залежностей їх кінематичних функцій дозволяє встановити адекватність математичних моделей цих механізмів. Відхилення експериментальних даних від теоретичних (очікуваних) пов'язаний із збільшенням навантажень на механізми за рахунок збільшення ваги вантажу, що транспортується. Що стосується довжини гнучкого підвісу, то вона не має значного впливу на збільшення або зменшення статистичних показників, за якими проводиться оцінка адекватності математичних моделей механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.
2. Аналіз експериментальних даних, який проводився із використанням статистичних показників, показує достатньо точне відпрацювання оптимальних законів руху. Максимальні значення коефіцієнтів варіації отримані для даних експерименту №16, вони становлять: 5,3% для переміщення візка; 12,6% для швидкості візка; 16,7% для лінійного відхилення координати вантажу від координати візка; 12,6% для швидкості зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка.
3. Реалізація оптимального режиму руху механізму підйому вантажу показує значно більшу розбіжність у теоретичних та експериментальних даних, ніж для механізма зміни вильоту. Максимальні значення коефіцієнта варіації отримані: для кутового переміщення канатного барабана – експерименти № 4, 8, 12, 16 (42,1%); для кутової швидкості канатного барабана – експерименти №2, 6, 10, 14 (46,2%).
4. Встановлено причини, які впливають на відхилення експериментальних даних від теоретичних до них належать:

неврахування всіх факторів, що діють на динаміку руху механізмів (наприклад, провис канату механізма зміни вильоту крана, тертя у приводі та інших частинах механізмів); дискретне задання частоти живлення приводних двигунів; недостатньо точні динамічні властивості частотного перетворювача приводу механізма підйому.

5. Запропоновано заходи, направлені на зниження розбіжності теоретичних та експериментальних даних, які полягають у використанні зворотних зв'язків за швидкостями горизонтального руху візка та вертикального руху гакової підвіски; при цьому необхідно також змінити алгоритм роботи системи керування: на початку руху у приводні двигуни механізмів зміни вильоту та підйому вантажу треба подавати понижену напругу живлення для вибору зазорів у кінематичних парах та провисів канатів. Як тільки датчик руху візка або гакової підвіски „повідомить” систему керування про початок руху, то алгоритм її роботи повинен змінитись для реалізації того чи іншого оптимального закону руху.

РОЗДІЛ 6

РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМАМИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ЇХ КОНСТРУКЦІЙ

6.1. Апаратна частина системи керування механізмами зміни вильоту на підйому вантажу

Для реалізації оптимальних режимів руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу необхідно використовувати спеціальну мехатронну цифрову систему. Така система повинна відслідковувати всі необхідні події при виконанні перевантажувальних процесів, збирати необхідні данні та виробляти сигнали для керування приводами механізмів. Крім того, мехатронна система баштового крана повинна мати функції самодіагностики апаратури та програмного забезпечення, функцію „чорний ящик”, функції запобігання експлуатації механізмів у аварійних ситуаціях (наприклад, при перевищенні вантажопідйомності крана, при сильному вітрі тощо) та інші функції. Дано загальні рекомендації, щодо вибору обладнання, яке повинно входити у мехатронну систему баштового крана.

6.1.1. Приводи механізмів зміни вильоту та підйому вантажу

Для приводів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу використовуються двигуни постійного та змінного струму. Двигуни постійного струму мають гарні динамічні показники регулювання, що до недавнього часу визначало переважне їх застосування не тільки у баштових кранах, а у більшості вантажопідйомних механізмах. Однак для їх використання необхідно мати мережу постійного струму або потужний силовий перетворювач (джерело живлення постійного струму). Ці недоліки зумовили широке впровадження двигунів змінного струму (асинхронних із

фазним та короткозамкненим ротором). Двигуни змінного струму мають кращі масогабаритні та енергетичні показники. Регулювання швидкості обертання двигунів із фазним ротором здійснюється шляхом введення у коло ротора реостатів. У більшості випадків введення реостатів відбувається стрибкоподібно [106] за допомогою релейних електричних схем, які керуються кранівником із командоконтролера. Такі електричні схеми керування притаманні більшості кранам, які використовуються у даний час не дивлячись на те, що вони технічно та морально застарілі і є енергетично неефективними.

Останні роки у області розробки систем керування баштовими кранами стали використовуватись мехатронні підходи [41]. Кран розглядається як єдина мехатронна система, яка має апаратну та програмну частини. Апаратну частину можна умовно поділити на силову та інформаційну. До першої відносяться електроприводи та пристрої керування ними (частотні перетворювачі, керовані джерела живлення, силові контактори, пристрої плавного пуску тощо), до другої відносяться мікроконтролер, датчики, які формують зворотні зв'язки у системі, пристрої прийому та передачі сигналів по провідним та безпровідним мережам тощо.

Приводи сучасних баштових кранів є частотно керованими на основі асинхронного двигуна із короткозамкненим ротором. Це пояснюється достатніми регулювальними властивостями таких двигунів, які наближаються до показників регулювання двигунів постійного струму та надзвичайно високими енергетичними показниками роботи.

Більшість частотних перетворювачів, які працюють у кранових механізмах зміни вильоту та підйому вантажу, є векторними. Це відповідає вимогам, які ставляться до вказаних приводів. Однак, введення в експлуатацію частотних векторних перетворювачів вимагає їх налаштування. Насамперед необхідно визначитись із способом керування. На нашу думку, раціональним способом керування є орієнтація по полю ротора [107, 108] із організацією зворотного зв'язку по положенню або по швидкості руху

канатних барабанів механізмів зміни вильоту крана та підйому вантажу. Пояснимо вибір саме цього способу керування. При такому керуванні відпрацювання швидкості обертання двигуна є достатньо точним із похибкою не більше 0,02 % [109]. Крім того, жорсткість механічної характеристики є достатньою у всьому діапазоні зміни кутової швидкості двигуна.

Використання скалярного керування [110] не може задовольнити вимоги, які ставляться до якості керування кутової швидкості приводних двигунів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу навіть при керуванні за законом пропорційності напруги живлення двигуна частоті напруги

$(\frac{U}{U_{ном}} = \frac{f}{f_{ном}})$, яка використовується для вантажопідйомних машин.

Крім вказаних способів керування можна також використовувати пряме керування моментом [110]. Однак, при цьому необхідно мати точні дані про моменти та сили, що діють у механізмах. Якщо такої інформації немає або вона не точна, то використання такого способу частотного керування може призвести до відхилень від оптимальних законів руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу і навіть до аварій внаслідок необмеженого збільшення швидкості двигуна. У динамічній системі баштового крана необхідно задавати саме швидкість руху, тобто використовується кінематичне збурення, якому відповідає векторне керування із орієнтацією по полю ротора.

Ще однією корисною опцією частотних перетворювачів, які використовуються у баштових кранах є вбудований ПД-регулятор [112-114]. Правильне налаштування регулятора дає змогу отримати достатні показники при виконанні технологічних операцій краном. Використання ПД-регулювання вимагає встановлення датчика швидкості двигуна або іншого елемента, який знаходиться у кінематичній взаємодії із двигуном (наприклад, вихідний вал редуктора, вал колеса візка тощо).

Для механізму підйому вантажу корисною є опція рекуперації енергії частотним перетворювачем. Однак, необхідно мати на увазі: використання такої опції вимагає встановлення на частотному перетворювачі додаткового обладнання, яке є досить дорогим. Необхідно виконати розрахунок економічної ефективності перед тим, як приймати рішення про активацію даної опції. Даний розрахунок зводиться до порівняння вартості додаткового обладнання (зворотній інвертор і фільтр напруги) та вартості зекономленої електроенергії при заданих значеннях терміну окупності, інтенсивності використання механізму підйому та вартості гальмівного резистора, на якому „гаситься” надлишкова енергія при переході у режим рекуперативного гальмування.

6.1.2. Датчики системи керування

Як було вказано у попередньому підпункті для конструювання апаратної частини мехатронної системи баштового крана необхідно використовувати різноманітні датчики. Для механізму зміни вильоту потрібно використовувати датчик кутової швидкості (кутового положення) ротора двигуна або іншого елемента, який знаходиться з ним у кінематичній взаємодії. Це необхідно для того, щоб визначити положення та лінійну швидкість візка. Тут необхідно зробити декілька зауважень. По-перше, необхідно визначитись із типом датчика. Раціональним вибором, на нашу думку, є інкрементний енкодер [115-118], який здатний зберігати сигнал навіть при збої живлення. По-друге, необхідно підібрати місце для встановлення датчика. Умови навколишнього середовища повинні відповідати ступеню захисту датчика. Бажано, щоб це було сухе, непилне місце, яке не знаходиться під прямими сонячними промінням. По-третє, важливим питанням є характеристика кількості імпульсів на один оберт датчика. Для цього необхідно виконати розрахунок оптимальної кількості імпульсів на один оберт датчика, а потім підібрати датчик, який би найкраще

відповідав би цьому показнику. Після цього необхідно провести перевірочні розрахунки щодо можливості зчитування сигналів із датчика (велика кількість сигналів із датчика може не сприйматись системою – деякі сигнали не будуть „вловлюватись”) та щодо достатнього ступеня дискретності сигналу (низька дискретність датчика спотворює дані, що може призвести до значних похибок у керуванні механізмами). Якщо хоча б один перевірочний розрахунок дає негативний результат, то необхідно підібрати інший датчик або змінити місце розташування датчика (обрати інший елемент, кутову швидкість якого вимірює датчик). Для механізму підйому вантажу необхідно використовувати датчик довжини гнучкого підвісу. Всі перераховані вище зауваження стосуються і цього датчика.

Ще одним типом датчика, який використовується у системі керування механізмом підйому баштового крана є датчик ваги вантажу. Вкажемо основні вимоги до цього типу датчика. Якщо схема запасовки вантажних канатів механізму підйому вантажу передбачає кріплення одного кінця канату до нерухомої точки (наприклад, до оголовку стріли), то датчик ваги вантажу можна закріпити безпосередньо перед місцем закріплення каната. Покази датчика повинні бути у цьому випадку відповідним чином оброблені із врахуванням кратності поліспасти. Сам датчик конструктивно може бути тензOMETром S-подібного типу, який працює на розтяг або тензOMETром, який працює на згин, одна сторона якого закріплена на нерухомій основі, а до другої приєднаний вантажний канат. У випадку, якщо запасовка канату передбачає закріплення обох його кінців на канатному барабані (більшість стрілових кранів), то вагу вантажу можна виміряти опосередковано за допомогою датчика крутного моменту на барабані. Такий датчик встановлюється між зупинником та канатним барабаном і вимірює крутний момент на валу. Для знаходження ваги вантажу необхідно скористатись формулою:

$$G_{\text{вант}} = \frac{M_{\text{сигн.датч.}}}{r_{\text{к.б.и}}}, \quad (6.1)$$

де $M_{\text{сигн.датч.}}$ - момент на канатному барабані, який вимірюється датчиком крутного моменту;

$r_{\text{к.б.}}$ - радіус канатного барабану;

u - кратність поліспасти.

Для отримання адекватних даних про вагу вантажу перед тим, як проводити зчитування даних із датчика необхідно витримати невеликий час для затухання перехідних процесів у механізмі підйому вантажу. Цей час є незначним, оскільки період коливань даної динамічної системи складає десяті долі секунд і в'язке тертя системи досить швидко „гасить” ці коливання.

Кабелі, які з'єднують датчик (тензометр або датчик моменту на канатному барабані) із мікроконтролерною системою обробки сигналів повинні мати екранування.

Датчиками струму та напруги, як правило, обладнують частотні перетворювачі і тому встановлювати ці датчики немає потреби. Для оцінки величин струму або напруги необхідно надіслати відповідний запит у частотний перетворювач та отримати потрібну інформацію.

6.2. Розробка алгоритму роботи системи керування

Важливим питанням підвищення ефективності роботи баштового крана є передача деяких функцій керування від оператора (кранівника) до мехатронної системи. Для цього необхідно формалізувати алгоритми за якими кранівник виконує ті чи інші керуючі дії. Приведемо блок-схему загального алгоритму роботи мехатронної системи, яка керує механізмами зміни вильоту та підйому вантажу (рис. 6.1).

Дамо опис алгоритму представленого на рис. 6.1. На початку роботи система формує запит, за яким кранівник бажає працювати – це або ручне, або автоматичне керування. Якщо обирається ручне керування, то відбувається вихід із алгоритму, у протилежному випадку (автоматичне

керування) систем буде формувати основні керуючі впливи, а кранівник залишає за собою лише функції контролю та формування керуючих впливів у аварійних ситуаціях.

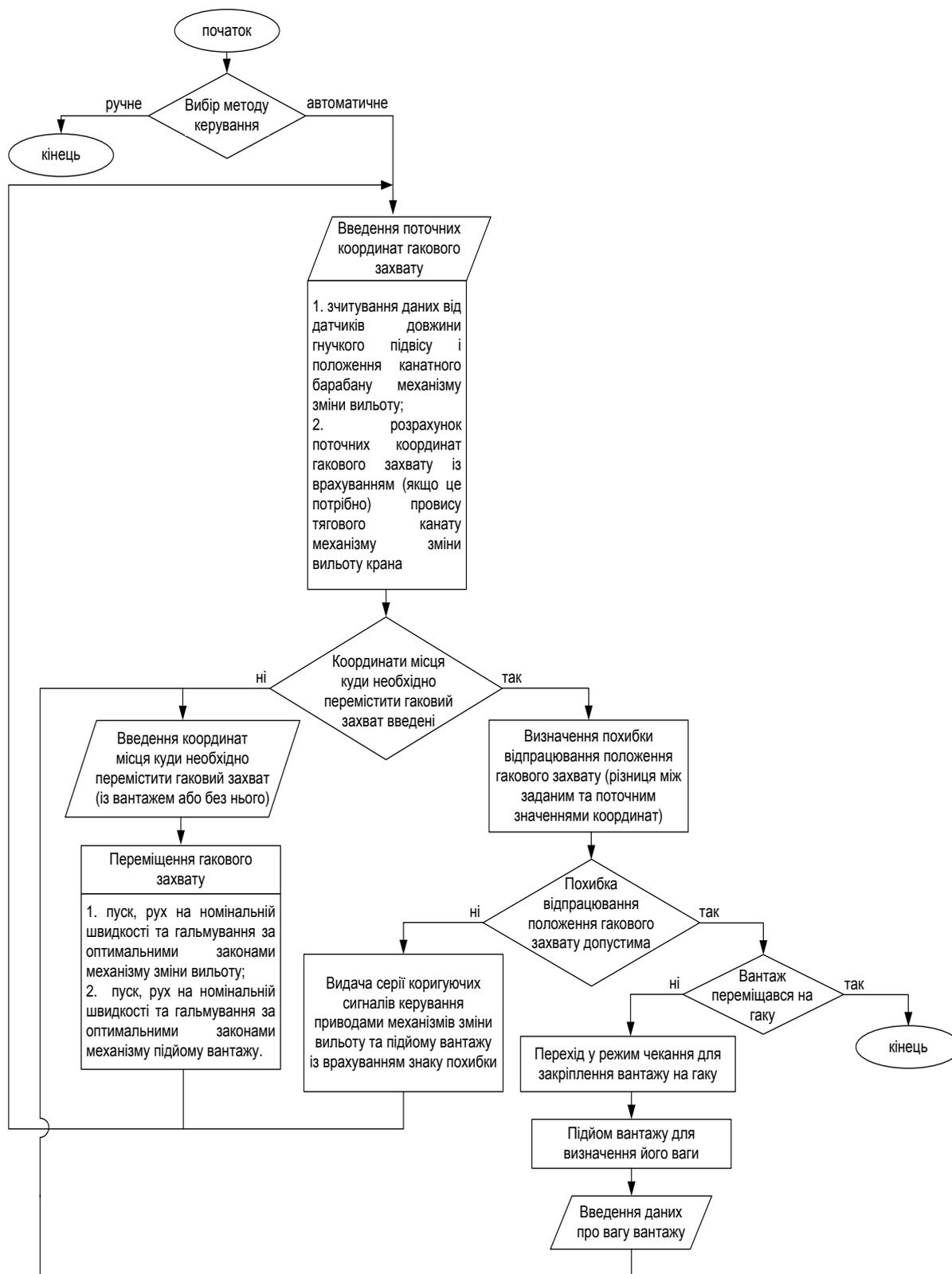


Рис. 6.1. Блок-схема алгоритму роботи мехатронної системи баштового крана.

Для здійснення переміщення вантажу спочатку система керування опитує датчики довжини гнучкого підвісу та кутової координати канатного барабану механізму зміни вильоту. Ці дані відповідним чином оброблюються і визначається положення гакового захвату у системі координат, яка прив'язана до баштового крану (глобальна система координат). Надалі перевіряється умова: чи задані координати місця куди необхідно перемістити гак чи захват. На початку циклу переміщення такі координати ще не задані, тому вони вводяться кранівником або самою системою, якщо це можливо. Після введення координат відбувається безпосереднє керування приводами механізмів зміни вильоту крана та підйому вантажу. Це відбувається одночасно. Перехідні режими роботи вказаних механізмів відбуваються за законами, які були синтезовані у третьому розділі та досліджені експериментально у п'ятому розділі. Вибір того чи іншого закону руху необхідно проводити із врахуванням специфіки роботи крана.

Після переміщення захвату у місце де знаходиться вантаж вводяться його координати та визначаються похибки відпрацювання заданого положення захвата. Якщо дана похибка недопустима за умовами виконання подальших технологічних процесів (закріплення вантажу на гаку), то відбувається „доводка” положення захвата. При цьому весь час контролюється координата положення захвата, а система тимчасово працює у циклі. Якщо похибка положення захвата задовольняє технологічні умови, то надалі перевіряється умова: чи переміщувався щойно вантаж. Це робиться шляхом опитування датчика ваги вантажу. Якщо вантажу на гаку немає, то відбувається перехід у режим очікування для того, щоб можна було закріпити вантаж на гаку. Надалі відбувається піднімання на повзучій швидкості вантажу на невелику висоту (десятки сантиметрів) для оцінки його ваги. При цьому опитується датчик ваги вантажу та вводяться відповідні дані. Після цього оператор крана вводить координати куди необхідно перемістити гаковий захват разом із вантажем та здійснює його переміщення. Після цього система знову входить в цикл перевірки похибки

відпрацювання положення захвату із одночасною корекцією похибки. Надалі, коли похибка положення гаку є допустимою, відбувається знімання вантажу із гаку, що означає кінець циклу переміщення.

6.3. Модернізація конструкцій механізмів баштового крану

Для підвищення ефективності експлуатації баштових кранів необхідно також проводити роботи із модернізації механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. Раціональна зміна конструкції вказаних механізмів приводить до зменшення динамічних та статичних навантажень цих механізмів, що у свою чергу збільшує їх термін служби.

Одним із варіантів модернізації механізму підйому вантажу є такий [119]: привідний механізм, через муфту, барабан та канат, зв'язаний з противагою, яка при роботі механізму підйому рухається вздовж башти. При підйомі вантажу противага опускається, зменшуючи зусилля на підйом, а при опусканні вантажу противага підіймається. На рис. 6.2. зображена кінематична схема механізму підйому.

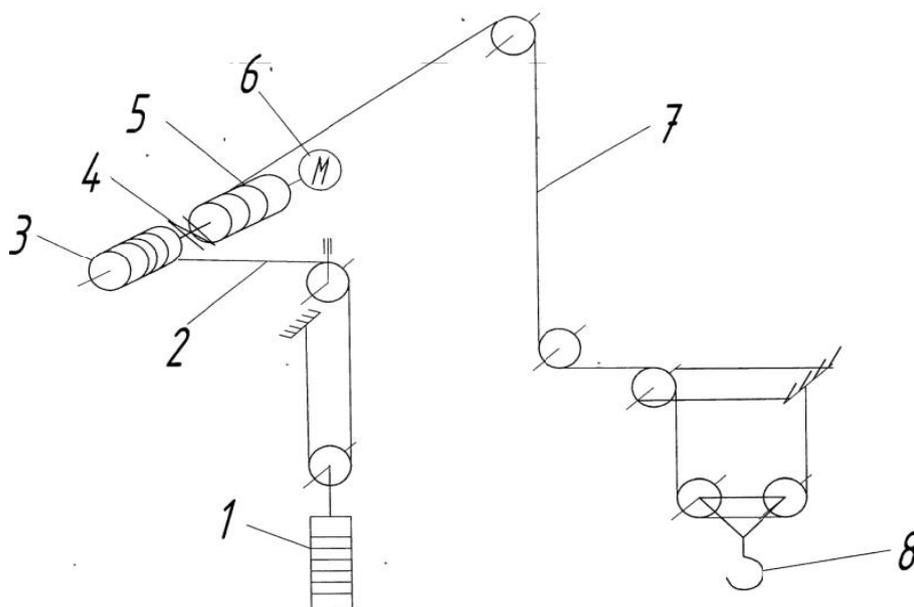


Рис. 6.2. Кінематична схема удосконаленого механізму підйому вантажу:
1 – противага; 2 – канат; 3, 5 – барабани; 4 – муфта; 6 – привідний механізм;
7 – канат; 8 – гакова підвіска.

Механізм підйому працює таким чином. При підніманні вантажу гакова підвіска 8 перебуває в основі крана, а противага 1 у його оголовка. Противага 1 під дією сили тяжіння викликає на валу барабана 3 момент, спрямований у протилежну сторону від моменту на валу барабана 5, викликаного силою тяжіння вантажу. При включенні привідного механізму 6, на барабан 5 починає навиватися канат 7, вантаж починає підійматись; у той же час із барабана 3 змотується канат 2, опускаючи противагу 1. У такий спосіб потужність електродвигуна витрачається тільки на подолання різниці моментів, що виникають на валах барабанів 3 і 5. При включенні привідного механізму 6 на опускання гакової підвіски 8 канат 7 починає змотуватися з барабана 5; одночасно канат 2 намотується на барабан 3, піднімаючи противагу 1. У цьому випадку потужність електродвигуна витрачається на підняття противаги 1. Муфта 4 призначена для відключення барабана 3 від барабана 5, і використовується тільки в тих випадках, коли вага вантажу мізерно мала, у порівнянні з основною вантажопідйомністю. При відключенні муфти 4 барабан 3 стопориться й противага 1 відіграє роль баласту, збільшуючи стійкість крана. Маса противаги 1 складає половину від маси вантажу, таким чином можна використовувати двигун, потужністю вдвічі менше, ніж необхідна для звичайного механізму підйому.

Однією із проблем при русі візка баштового крана є різкі ривки на початку руху, що викликано провисанням тягового канату. Забезпечити плавність руху і зменшення динамічних навантажень від коливань вантажу при русі візка можна за рахунок встановлення на обвідних блоках пружних елементів, через які обвідні блоки пружно зв'язані зі стрілою крану [120] (рис. 6.3).

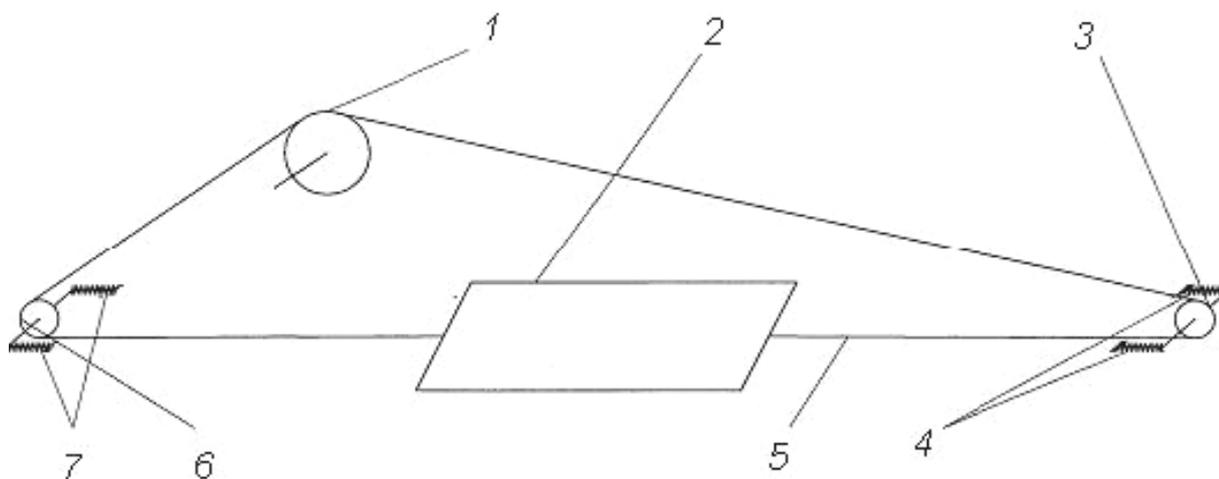


Рис. 6.3. Кінематична схема модернізованого механізму пересування вантажного візка баштового крана: 1 – приводний механізм; 2 – візок; 3, 6 – обвідні блоки; 4, 7 – пружини; 5 – канат.

Для переміщення візка 2 вздовж горизонтальної стріли вмикається привод 1, при цьому одна гілка канату 5 натягується, а інша послабляється. При русі візка 2 від башти гілка канату 5, що огинає обвідний блок 3, натягується і пружини 4 стискаються, одночасно гілка канату 5, що огинає обвідний блок 6, послабляється і пружини 7 розтягуються, запобігаючи провисанню канату. При русі візка 2 в протилежну сторону (до башти) гілка канату 5, що огинає обвідний блок 6, натягується і пружини 7 стискаються, одночасно гілка канату 5, що огинає обвідний блок 3, послабляється і пружини 4 розтягуються.

Одним із недоліків конструкції візка баштових кранів є складність конструкції та монтажу роз'ємної рами візка. Крім того, слабкими зонами будуть місця з'єднання роз'ємної рами, що фіксуються болтами, які при роботі можуть розкрутитись, а при деякому зносі зруйнуватись, що суттєво зменшує надійність конструкції. Монтаж роз'ємної секції однією людиною (кранівником) практично неможливий. Одним із можливих конструктивних рішень є таке [121]: вантажний візок крана, обладнується додатковим знімним обвідним блоком, гнучко зв'язаним із рамою візка (рис. 6.4).

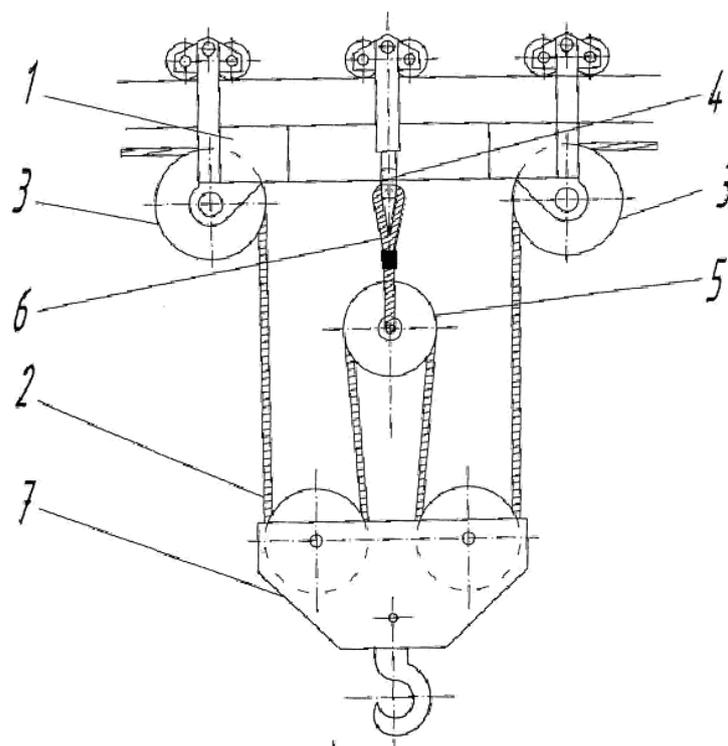


Рис. 6.4. Конструкція пропонованого візка із додатковим обвідним блоком:

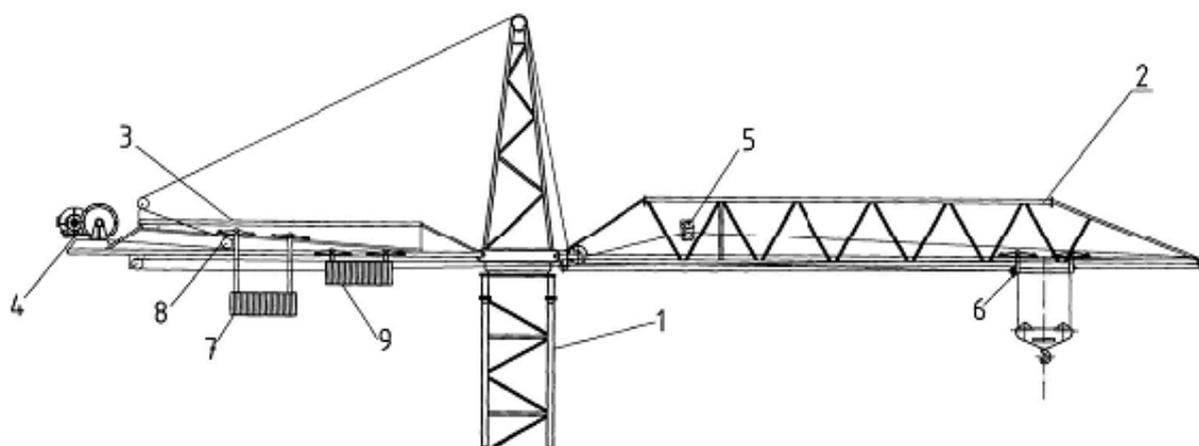
1 – рама; 2 – вантажний канат; 3 – обвідний блок; 4 – гаки, які жорстко з'єднані із рамою 1; 5 – знімний обвідний блок; 6 – гнучкий підвіс; 7 – гакова підвіска.

При роботі з вантажами номінальної вантажопідйомності крана вантажний канат 2 запасовують через обвідні блоки 3 та блоки гакової підвіски 7. Запасований по такій схем представляє двократний поліспагт. При збільшенні вантажопідйомності крана до двократного номіналу, вантажний канат 2 запасовується через обвідні блоки 3, блоки гакової підвіски 7 та додатковий знімний обвідний блок 5 з гнучким підвісом 6. Гнучкий підвіс 6 знімного обвідного блока 5 закріплюється на двох гаках 4, жорстко з'єднаних з рамою 1. Запасований за такою схемою канат представляє чотирікратний поліспагт. Отже, не збільшуючи потужності двигуна механізму підйому, габаритів та маси вантажного візка, зберігаючи високі граничні значення вильоту та висоти підйому вантажу, можна підіймати вантаж вагою в два рази більшою за номінальну.

Таким чином, в залежності від режиму роботи крана та розподілення вантажів подвійної маси в загальному вантажопотоці, кран може працювати з номінальною вантажопідйомністю на високих швидкостях або з подвійною вантажопідйомністю, без втрати вильоту та висоти підйому та без перевантаження елементів вантажного візка. Знімний обвідний блок 5 з гнучким підвісом 6 може бути піднятий в робоче положення (або опущений) гаковою підвіскою 7 методом самомотажу, без опускання стріли при будь-якому положенні вантажного візка.

Застосування запропонованого вантажного візка, порівняно з існуючими рішеннями, дозволяє працювати з вантажами, в два рази більшими за номінальний, не збільшуючи ваги пристрою, а простота конструкції значно спрощує монтаж та заміну елементів візка.

Сучасні баштові крани мають резерви, щодо зменшення витрат часу та енергії на підйом та опускання вантажу. Одним із способів реалізації цих резервів є наступний [122]. Механізми підйому та пересування вантажного візка сполучаються канатами з відповідними противагами так, що при переміщенні, підйомі або опусканні вантажу противаги рухаються вздовж противагової консолі, врівноважуючи згинальний момент, що діє на кран, і відповідно, збільшуючи його стійкість (рис. 6.5, 6.6)



a)

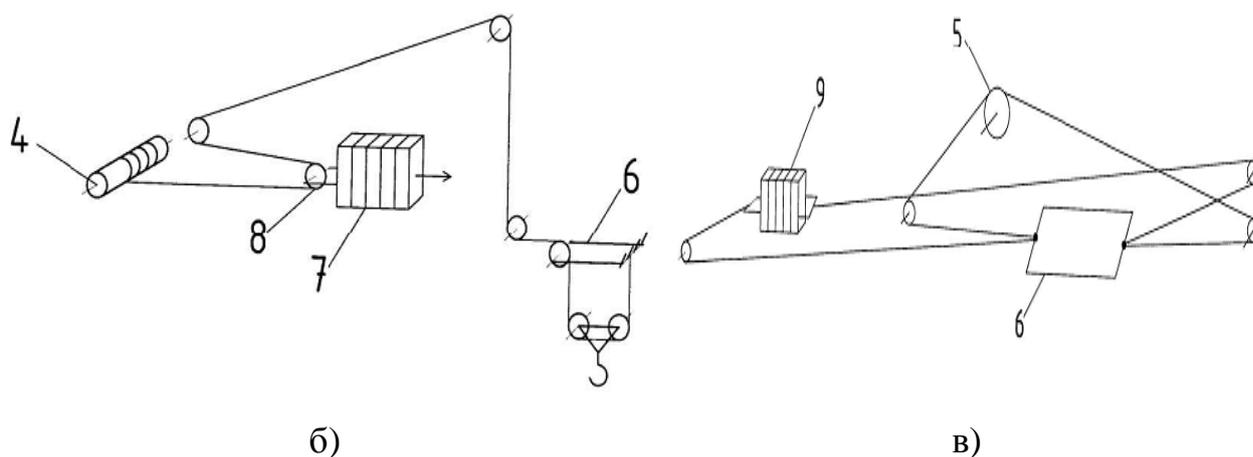


Рис. 6.6. Загальний вид баштового крана (а), кінематична схема механізму підйому вантажу (б); кінематична схема механізму пересування вантажного візка (в): 1 – башта; 2 – стріла; 3 – противагова консоль; 4 – механізм підйому; 5 – механізм пересування візка; 6 – вантажний візок; 7, 9 – противаги; 8 – рухомий блок

При підйомі вантажу вантажний канат натягається й за допомогою рухомого блоку 8 переміщає противагу 7 уздовж противагової консолі 3 від башти 1. При опусканні вантажу противага 7 під дією власної ваги по шляхах, розташованих під кутом, повертається у початкове положення. При переміщенні вантажного візка 6 уздовж стріли 2, противага 9 переміщається у бік, протилежний руху вантажної каретки 6. У такий спосіб згинальний момент компенсується противагами 7 і 9, при цьому башта отримує навантаження тільки від суми мас противаги й вантажу, а також від дії згинального моменту неврівноваженої частини вантажу. Величина згинального моменту вежі від неврівноваженої частини вантажу не повинна перевищувати величини, що допускає навантаження башти.

Застосування запропонованих конструктивних удосконалень механізмів підйому та зміни вильоту порівняно з існуючими рішеннями дає змогу зменшити потужність двигунів та енерговитрати, збільшити стійкість, надійність і термін експлуатації крану а також підвищити його продуктивність.

6.4. Розрахунок економічного ефекту від впровадження системи оптимального керування баштовими кранами

Економічний ефект від впровадження мехатронної системи керування баштовим краном визначається виходячи зі зменшення тривалості циклу переміщення вантажу. Для проведення розрахунків скористаємось методикою наведеною у роботі [123]. Економічний ефект визначаємо за формулою:

$$\Delta E = (K_1 - K_2)\varepsilon + (E_1 - E_2), \quad (6.2)$$

де K_1 та K_2 - витрати на доставку, монтаж та налаштування пропонованої і базової системи керування баштовим краном;

ε - галузевий нормативний коефіцієнт ефективності (для систем керування підйомно-транспортної техніки приймають $\varepsilon = 0,15$);

E_1 і E_2 - експлуатаційні витрати по базовому і новому варіантах системи керування відповідно.

Розрахунок економічного ефекту здійснюється шляхом, порівняння двох систем керування баштового крана КБ-674. Обидві системи керування усувають коливання вантажу, який закріплений на гнучкому підвісі. Відома система використовує спосіб усунення коливань вантажу, за яким тривалість розгону та гальмування рівна тривалості періоду вільних коливань вантажу. Приймемо, що пристрої та апарати обох систем однакові (набір датчиків, частотних перетворювачів, мікроконтролерної системи тощо), відрізняються лише їх алгоритми, за якими здійснюється реалізація способів усунення коливань вантажу, тоді $K_1 - K_2 = 0$.

Використання системи, в якій реалізоване оптимальне керування механізмами баштового крана зумовлює скорочення циклу роботи крана, що, звичайно, підвищує річну продуктивність работ крана. Річна продуктивність баштового крана визначається за формулою:

$$Q_{річ} = \frac{60T}{t_{ц}} Q K_{доб} K_{річ} K_{ван}, \quad (6.3)$$

де T - дійсний фонд робочого часу машини протягом року, $T \approx 2500$ год;

Q - вантажопідйомність машини, $Q = 7$ т (для баштового крана КБ-674 прийmemo, що вона рівна максимальній вантажопідйомності при максимальному вильоті стріли);

$K_{доб}$ - коефіцієнт використання крана за часом протягом доби, $K_{доб} = 0,55$;

$K_{річ}$ - коефіцієнт використання крана за часом протягом року, $K_{річ} = 0,6$;

$K_{ван}$ - коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю, $K_{ван} = 0,5$ (для середнього режиму роботи);

$t_{ц}$ - тривалість циклу роботи для крана обладнаного системою для усунення коливань вантажу.

Для переміщення вантажу на деяку відстань „базова” система витрачає час, який визначається за формулою:

$$t_{ц} = \frac{s}{v_{ном}} - 4\pi \sqrt{\frac{m_1 l}{(m_1 + m_2)g}} + t_n, \quad (6.4)$$

де s - відстань переміщення вантажу;

$v_{ном}$ - номінальна швидкість руху візка (0,45 м/с);

t_n - тривалість перерви у роботі крана між двома циклами переміщення вантажу ($t_n = 10$ хвилин у середньому).

Прийmemo, що s знаходяться як різниця максимального та мінімального вильоту стріли (32 м). Довжина гнучкого підвісу приймається рівною 10 м, а маса вантажу рівна половині максимальної вантажопідйомності крана (3500 кг). Підставляючи всі значення у формулу (6.4), отримаємо $t_{ц} = 667,9$ с. Аналогічна величина тривалості циклу для пропонованої системи керування краном становить $t_{ц} = 663,1$ с.

Отже, річна продуктивність для „базової” системи становить $Q_{річ1} = 15563,7$ т/рік, а пропонованої – $Q_{річ2} = 15676,4$ т/рік. Знайдемо різницю продуктивностей: $\Delta Q = Q_{річ1} - Q_{річ2} = 112,7$ т/рік. Годинна продуктивність баштового крана з „базовою” системою $Q_{год} = 6,2$ т/год.

Таким чином, використання пропонованої системи керування краном дозволить зекономити 18,2 годин робочого часу (більше двох змін). Середня вартість оренди баштового крана КБ-674 5000 грн/зміну. Отже можемо записати такий вираз:

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \Delta T_{п.з.} \cdot K_{в.а.}, \quad (6.5)$$

де $\Delta T_{п.з.}$ - економія тривалості експлуатації крана протягом року при збереженні його річної продуктивності;

$K_{в.а.}$ - вартість оренди баштового крана.

Підставляючи всі відомі значення у формулу (6.5), отримаємо, що річна економічна ефективність використання пропонованої системи керування баштовим краном складає 11375 грн.

Висновки до шостого розділу

1. Для реалізації оптимальних законів руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу запропоновано використати мехатронну систему, яка включає електроприводи змінного струму із частотним керуванням, датчики швидкості руху кранового візка, довжини гнучкого підвісу та ваги вантажу. У розділі приведені загальні рекомендації, щодо вибору вказаних елементів із врахуванням специфіки їх роботи у крановій мехатронній системі.
2. Розроблено алгоритм роботи системи керування механізмами зміни вильоту та підйому вантажу, який призначений для виконання циклу переміщення вантажу при одночасній роботі вказаних механізмів. Розроблений алгоритм призначений для випадку, коли стріла баштового крана не виконує у циклі переміщення вантажу обертового руху, якщо ж стріла переміщується, то даний алгоритм може бути включений у більш загальний алгоритм роботи мехатронної системи, як один із його елементів.
3. Приведені рекомендації щодо модернізації конструкцій механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана. Використання модернізованих механізмів дає змогу зменшити установлену потужність приводних двигунів, зменшити ривки від різкого вибору слабину тягового канату у механізмі зміни вильоту, збільшити зручність при монтажі та демонтажі кранового візка на стрілі, а також збільшити стійкість крана.
4. Розраховано економічний ефект від впровадження системи керування баштовим краном, яка використовує розроблений вище алгоритм. В основу розрахунку покладено збільшення продуктивності роботи крана за рахунок скорочення часу виконання перевантажувальних робіт. Економічний ефект від впровадження одного крана з мехатронною системою керування складає 11375 грн/рік.

ВИСНОВКИ

У монографії вирішена науково-прикладна задача оптимізації перехідних процесів при зміні вильоту баштового крана із одночасним підніманням або опусканням вантажу. Знайдені у роботі оптимальні закони керування механізмами зміни вильоту та підйому вантажу усувають коливання елементів вказаних механізмів та підвищують ефективність експлуатації крана в цілому.

1. На основі аналізу публікацій за темою дослідження встановлено, що досить детально вивчена динаміка руху механізма підйому вантажу, з іншого боку мало досліджені питання виникнення динамічних навантажень у механізмі зміни вильоту баштового крана. Відомі результати по оптимальному керуванню рухомого маятника, яким, як правило, представляється рух прольотних кранів (кранових візків), для баштового крана використовувати недоцільно, оскільки вони не враховують жорсткість тягового канату механізма зміни вильоту.
2. Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, побудовано математичну модель динаміки руху механізма зміни вильоту баштового крана та обрано математичну модель механізма підйому вантажу. На основі чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана КБ-674 встановлено основні закономірності (величина, характер зміни у часі, тривалість) динамічних навантажень у цих механізмах. Максимальні значення зусиль у тяговому канаті механізма зміни вильоту вантажу становлять: 8300 Н – для роботи на природній механічній характеристиці (пусковий момент двигуна 180 Нм) і 6750 Н – на штучній (пусковий момент двигуна 125 Нм). Максимальні значення зусиль у канаті механізма підйому вантажу становлять: 54000 Н – для природної механічної характеристики і 48000 Н – для штучної. Значний вплив на вказані навантаження справляють початковий момент двигуна та нахил

його механічної характеристики, тому при роботі вказаних механізмів рекомендовано обирати якнайменший початковий момент та забезпечувати роботу приводного двигуна на стійкій ділянці механічної характеристики.

3. Проведено аналіз математичних моделей механізмів зміни вильоту і підйому вантажу та встановлено кінцеві умови для перехідних процесів, які дозволяють усувати небажані коливання елементів цих механізмів. На цій основі встановлено вид критеріїв для оптимізації режимів руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу, які являють собою інтегральні функціонали з підінтегральними виразами у виді небажаних кінематичних та динамічних показників руху.
4. Подальший розвиток одержала методика синтезу оптимальних законів руху, за якими коливання елементів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу, при їх сумісній роботі, усуваються до кінця перехідного процесу. На основі розв'язання варіаційних задач знайдено закони руху елементів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу, які характеризуються плавністю зміни в часі, що знижує динамічні навантаження, які діють у механізмах. Всі отримані оптимальні закони руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу досліджені та проаналізовані, з яких встановлено, що зусилля у канаті механізма підйому вантажу зменшилось у 2,3 рази порівняно з рухом на природній механічній характеристиці і у 2,1 рази - на штучній механічній характеристиці приводного двигуна, а зусилля у тяговому канаті механізма зміни вильоту вантажу при оптимальному керуванні зменшились в 5,7-6,8 разів у порівнянні із ручним керуванням.
5. Спроектовано та виготовлено лабораторну фізичну модель баштового крана, розроблено програмне забезпечення для керування частотними перетворювачами електричних приводів фізичної моделі, підібрано вимірювально-реєструюче обладнання (датчики та цифрова система збору даних), розроблено методику проведення експериментальних

досліджень, вибрано методику обробки експериментальних даних методами статистичного аналізу, що дало можливість провести експериментальні дослідження руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана для підтвердження адекватності теоретичних досліджень.

6. На основі аналізу статистичних показників, що відповідають експериментальним даним, які отримані при русі механізмів зміни вильоту та підйому вантажу на природних механічних характеристиках їх приводних двигунів, встановлено адекватність математичних моделей вказаних механізмів (максимальне значення коефіцієнту варіації кутової координати канатного барабана механізма підйому вантажу не перевищують 30%, його кутової швидкості – 29,4%; положення візка механізма зміни вильоту – 18,8%, для його швидкості – 13,1%).
7. Визначено причини, які впливають на відхилення реального руху від заданого (оптимального) для механізмів підйому та зміни вильоту вантажу. Такими причинами є: неврахування всіх факторів, що діють на динаміку руху механізмів (провис каната механізма зміни вильоту крана, тертя у приводі та інших частинах механізмів); дискретне задання частоти живлення приводних двигунів; недостатньо точні динамічні властивості частотного перетворювача приводу механізма підйому вантажу.
8. Розроблено алгоритм системи керування баштовим краном, що дозволяє переміщувати вантажі із врахуванням оптимальних перехідних процесів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. Для побудови апаратної частини системи керування краном використано датчики (довжини гнучкого підвісу, швидкості руху візка, ваги вантажу), асинхронний частотно-керований привод із векторним керуванням та мікроконтролерну систему керування, що дозволяє якісно реалізувати керування рухом механізмів зміни вильоту та підйому вантажу на практиці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учебник [для машиностроит. спец. вузов] / М.П. Александров– М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
2. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – Х.: Вид-во „Форт”, 2007. – 256 с.
3. Ильин Е.А. О выборе расчетных схем для исследования динамики подъемных установок / Е.А. Ильин // Известия вузов. Горный журнал. – 1976. – № 12. – С. 68-72.
4. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л.Я. Будиков. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. - 210 с.
5. Пискунов В.Г. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов / В.Г. Пискунов, И.М. Бузун. - М: Машиностроение, 1991. – 238 с.
6. Кириллов В.В. Аналоговое моделирование динамических систем / В.В. Кириллов, В.С. Моисеев Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
7. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак– М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
8. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров– М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
9. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов– М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
10. 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.
11. Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К.- Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.

12. Семенюк В.Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов / В.Ф. Семенюк // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1999. – Вып. 48. – С. 48-54.
13. 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.
14. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – М. Машиностроение, 1969. – 520 с.
15. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении / В.Ф. Гайдамака– Х.: Вища школа, 1988. – 141 с.
16. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов / Б.С. Ковальский. – Х.: ХВКИУ, 1963. – 167 с.
17. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
18. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – Одесса.: СМІЛ, 2008. – 192 с.
19. Черноусько Ф.Л. Управление колебаниями / Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов. - М.: Наука, 1980. - 384 с.
20. Онищенко В.И., Бортников Е.С., Коновалов НА. Динамика механизмов подъема кранов с телескопическими стрелами / В.И. Онищенко, Е.С. Бортников, Н.А. Коновалов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1999. – Вып. 48. – С. 159-161.
21. Федоров М.М. Метод определения наивыгоднейшего за раз поднимаемого груза для вертикальных шахт / М.М. Федоров // Федоров. Избранные труды. В 2-х томах. – К.: Издательство АН УССР, 1960, Т. 2. – с. 167-187.

22. Залесов О.А. Методы снижения динамических напряжений в канатах подъемных установок / О.А. Залесов // Известия вузов. Горный журнал. – 1958. – № 11. – С. 17-22.
23. Сиротский В.Ф. Краткие итоги изучения работы передовых крановщиков порталных кранов / В.Ф. Сиротский // Морской и речной флот. – 1953. – №8. – С. 4-7.
24. Лащенко М.Н. Усилие металлических конструкций / М.Н. Лащенко. – Л.-М.: Госиздат литературы по строительству и архитектуре, 1954. - 132 с.
25. Григорьев Н.И. Нагрузки кранов / Н.И. Григорьев. – М.-Л.: Машиностроение, 1964. – 168 с.
26. Артоболевский И.И. Динамика машинных агрегатов на предельных режимах движения / И.И. Артоболевский, В.С. Лощинин - М.: Наука, 1977. - 325 с.
27. Залесов О.А. Динамические напряжения в шахтных подъемниках в период пуска асинхронных двигателей / О.А. Залесов // Научные труды Машгиз. – 1962. – № 44. – С.158-170.
28. Один И.М. Инженерные задачи расчета крановых металлоконструкций / И.М. Один. – М: Машиностроение, 1972. – 119 с.
29. Научные основы рационального проектирования и эксплуатации элементов подъемного оборудования: [збірник наукових праць / наук. ред. чл.-корр. АН УССР Нестеров П.П.] – К. Наукова думка, 1978. –204 с.
30. Нестеров А.П. Метод поиска глобального экстремума функционала в задачах оптимизации механических систем / А.П. Нестеров, С.Н. Вахнин // Сборник аннотаций программ решенных задач и технических усовершенствований на ЭВМ ЦСУ СССР. – 1974. – Вып. 4 (14). – С. 127.
31. Семенюк В.Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов / В.Ф. Семенюк // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. –1999. – Вып. 48. – С. 48-54.

32. Подоляк О.С. Підвищення техніко-експлуатаційних показників стрілових самохідних кранів застосуванням гідравлічних гасителів коливань: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Піднімально-транспортні машини” / О.С. Подоляк. – Х., 2010. – 27 с.
33. Левин Б.А. Краны с управляемыми колодочными тормозами / Б.А. Левин // Промышленная энергетика. – 1968. – № 4 – С. 45-49.
34. Гайдамака В.Ф. Новые пусковые и тормозные устройства грузоподъемных машин / В.Ф. Гайдамака. –Х.: Вища школа, 1975. -103 с.
35. Колосов А.В. О запуске машин, снижающем динамические нагрузки в линии передач / А.В. Колосов // Динамика и прочность горных машин. – 1975 – Вып. 3. – С. 7-14.
36. Томарев В.А. Применение электромагнитных порошковых муфт и тормозов в механизмах кранов / В.А. Томарев // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1999. – Вып. 48. – С. 135-137.
37. Колосов А.В. Оптимизация параметров нелинейных муфт шахтных подъемных машин / А.В. Колосов // Подъемно-транспортное оборудование. – 1977. – Вып. 8. – С. 24-27.
38. Казак С.А. Безотказность и усталостная долговечность подъемно-транспортных машин: [учеб. пособие] / С.А. Казак. – Свердловск: Изд-во урал. политехн. ин-та. – 1989. – 92 с.
39. Казак С.А. Статистическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин: [учеб. пособие] / С.А. Казак. – Свердловск: Изд-во урал. политехн. ин-та. – 1987. – 86 с.
40. Бредихин Ю.Р. Влияние динамических нагрузок на прочность и долговечность деталей машин / Ю.Р. Бредихин, А.П. Нестеров, К.Е. Новиков // Динамика и прочность горных машин. – 1976. – Вып. 4. – С. 4-15.
41. Сергеев С.Т. Надежность и долговечность подъемных канатов / С.Т. Сергеев– К.: Техніка, 1968. – 238 с.

42. Мамаев Л.М. Математическое моделирование динамического гашения вибраций грузоподъемных машин / Л.М. Мамаев, А.М. Кабаков, А.И. Пабат // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. – 2011. – Вип. 120. – Серія: Механіка, енергетика, екологія. – С. 272-275.
43. Момот В.В. Исследование влияния динамических свойств башенного крана на его устойчивость против опрокидывания: автореф. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05. „Подъемно-транспортные машины” / В.В. Момот. – М., 1973. – 20 с.
44. Кабанов А.М. Исследование динамических нагрузок механизма подъема электромагнитных кранов и некоторые пути их снижения: автореф. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.05.05. „Подъемно-транспортные машины” / А.М. Кабанов. – Л 1980. – 20 с.
45. Правила охорони праці під час виконання робіт на висоті. – Х.: Вид-во „Форт”, 2007. – 120 с.
46. Сохадзе А.Г. Мехатронная система грузоподъемного крана для автоматической стабилизации положения груза и управления его движением: дисс. на соиск. степ. канд. тех. наук: 05.02.05 / Сохадзе Александр Георгиевич. – Новочеркасск, 2006. – 218 с.
47. 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.
48. Сахаров Э.О. Некоторые вопросы демпфирования колебаний груза на гибком подвесе / Э.О. Сахаров // Исследование динамики грузоподъемных кранов. – 1970. – №5(100). – С. 30-39.
49. 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.

50. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
51. Понтрягин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин, В.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, Е.Ф. Мищенко. – М.: Физматгиз, 1961. – 392 с.
52. Беллман Р. Динамическое программирование / Р. Беллман. – под. ред. Воробьева Н.Н. – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400с.
53. Бушер В.В. Асинхронный электропривод подъемно-транспортных механизмов с микропроцессорным управлением: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 05.09.03 „Электрические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / В.В. Бушер. – Одесса, 1993. – 16 с.
54. Базил Ш. Управление электроприводом циклически работающих механизмов горизонтального перемещения: дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: 05.09.03 / Базил Шафик. - Одесса, - 1993. – 186 с.
55. Мельникова Л.В. Автоматизация технологического процесса перемещения механизма с подвешенным грузом средствами микропроцессорного управления: дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: 05.09.03 / Мельникова Любовь Васильевна. - Одесса, 2000. – 116 с.
56. 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.
57. Герасимьяк Р.П. Управление асинхронным электроприводом механизмов поворота, обеспечивающее снижение динамических нагрузок / Р.П.Герасимьяк, Е.В.Найденко – Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – Вісник НТУ «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – № 30.– С. 111–112

58. Акуленко Л.Д. Асимптотические методы оптимального управления / Л.Д. Акуленко– М.: Наука, 1987. – 368 с.
59. 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.
60. 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.
61. Зайцев Ю.И. Исследование нестационарных колебаний и оптимальные режимы работы грузоподъемных машин с поступательными движениями: автореф. дисс. на соиск. степ. канд. техн. наук: спец. 01.02.06 „Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры” / Ю.И. Зайцев. – Х., 1981. – 26 с.
62. 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
63. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху кранових механізмів / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2011. - 307с.
64. Ловейкін В.С. Застосування методів варіаційного числення в задачах оптимального управління вантажопідйомними машинами сільськогосподарського призначення / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. №2. – 2010. – С. 3-15.
65. Ловейкін В.С. Оптимальне керування рухом динамічних систем з урахуванням вищих похідних функції керування / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Науковий вісник НЛТУ України. Випуск 21.15. – Львів. – С. 304-312.

66. Ловейкін В.С. Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу. Методичні рекомендації. Науково-методичний цент аграрної освіти / В.С. Ловейкін, Д.Г. Войтюк, Ю.О. Ромасевич, Ю.В. Човнюк. – К.: 2011. – 27 с.
67. Ловейкін В.С. Комплексний синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. №45. – 2011. – С. 385-399.
68. Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем / Б.Е. Горский. – К.: Техніка, 1987. – 200 с.
69. Горский Б.Е. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Динамика и прочность тяжелых машин. – Днепропетровск: ДГУ, 1982. – № 6. – С.13-20.
70. Терехов В.М., Осипов О.И. Системы управления электроприводов: учебник / В.М. Терехов, О.И. Осипов; под ред. В.М. Терехова. – Саратов: Изд. центр „Академия”, 2005. – 300 с.
71. 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.
72. Keith A., Nekman. A feedback control system for suppressing crane oscillations with on-off motors / Keith A. Nekman, William E. Singhose // International Journal of Control, Automation, and Systems. – 2007. - № 3. - P. 223-233.
73. Рунов М.Н. Гашение колебаний груза при торможении крановой тележки ступенчатым тормозным моментом / М.Н. Рунов // Известия вузов. Машиностроение. – 1970. – № 12. – С. 121-125.

74. Денисов И.В. Моделирование системы программного управления рабочим процессом стрелового крана / И.В. Денисов, В.А. Мещеряков // Омский научный вестник. – 2009. – № 1(77). – С. 81–86.
75. Денисов И.В. Моделирование системы нечеткого управления рабочим процессом стрелового крана / И.В. Денисов, В.А. Мещеряков, В.С. Итяксова // Омский научный вестник. – 2009. – № 3(83). – С. 123–126.
76. Голдобина Л.А. Теоретическое обоснование снижения раскачивания груза на канате строительного крана / Л.А. Голдобина, А.В. Власов, А.Л.Бочков // Техничко-технологические проблемы сервиса. – 2011. - № 16. – С. 52-60.
77. Зиновьев А. Системы регулирования колебаний груза для подъемно-транспортных механизмов от компании „Siemens”/ А. Зиновьев // Подъемно-транспортное оборудование. – 2001. – №8. – С. 25-26.
78. Куватов В.С. Соединяя опыт и технические инновации / В.С. Куватов // Подъемно-транспортное оборудование. – 2007. - №2. – С. 16-17.
79. Crane Control and Automation Global Solutions. [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.tmeic-ge.com/upload/library_docs/english/TMG-1424_Crane_Control_Industry-LowRes_1249656112.pdf – Title from the screen.
80. Кравцов М.В. Современные системы управления крановыми приводами Konescranes / М.В. Кравцов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2006. – №6. – С. 16-18.
81. Кравцов М.В. Грузовые тележки Konescranes / М.В. Кравцов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2006. - №5. – С. 14-15.
82. Anti-sway automation for any crane. SmartCrane [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : www.smartcrane.com/ – Title from the screen.
83. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – К. - Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. –175 с.

84. Лурье А.И. Аналитическая механика / А.И. Лурье. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1961. – 824 с.
85. Чиликин М.Г. Общий курс электропривода: учебник [для студ. вузов] / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – [6-е изд., доп. и перераб.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
86. Певзнер Е.М. Эксплуатация крановых тиристорных электроприводов / Е.М. Певзнер, А.Г. Яуре. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 104 с.
87. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе / С.Н. Вешеневский. – М.: Энергия, 1977. – 432 с.
88. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 696 с.
89. Ловейкін В.С. Дослідження реальної динаміки зміни вильоту вантажу баштового крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. № 77 – 2011. – С. 33-37.
90. Ловейкін В.С. Вплив довжини каната механізму переміщення візка на динаміку одночасної зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов // Підйомно-транспортна техніка. №1. – 2011. – С. 3-13.
91. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз процесу пуску механізму переміщення вантажу перевантажувачів / В.С. Ловейкін, Г.В. Шумілов // Сільськогосподарські машини: збірник наукових статей. – Вип. 21. – Том 1. – 2011. – С. 265-273.
92. Ловейкін В.С. Динаміка спареної роботи кранових механізмів при переміщенні та опусканні вантажу / В.С. Ловейкін, Г.В. Шумілов // Строительство, материаловедение, машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. – Вип. 63. – 2011. – С. 220-230.

93. Голубенцев А.И. Интегральные методы в динамике / А.И. Голубенцев–К.: Техніка, 1967. – 350с.
94. Об одном критерии режима движения машин. / И.И. Артоболевский // Доклады АН СССР. – 1971. – Т. 197 (№2). – С. 303-306.
95. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И.И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение, 1976. - 328 с.
96. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
97. Черноусько Ф.Л. Вычислительные и приближенные методы оптимального управления / Ф.Л. Черноусько, В.Б. Колмановский // Итоги науки и техники. Серия математический анализ. – 1977. – Т. 14. – С. 101–166.
98. Магнус К. Колебания / К. Магнус [перевод с немецкого В.И. Сидорова и В.В. Филатова]. – М.: Мир, 1982. – 304 с.
99. Ромасевич Ю.О. Оптимізація режиму зміни вильоту вантажу баштового крана за одиничними кінематичними критеріями / Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов // Motrol. Tom 13 V. 2011. - Lublin. – С. 167-173.
100. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов. – М.: Наука, 1977. – 440 с.
101. Преобразователи частоты FR-S500 E EC: технический каталог № 147012-E: Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2005. – 28 с.
102. Преобразователи частоты FR-E7: руководство по эксплуатации: артикул 212650. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 512 с.
103. Агуров П.В. Последовательные интерфейсы ПК. Практика программирования / П.В. Агуров– С.-Пб.: БХВ-Петербург, 2004. – 496 с.
104. Кобзарь А.И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников / А.И. Кобзарь. – М.: Физматлит, 2006. – 816 с.
105. Формалев В.Ф. Численные методы / В.Ф. Формалев, Д.Л. Ревизников. М.: Физматлит, 2004. – 400 с.

106. Герасимьяк Р.П. Электроприводы крановых механизмов / Р.П. Герасимьяк, В.А. Параил. – М.: Энергия, 1970. – 136 с.
107. Штейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты / Р.Т. Штейнер. – Екатеринбург: УРО РАН, 2000. – 654 с.
108. Ильинский Н.Ф. Электропривод: энерго- и ресурсосбережение: учебн. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Ф. Ильинский, В.В. Мокаленко. – М.: Изд. Центр Академия, 2008. – 208 с.
109. Усольцев А.А. Частотное управление асинхронными двигателями: учебное пособие по дисциплинам электромеханического цикла / А.А. Усольцев. – СПб: СПбГУ ИТМО, 2006. – 94 с.
110. Костенко М.П. Электрические машины / М.П. Костенко, Л.М. Пиотровский. – М.-Л.: Энергия, 1965. – Ч.2. – 704 с.
111. Рудаков В.В. Прямое управление моментом в электроприводе переменного тока / В.В. Рудаков, А.Е. Козярук. – С-Пб.: Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет), 2007. – 75 с.
112. Базовые функции преобразователей частоты: за что платим? // Конструктор машиностроитель. 2009. № 1.- С 8-10. (материал підготовлений компанією АДЛ).
113. Денисенко В. ПИД-регуляторы: вопросы реализации. Часть 1 / В. Денисенко // В записную книжку инженера. - №4. – 2007. – С. 86-97.
114. Денисенко В. ПИД-регуляторы: вопросы реализации. Часть 2 / В. Денисенко // В записную книжку инженера. - №1. – 2008. – С. 86-99.
115. Фрайден Дж. Современные датчики. Справочник / Фрайден Дж. [пер. с английского Ю.А. Заболотной]; под ред. Е.Л. Свинцова. – М.: Техносфера, 2005. – 589 с.
116. Методы практического конструирования при нормировании сигналов с датчиков: по материалам семинара „Practical design techniques for sensor

- signal conditioning”]. [автор перевода Горшков Б.Л.] / Analog Devices, AUTEX Ltd. – С.-Пб.: АВТЭКС, 2005. – 311 с.
117. Хадлстон К. Проектирование интеллектуальных датчиков с помощью Microchip dsPIC / К. Хадлстон. – К.: „МК-Пресс”, 2008. – 320 с.
118. Шандров Б.В. Технические средства автоматизации: учебник для студентов высших учебных заведений / Б.В. Шандров, А.Д. Чудаков. – М.: Издательский центр „Академия”, 2007. – 368 с.
119. Пат. 53791 Україна, МПК В66С 23/16. Механізм підйому баштового крана / Ловейкін В.С., Шумілов Г.В.; заявник та власник Київський національний університет будівництва і архітектури. - № у 201005169 ; заявл. 16.12.2009; опубл. 25.10.2010. Бюл. № 20.
120. Пат. 54752 Україна, МПК В66С 11/00. Механізм пересування вантажної каретки / Ловейкін В.С., Шумілов Г.В.; заявник та власник Київський національний університет будівництва і архітектури. - № у 200913087; заявл. 28.04.2010; опубл. 25.11.2010. Бюл. № 20.
121. Пат. 66617 Україна, МПК В66С 11/00. Вантажний візок крана / Ловейкін В.С., Шумілов Г.В.; заявник та власник Київський національний університет будівництва і архітектури. - № у 201107771; заявл. 20.06.2011; опубл. 20.01.2012. Бюл. № 1.
122. Пат. 53790 Україна, МПК В66С 23/16. Баштовий кран / Ловейкін В.С., Шумілов Г.В.; заявник та власник Київський національний університет будівництва і архітектури. - № у 200913085; заявл. 16.12.2009; опубл. 25.10.2010. Бюл. № 20.
123. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учебник [для техникумов] / М.П. Александров – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

Додаток А

**Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни
вильоту та підйому вантажу для експериментів №2-4**

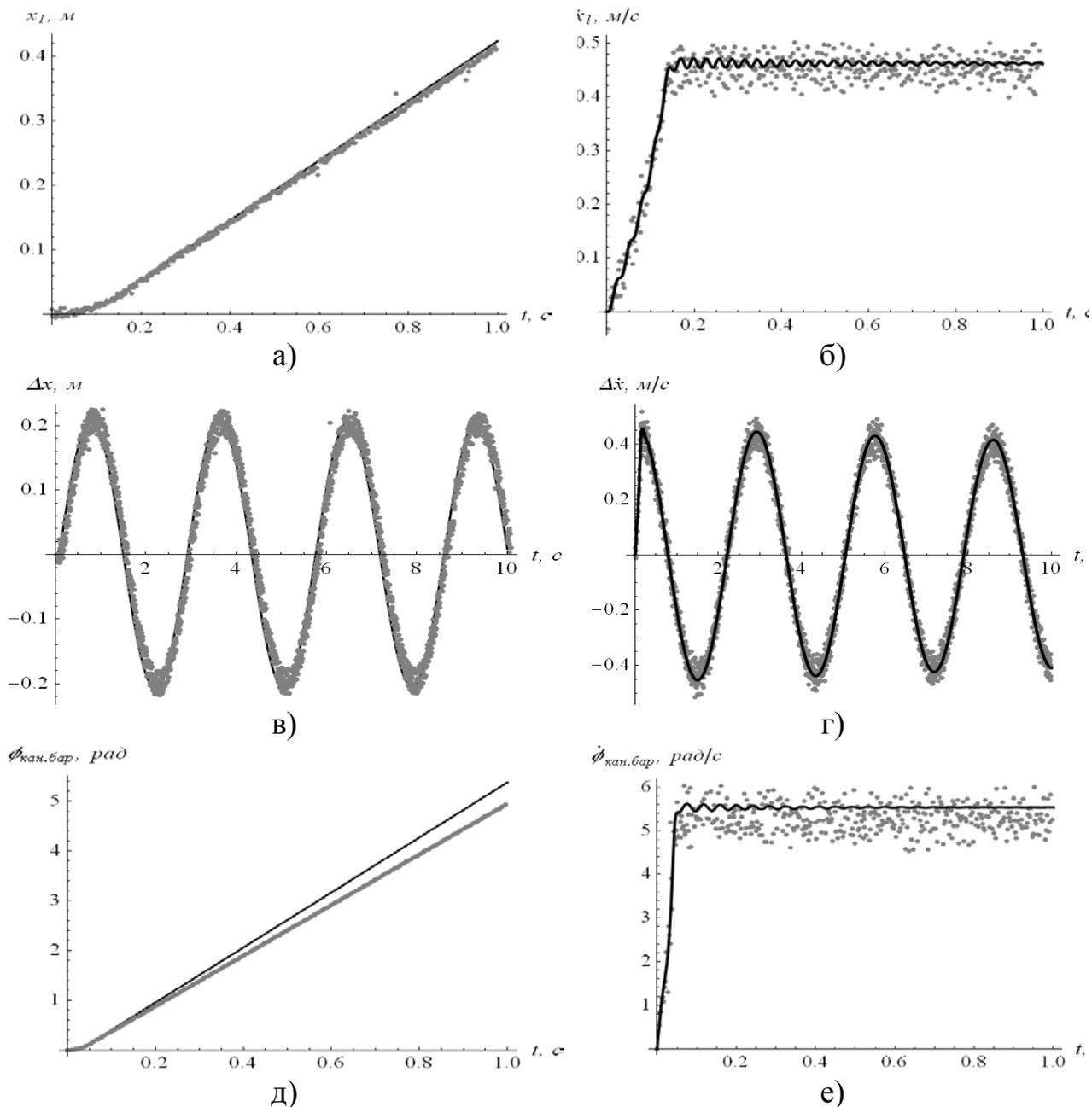


Рис. А 1. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу для експерименту №2: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка; д) кутова координата канатного барабана механізму підйому; е) кутова швидкість канатного барабана механізму підйому

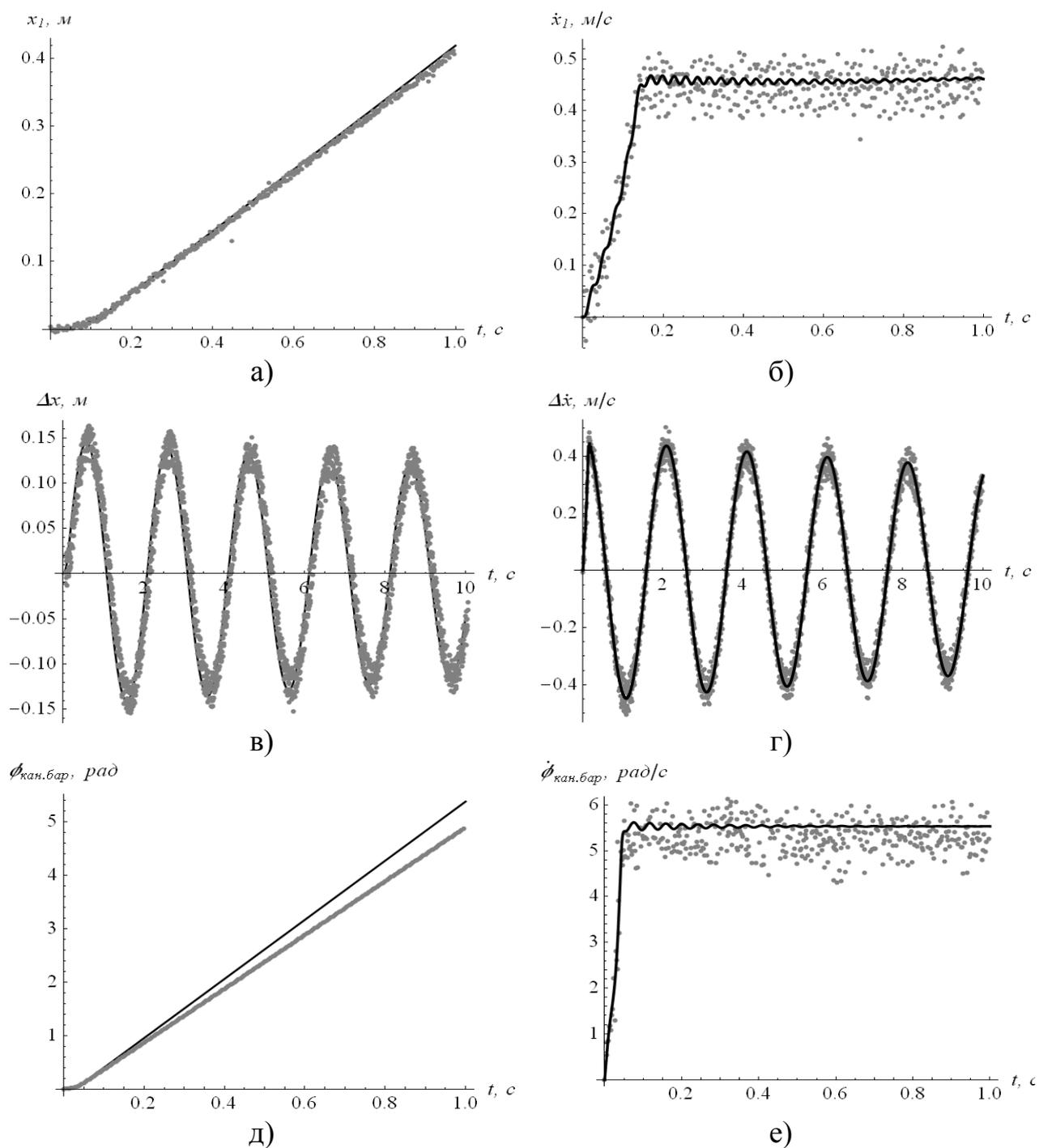


Рис. А 2. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу для експерименту №3: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка; д) кутова координата канатного барабана механізму підйому; е) кутова швидкість канатного барабана механізму підйому

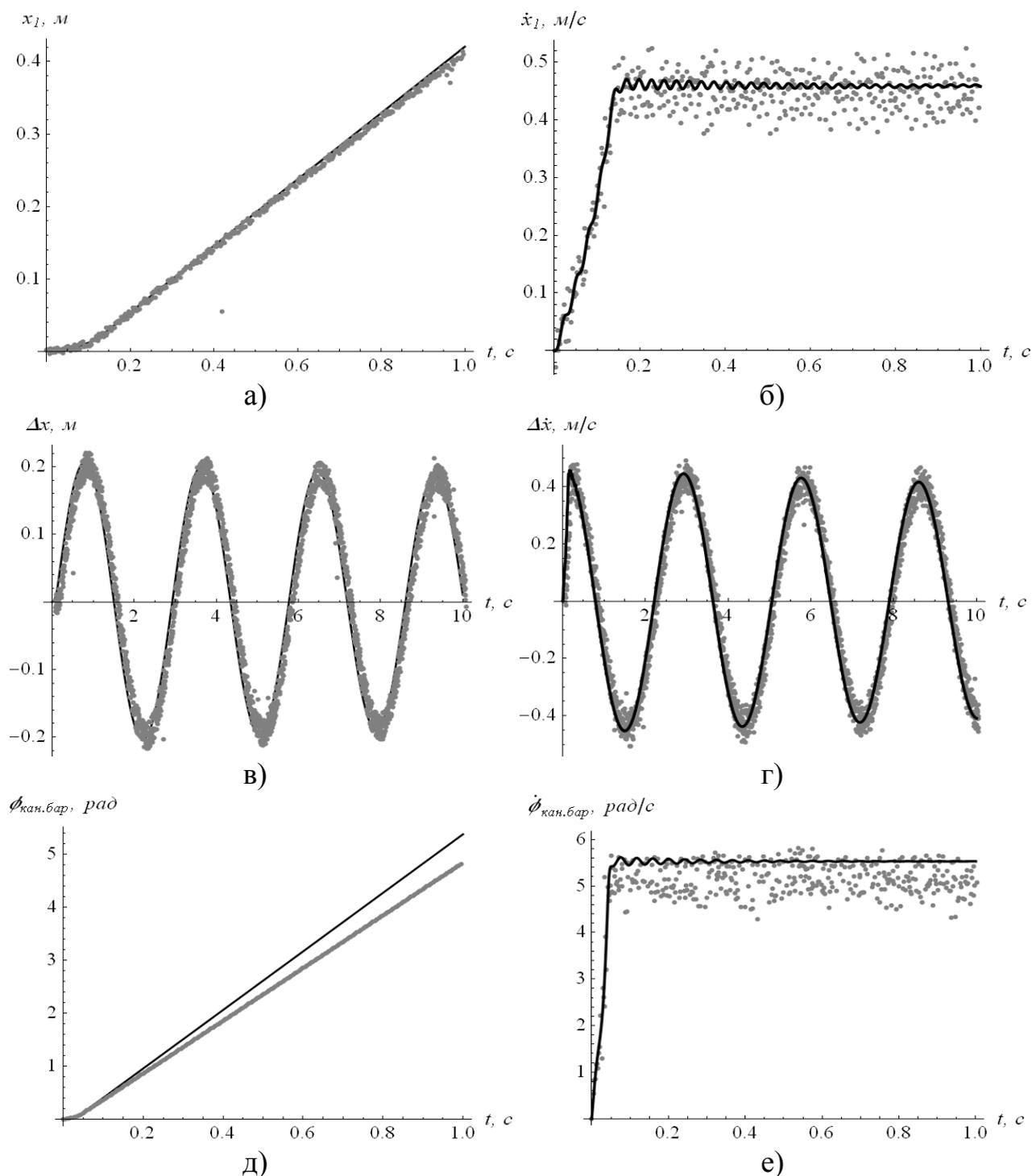


Рис. А 3. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу для експерименту №4: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка; д) кутова координата канатного барабана механізма підйому; е) кутова швидкість канатного барабана механізма підйому

Додаток Б

**Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни
вильоту при розгоні для експериментів №2-15**

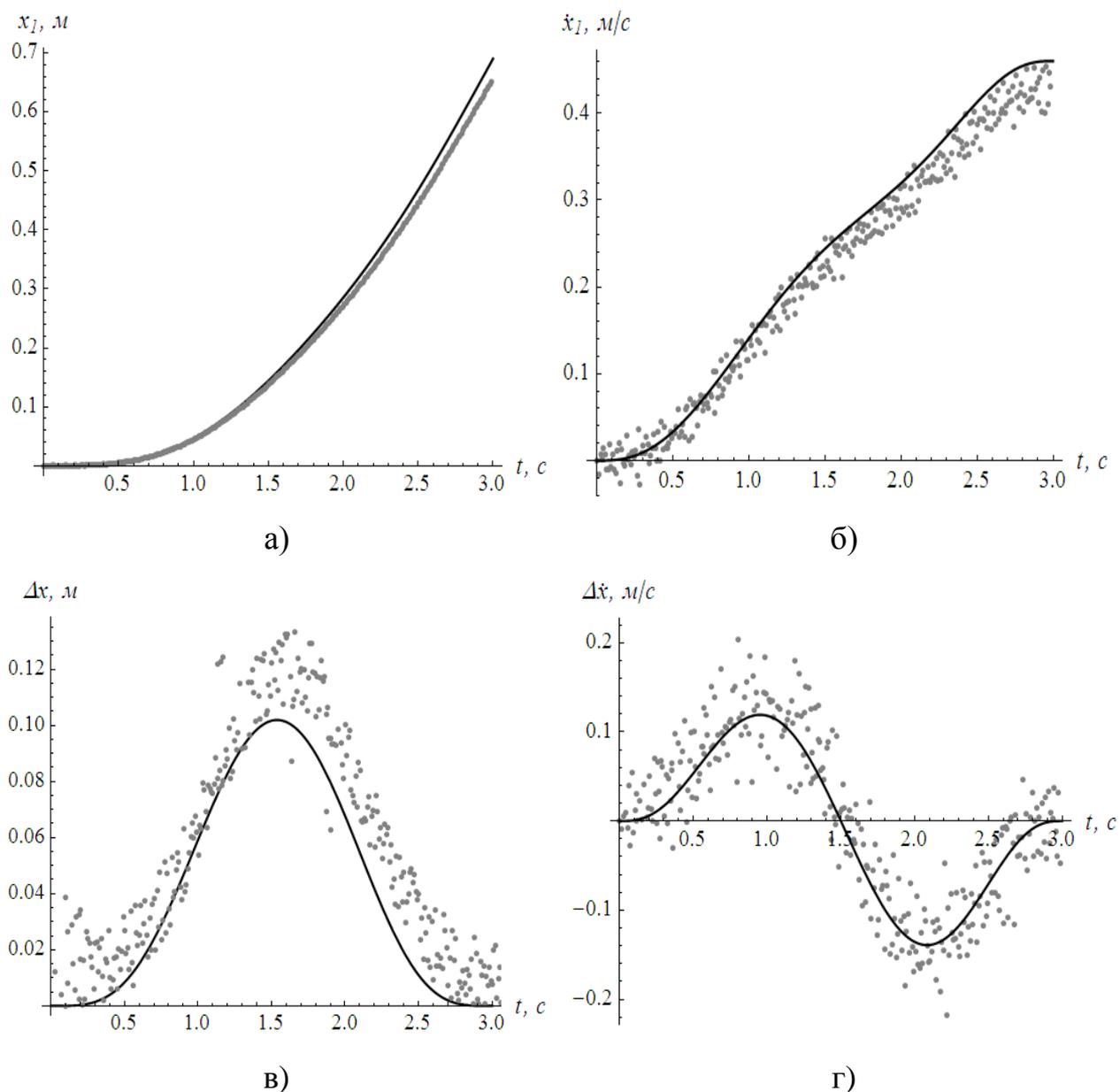


Рис. Б 1. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №2: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

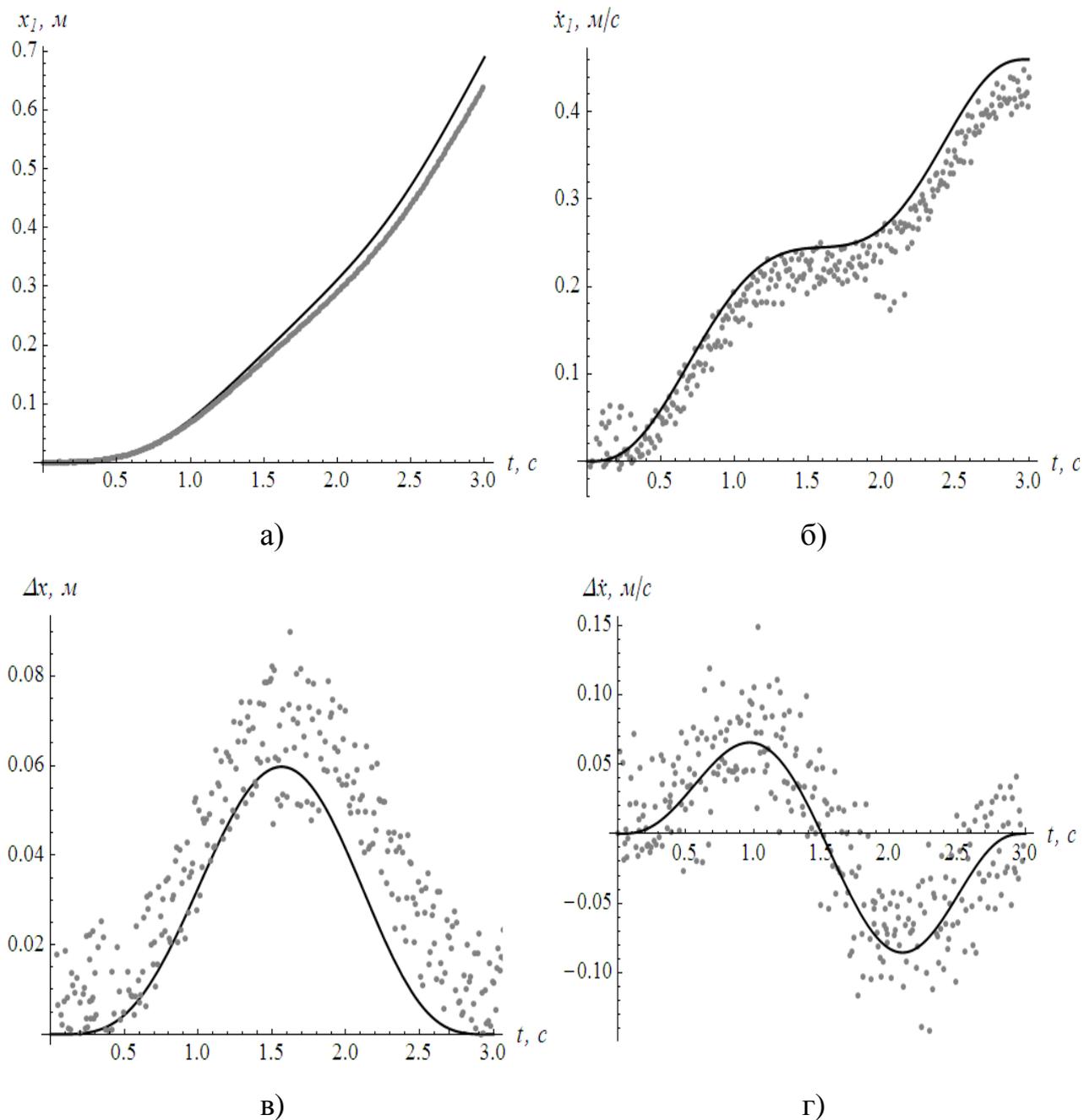


Рис. Б 2. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №3: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

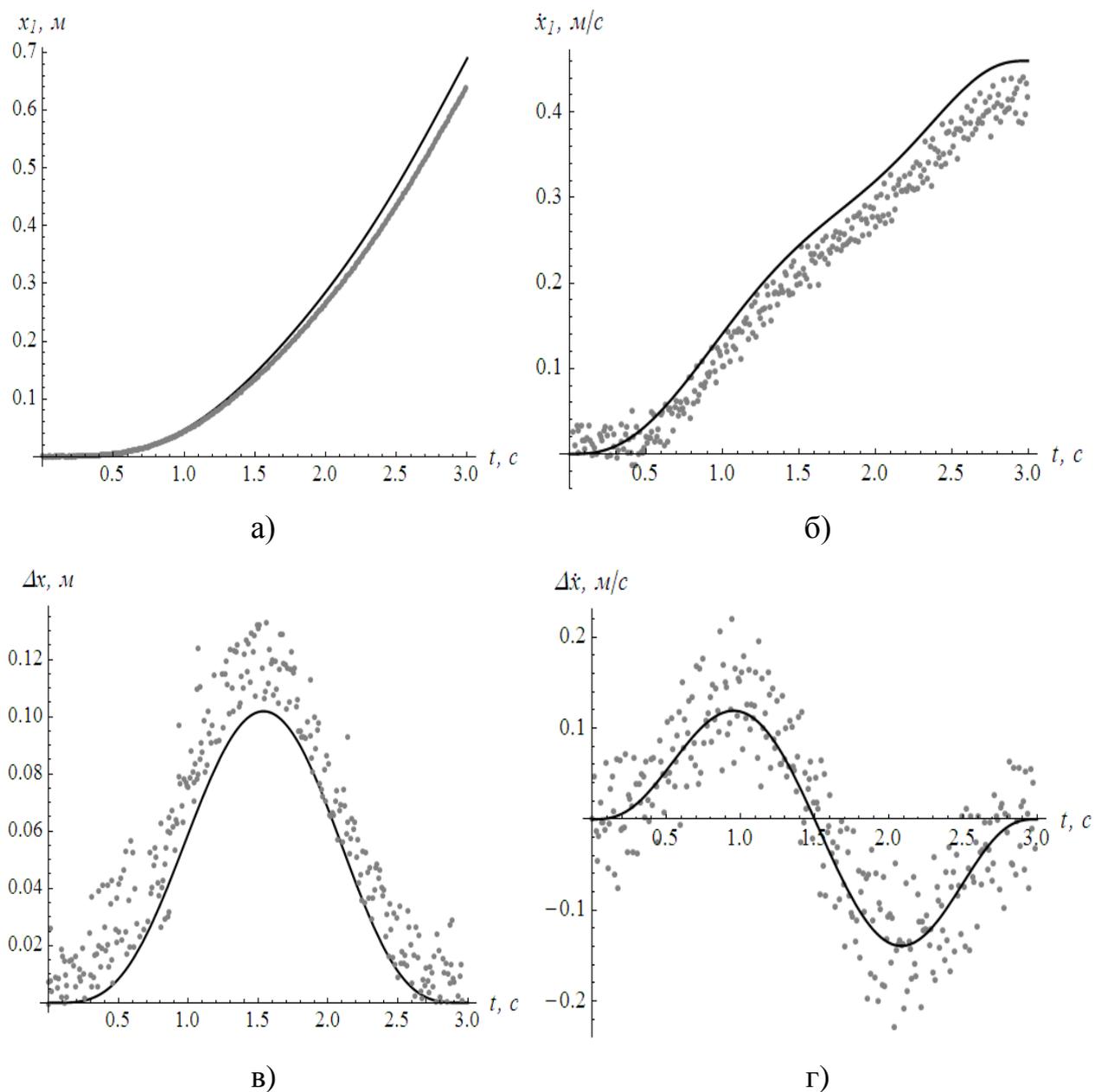
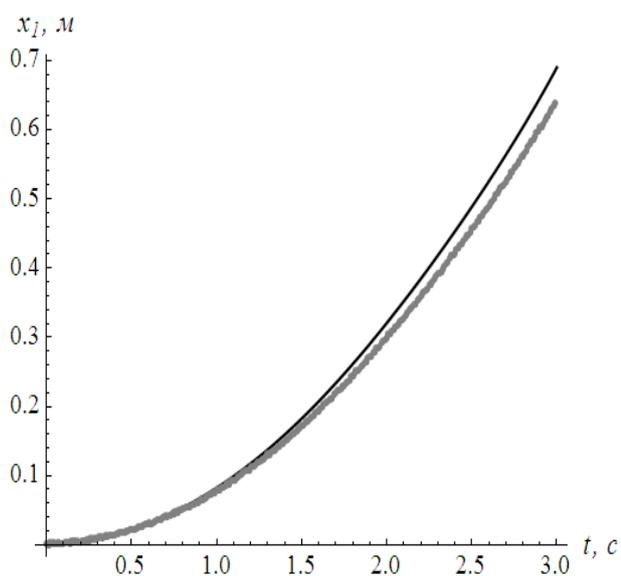
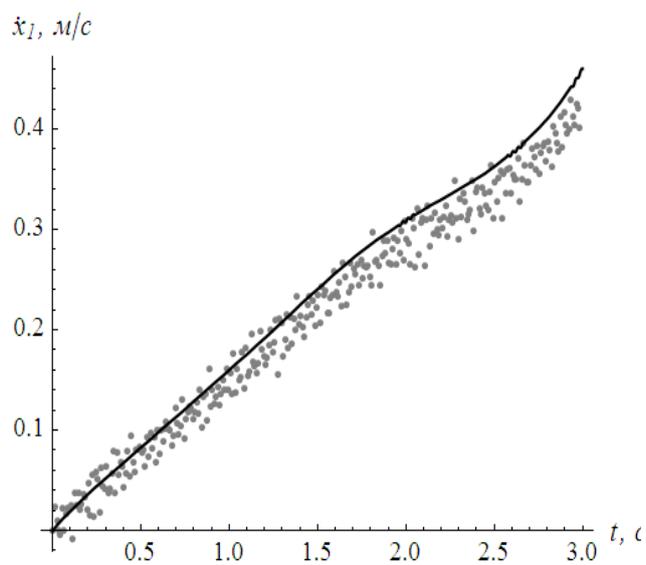


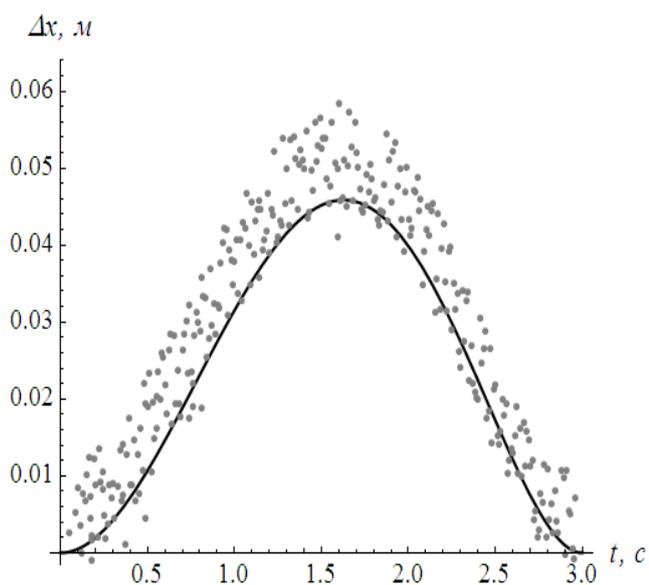
Рис. Б 3. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №4: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка



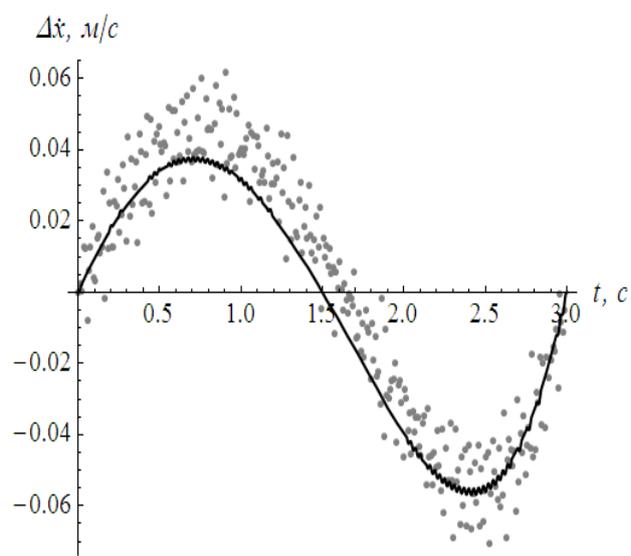
а)



б)



в)



г)

Рис. Б 4. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №5: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

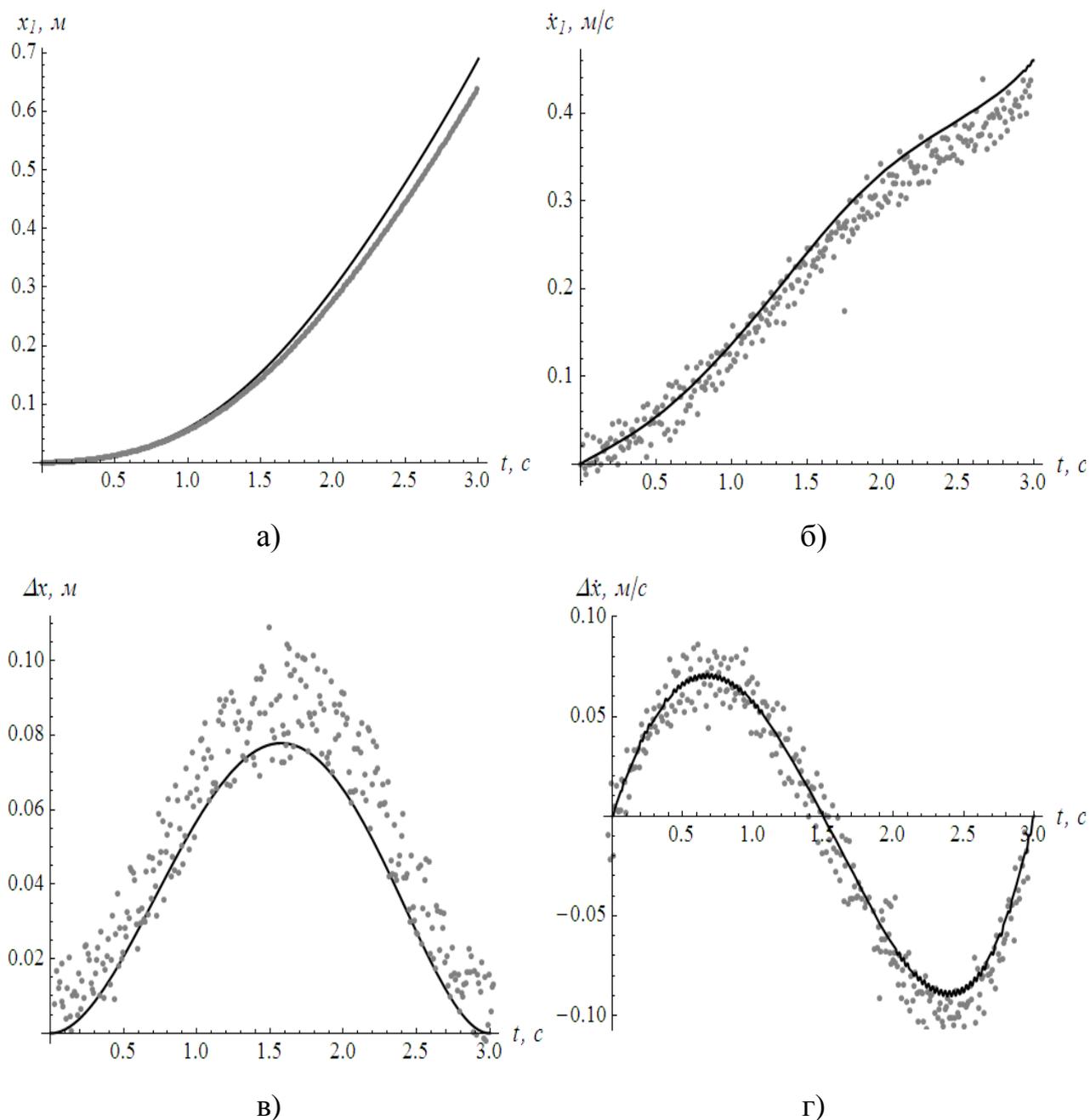


Рис. Б 5. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №6: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

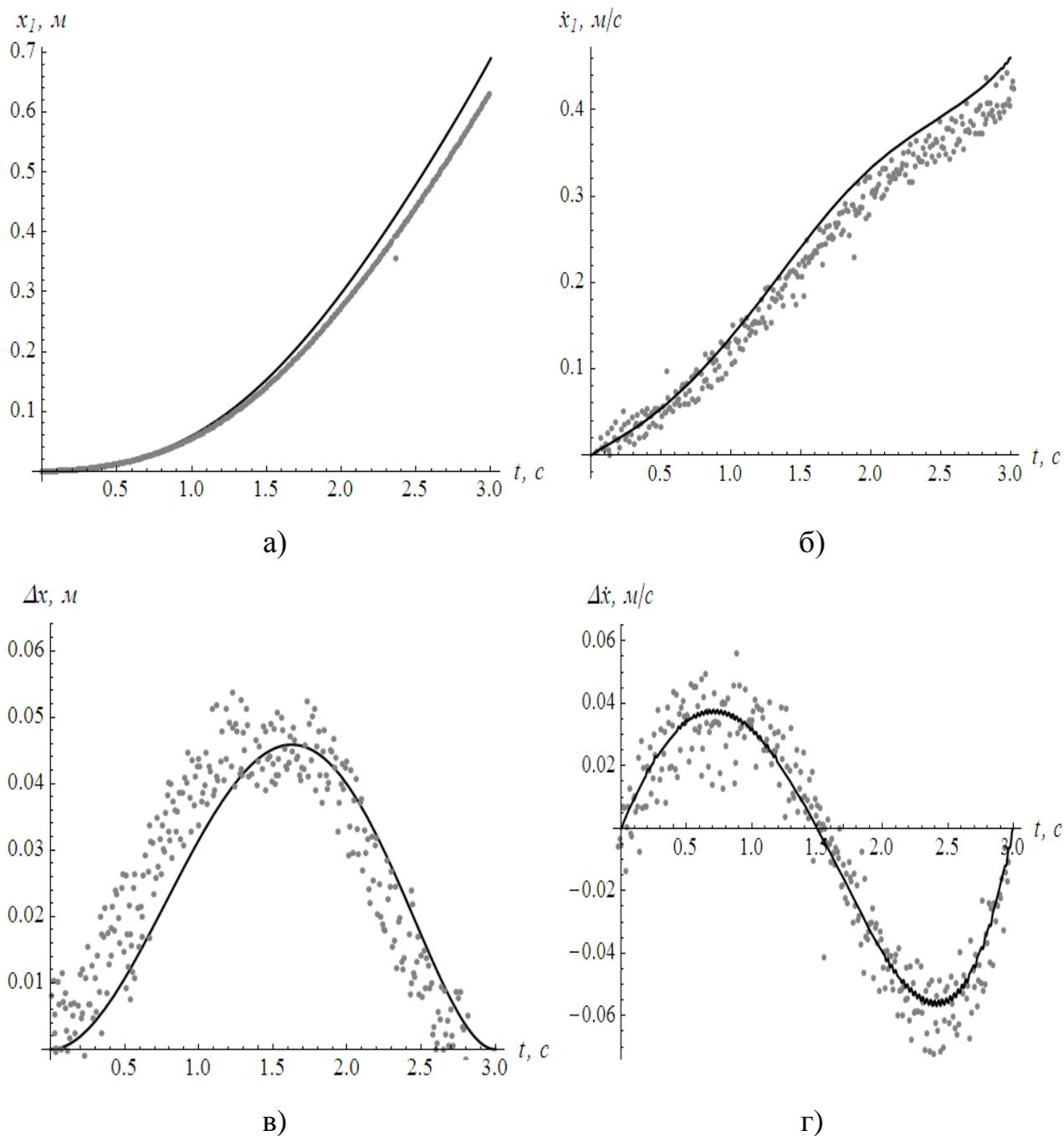


Рис. Б 6. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №7: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

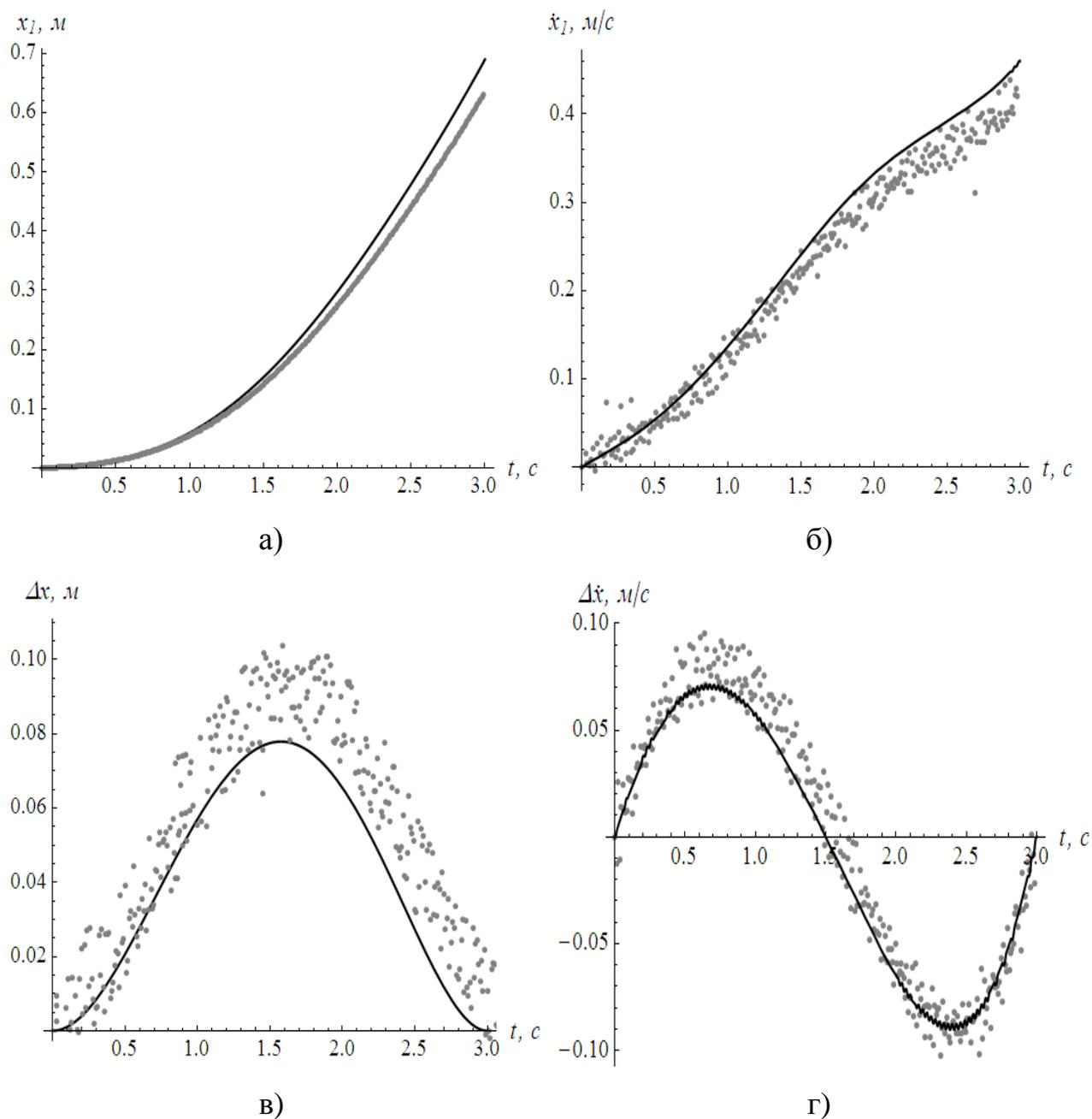


Рис. Б 7. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №8: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

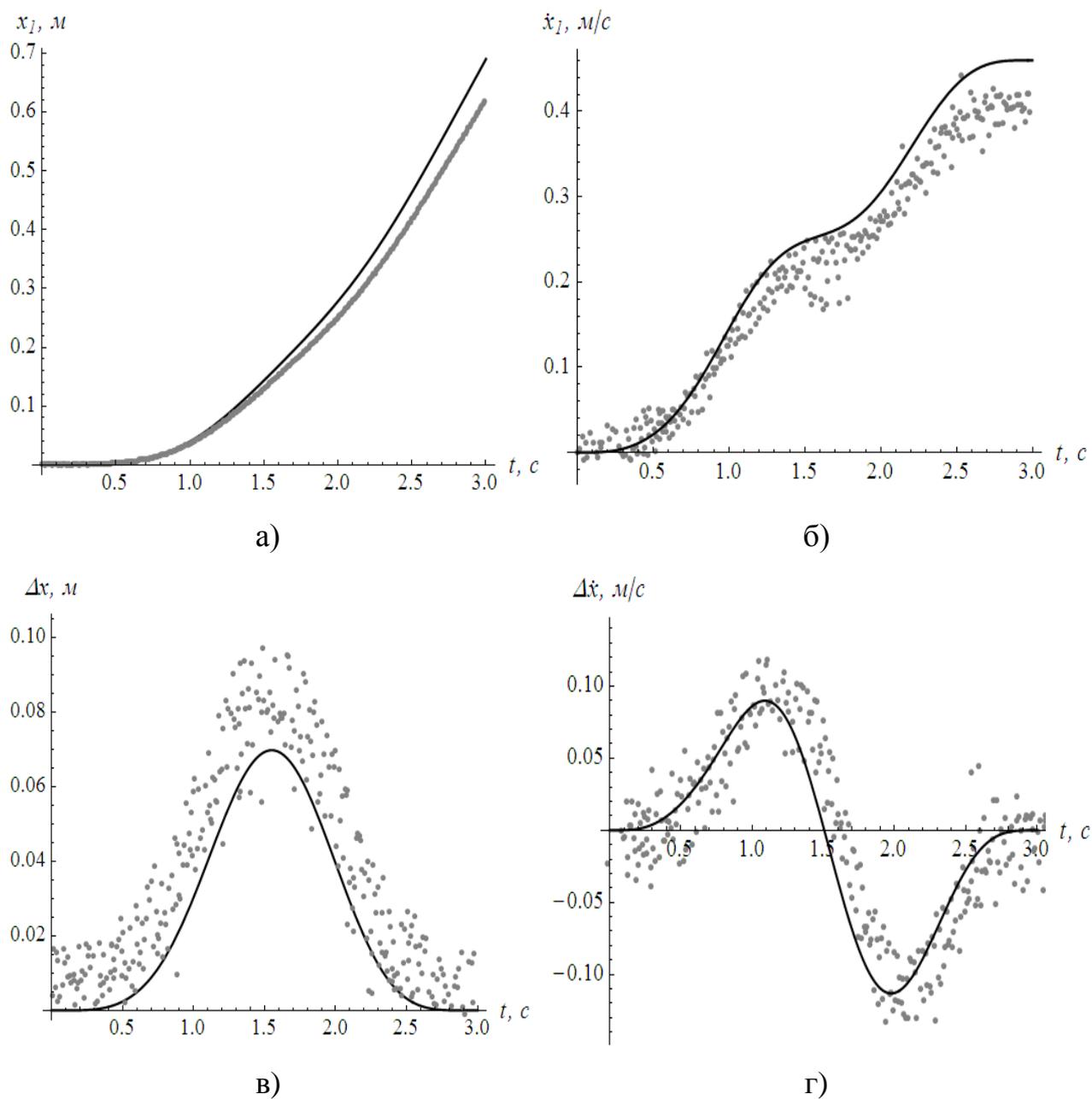


Рис. Б 8. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №9: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

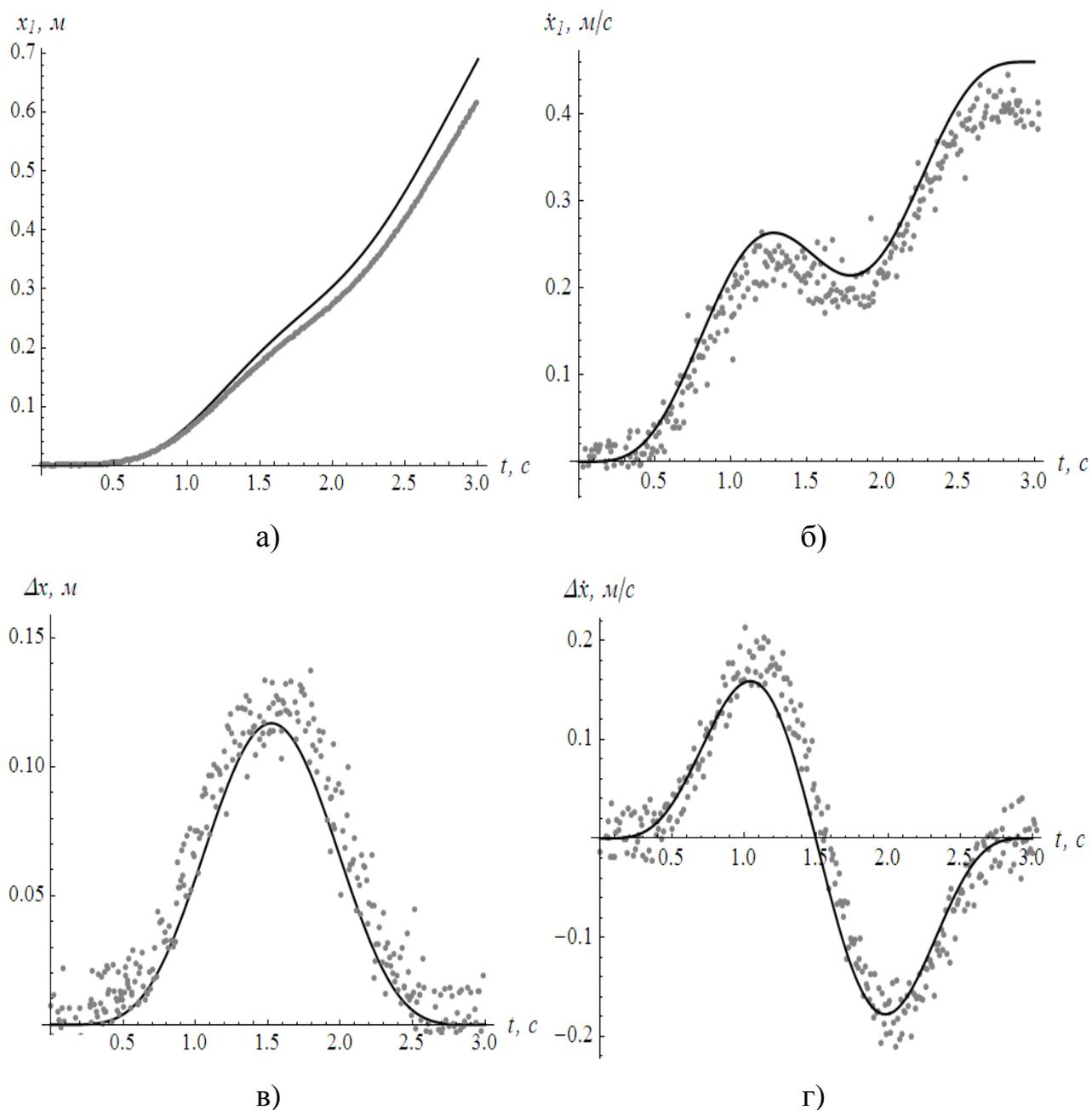


Рис. Б 9. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №10: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

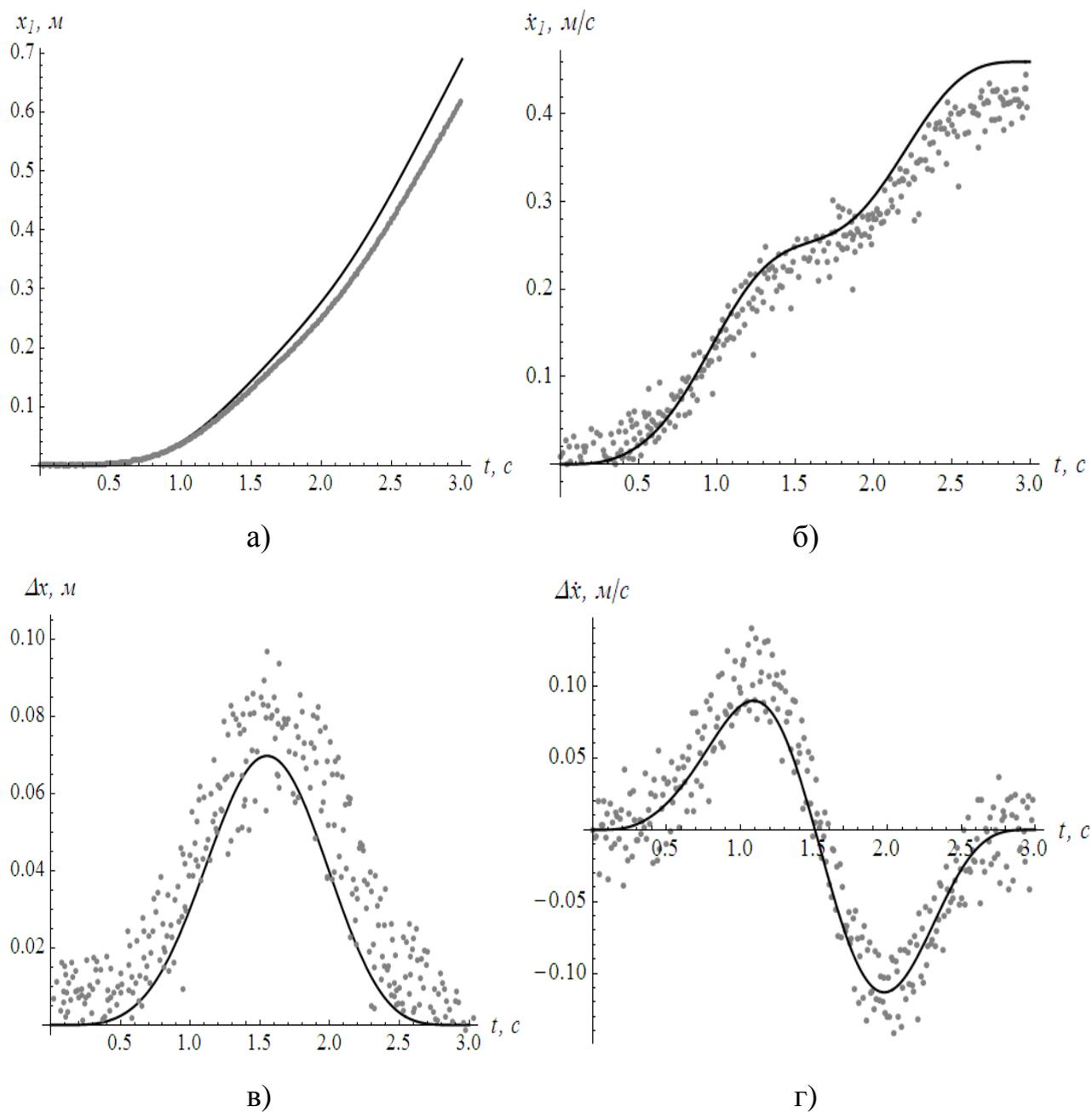


Рис. Б 10. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №11: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

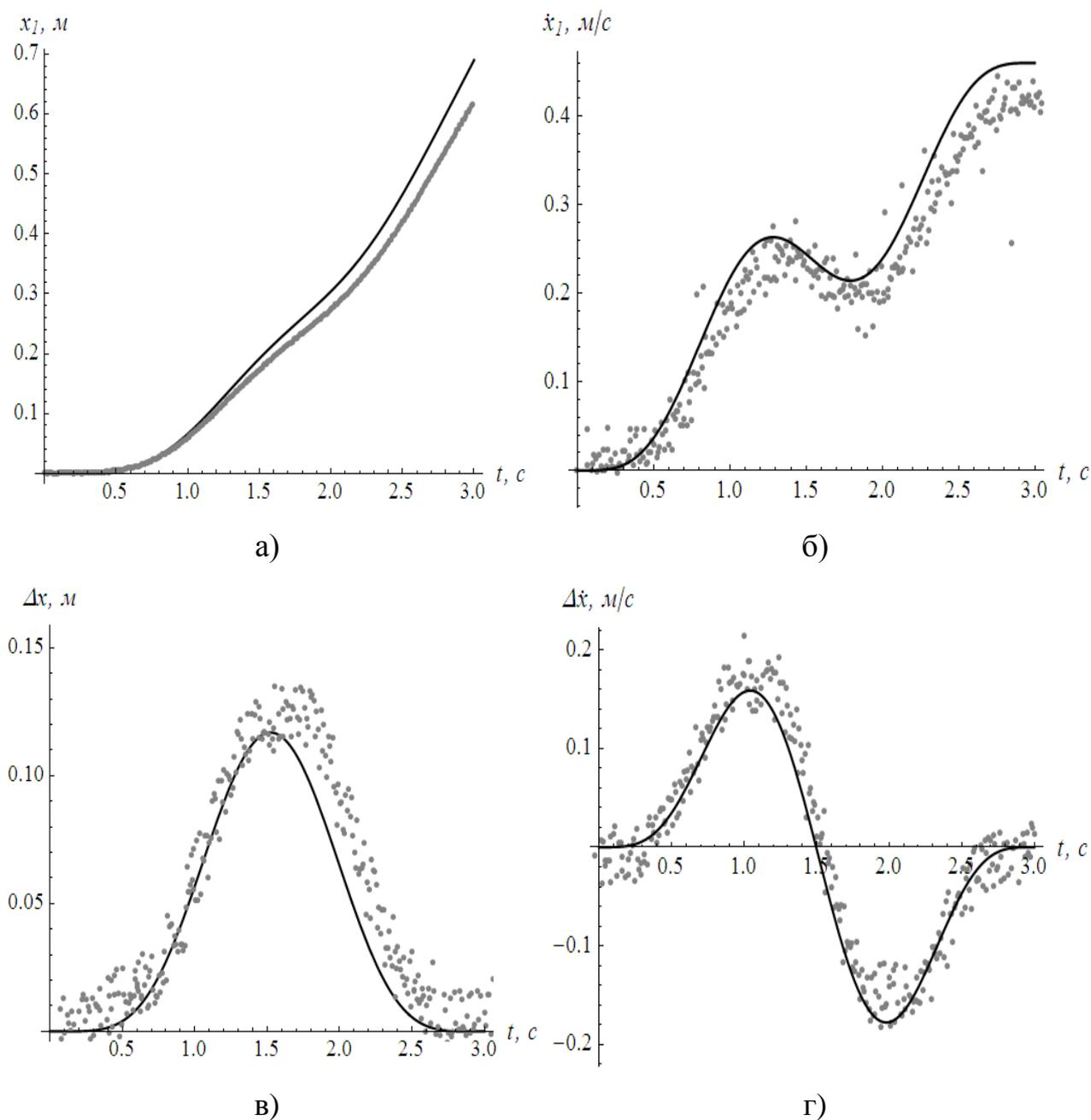


Рис. Б 11. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №12: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

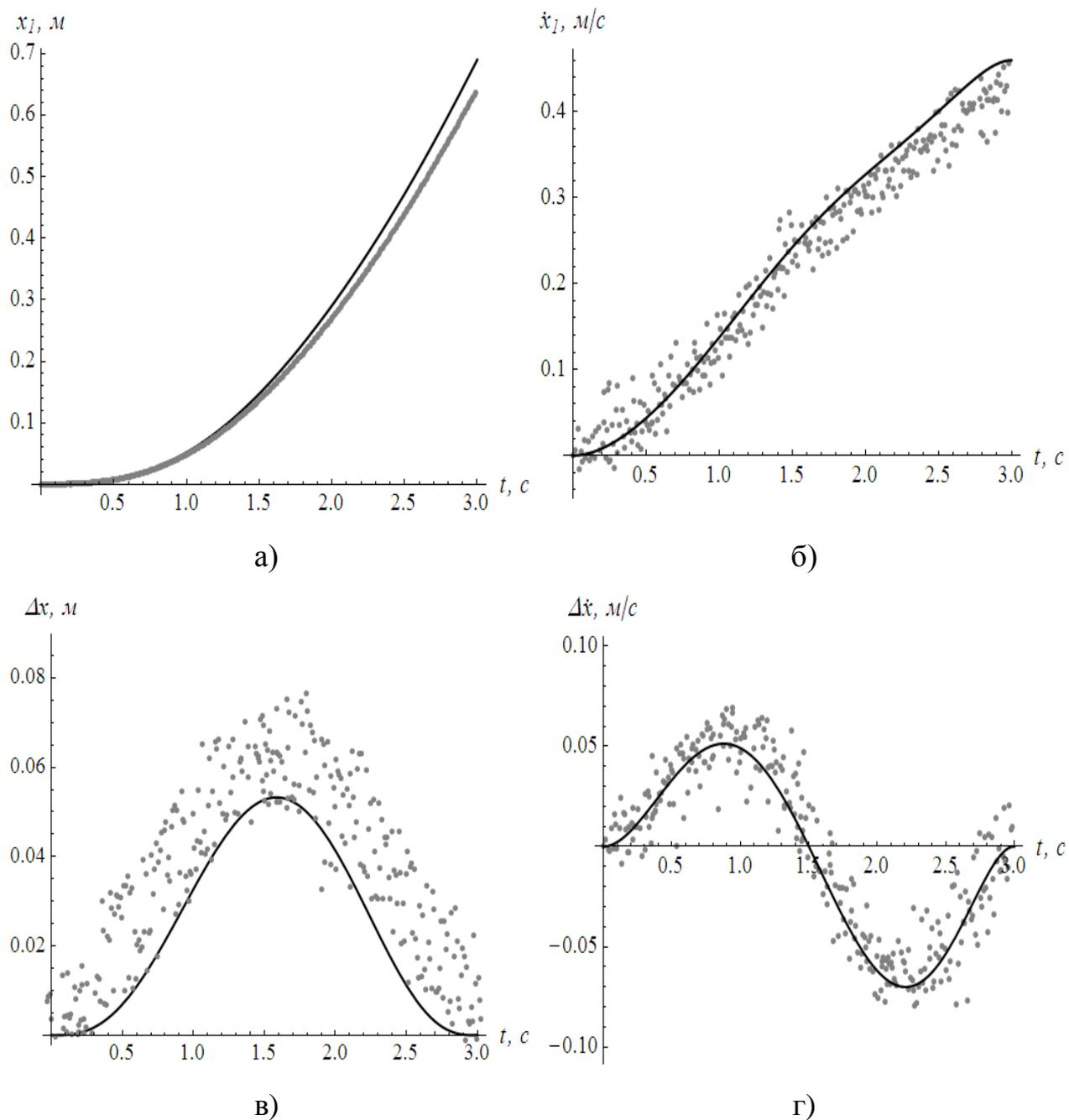


Рис. Б 12. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №13: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

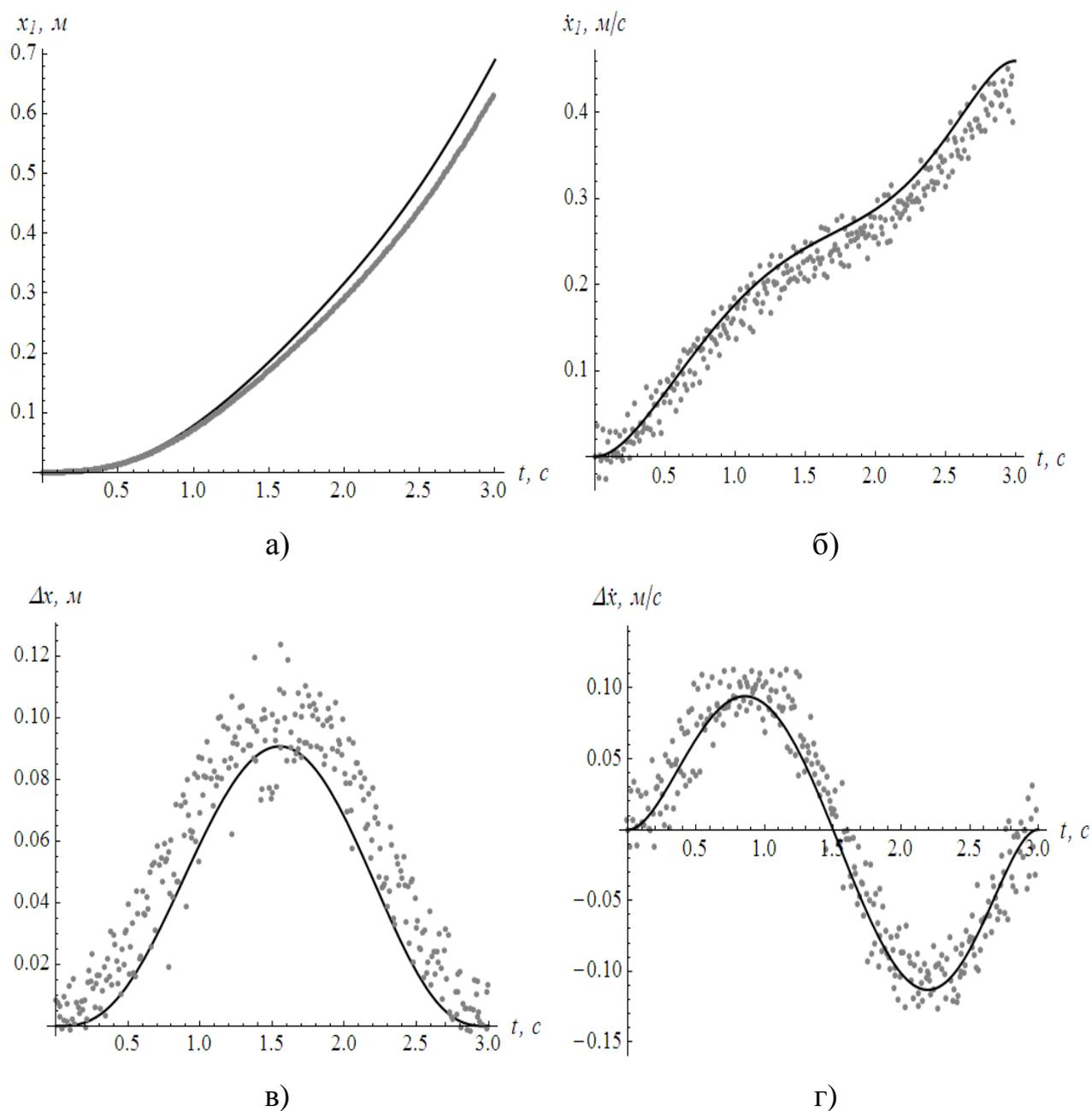


Рис. Б 13. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №14: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

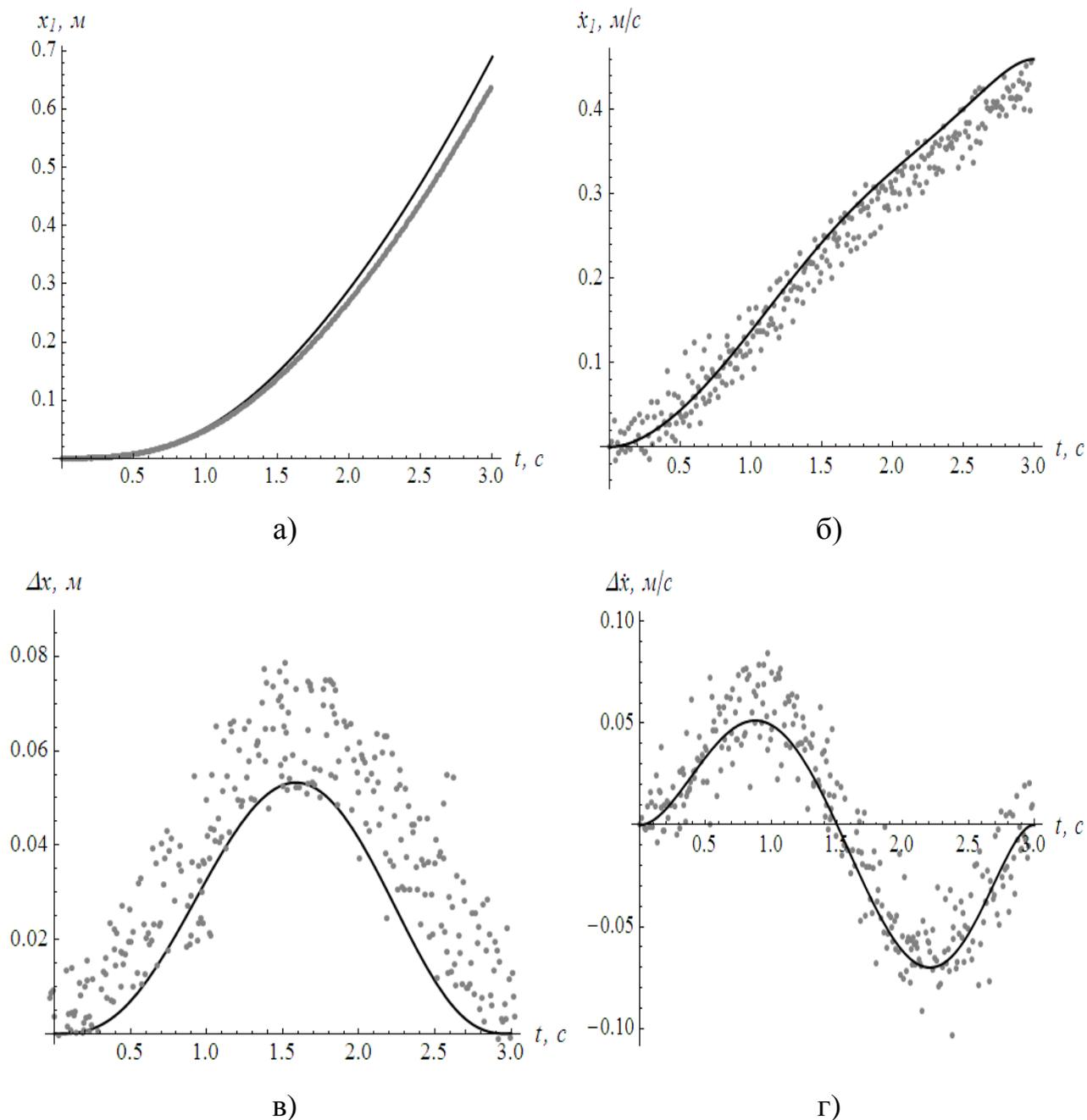


Рис. Б 14. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму зміни вильоту для експерименту №15: а) переміщення візка; б) швидкість візка; в) лінійне відхилення координати вантажу від координати візка; г) швидкість зміни лінійного відхилення координати вантажу від координати візка

Додаток В

**Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому
вантажу при розгоні для експериментів №2-15**

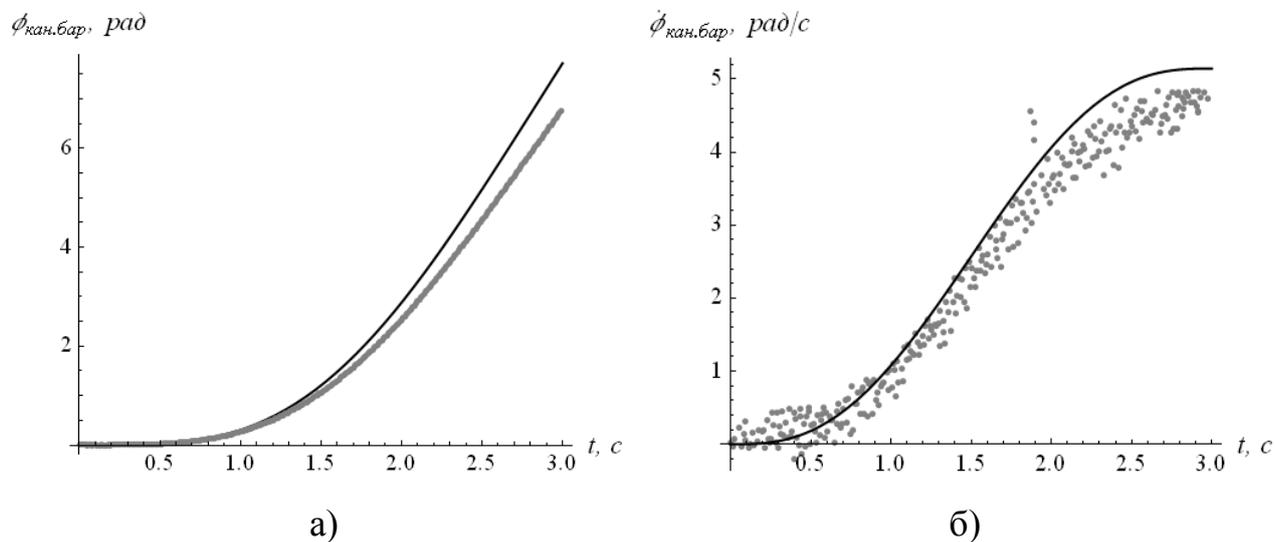


Рис. В 1. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №2: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

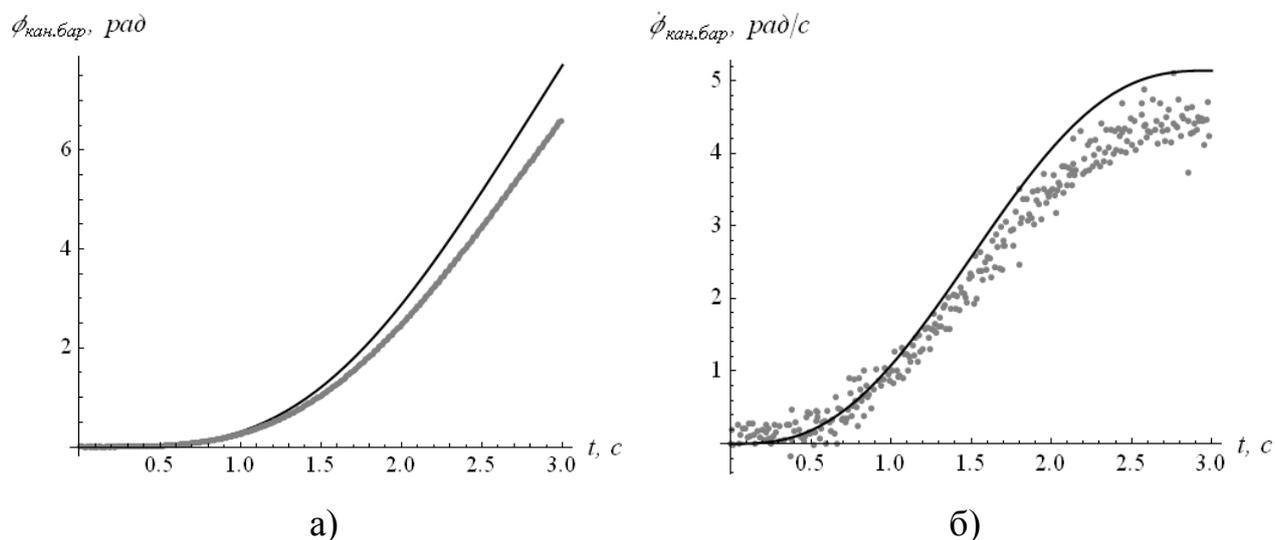


Рис. В 2. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №3: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

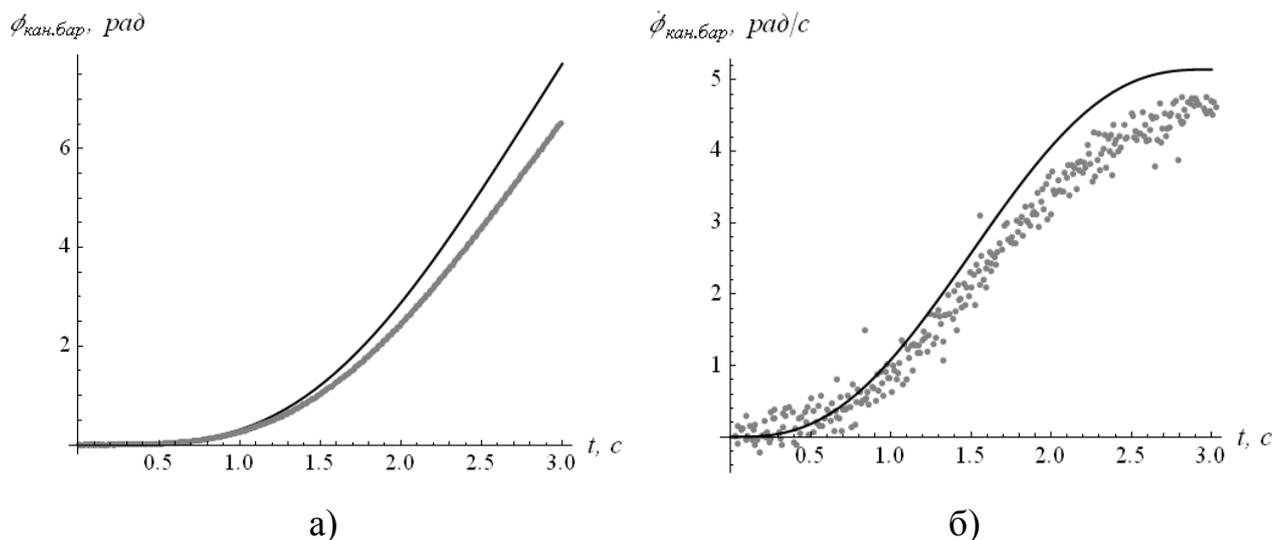


Рис. В 3. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №4: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

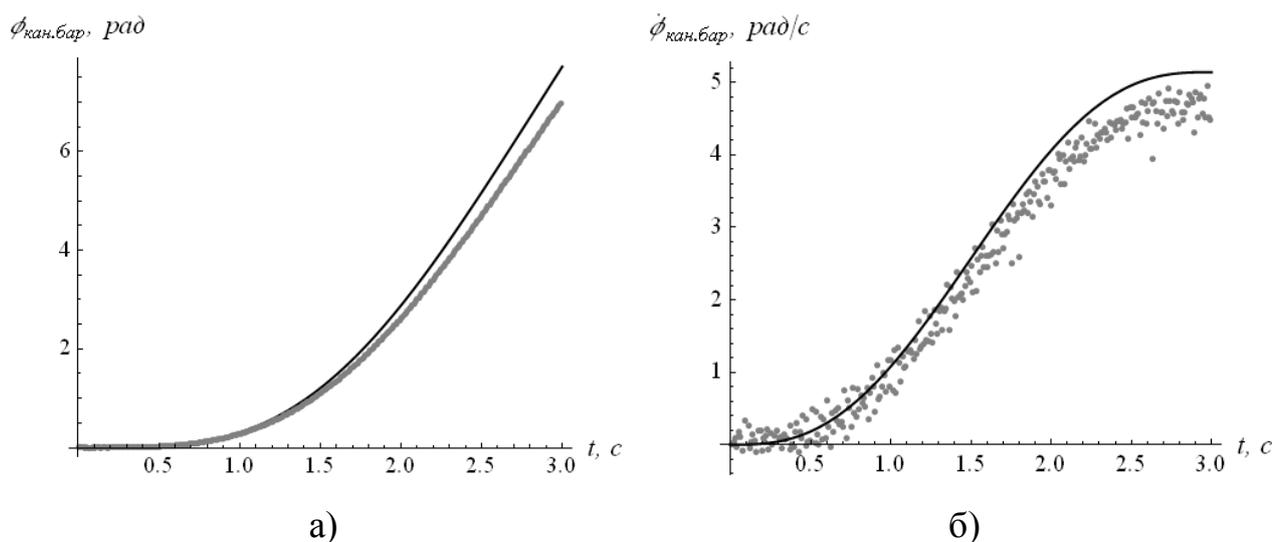


Рис. В 4. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №5: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

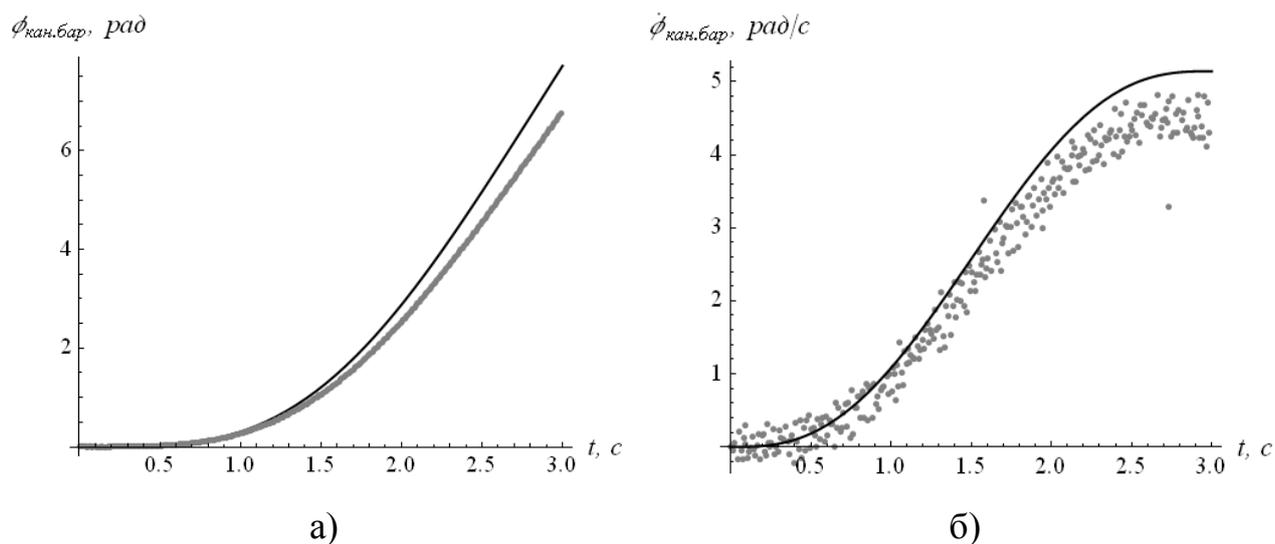


Рис. В 5. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №6: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

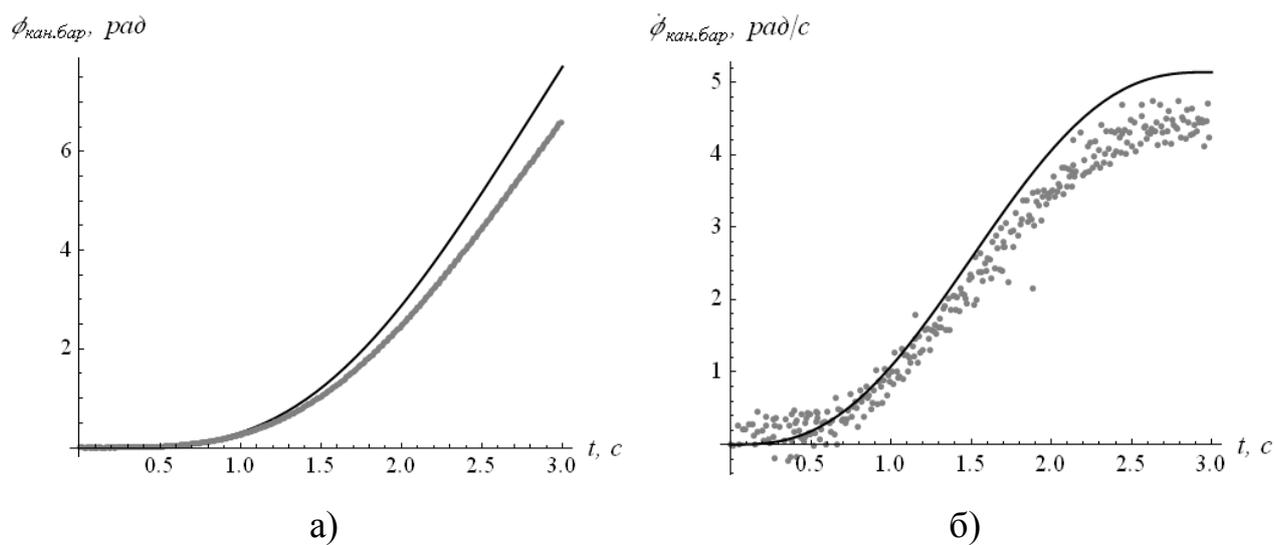


Рис. В 6. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №7: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

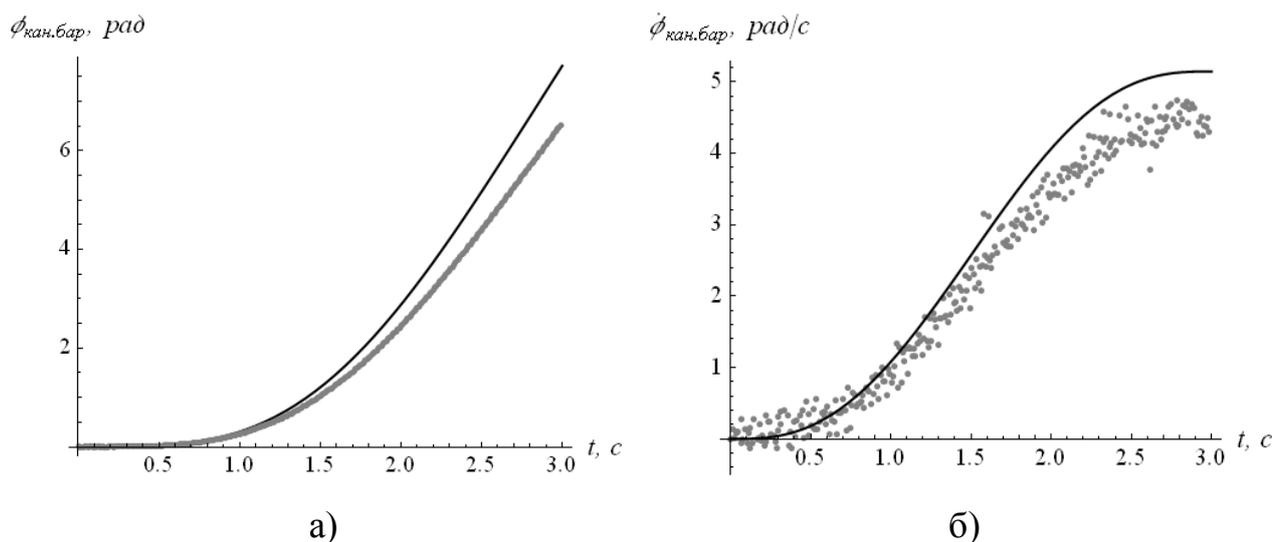


Рис. В 7. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №8: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

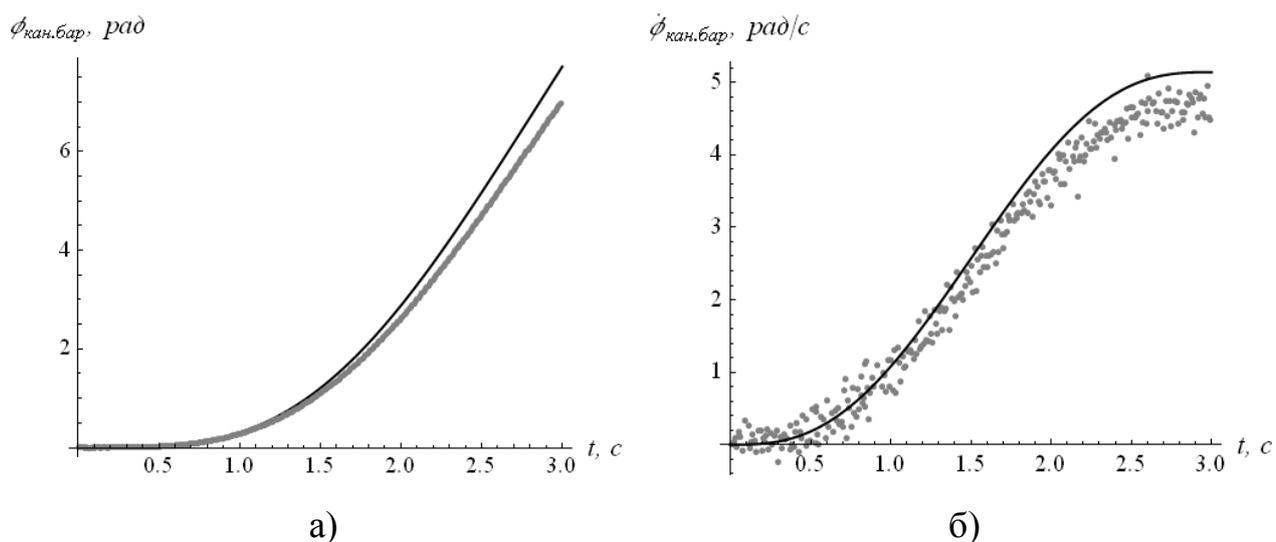


Рис. В 8. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №9: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

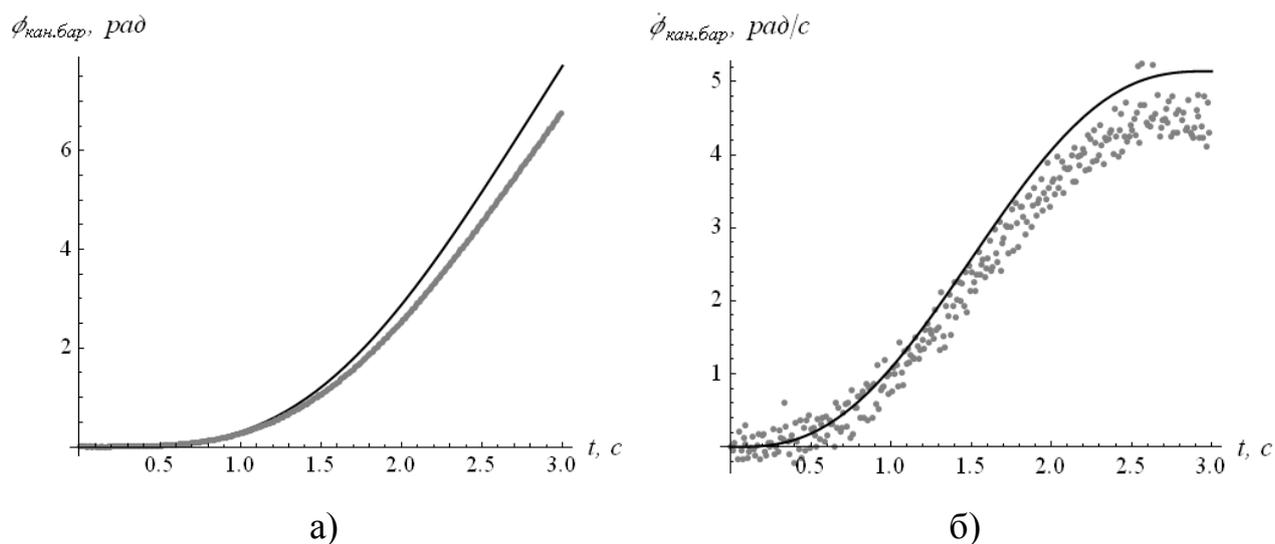


Рис. В 9. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №10: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

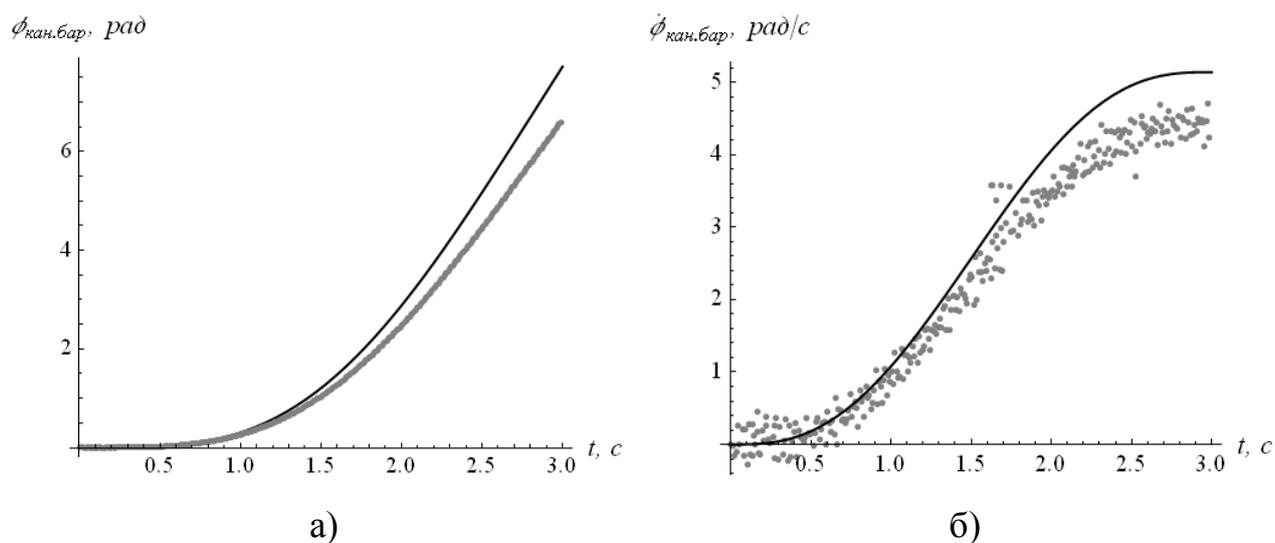


Рис. В 10. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №11: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

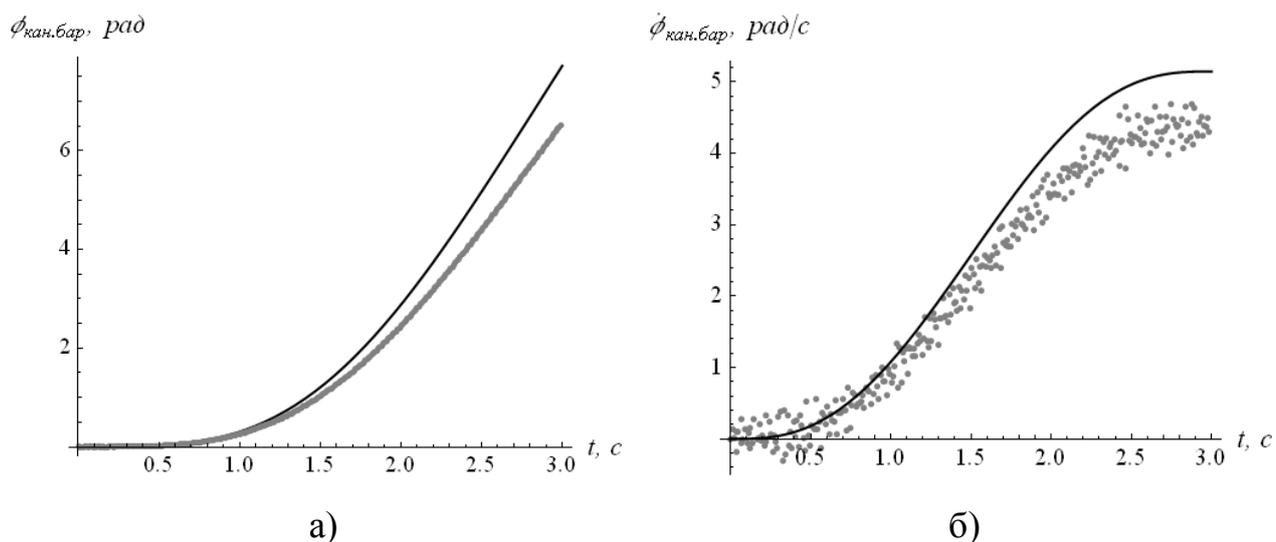


Рис. В 11. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №12: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

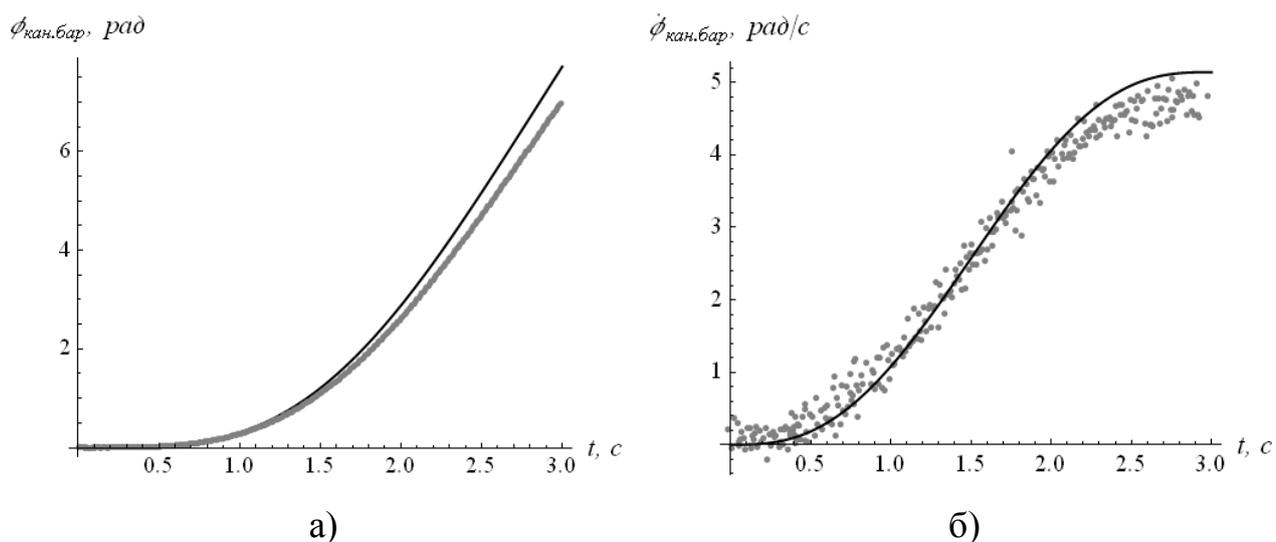


Рис. В 12. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №13: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

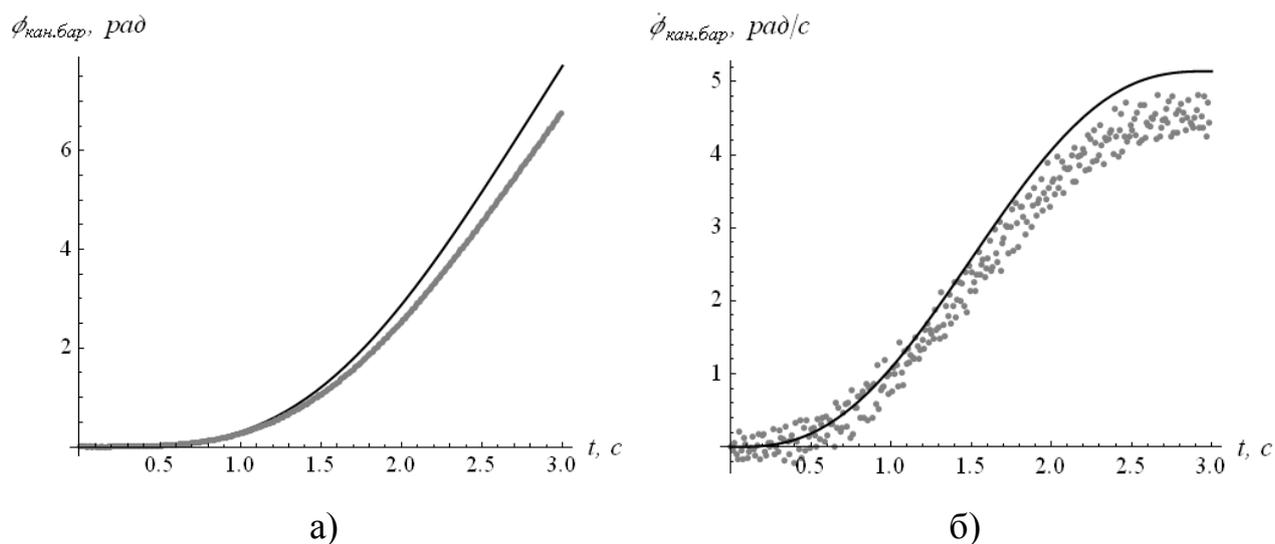


Рис. В 13. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №14: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

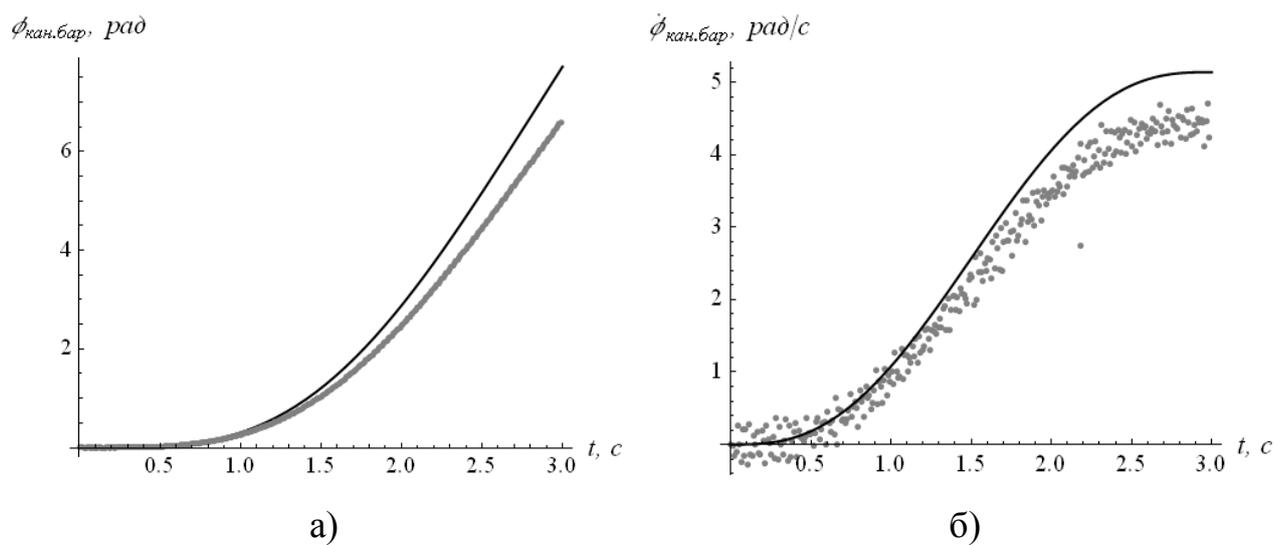


Рис. В 14. Графіки зміни кінематичних характеристик руху механізму підйому вантажу при розгоні для експерименту №15: а) кутова координата канатного барабана; б) кутова швидкість канатного барабана

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ Й ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	5
1.1. Загальні відомості про використання, класифікацію, режими роботи та конструкцію баштових кранів.....	5
1.2. Аналіз досліджень динаміки механізмів баштових кранів	8
1.3. Оптимальне керування кранами та проблема усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі	15
Висновки до першого розділу та завдання досліджень.....	20
РОЗДІЛ 2. ПОБУДОВА ТА АНАЛІЗ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ.....	22
2.1. Побудова динамічної моделі механізмів підйому і зміни вильоту вантажу.....	22
2.2. Побудова математичних моделей механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.....	27
2.3. Динамічний аналіз механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.....	29
Висновки до другого розділу.....	40
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙІМАННЯ ТА ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ	41
3.1. Вибір методу оптимізації та критеріїв оптимальності.....	41
3.2. Вибір кінцевих умов руху.....	43
3.3. Оптимізація режиму руху механізма підймання вантажу.....	45
3.4. Оптимізація режимів руху механізма зміни вильоту вантажу...	49

3.4.1. Оптимізація розгону механізму зміни вильоту вантажу за кінематичними критеріями.....	49
3.4.2. Оптимізація розгону механізму зміни вильоту вантажу за кінематичними критеріями більш високого порядку.....	60
Висновки до третього розділу	65
РОЗДІЛ 4. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	66
4.1. Програма експериментальних досліджень.....	66
4.2. Визначення параметрів фізичної моделі.....	67
4.3. Конструкція фізичної моделі.....	75
4.4. Вимірювально-реєструюче обладнання для визначення характеристик руху фізичної моделі.....	80
4.5. Комп'ютерна програма для керування частотними перетворювачами.....	86
4.6. Планування та методика проведення експериментальних досліджень.....	87
4.7. Обробка експериментальних даних.....	92
Висновки до четвертого розділу.....	95
РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	96
5.1. Рух механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана на природних механічних характеристиках приводів....	96
5.2. Аналіз експериментальних даних для оптимального керування.....	101
5.2.1. Рух механізму зміни вильоту вантажу.....	101
5.2.2. Рух механізму підйому вантажу.....	106

5.3. Встановлення причин розбіжності експериментальних та теоретичних результатів.....	108
--	-----

Висновки до п'ятого розділу.....	112
----------------------------------	-----

РОЗДІЛ 6. РЕАЛІЗАЦІЯ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ

МЕХАНІЗМАМИ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ТА ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ЇХ КОНСТРУКЦІЙ.....	114
--	-----

6.1. Апаратна частина системи керування механізмами зміни вильоту та підйому вантажу.....	114
---	-----

6.1.1. Приводи механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.....	114
---	-----

6.1.2. Датчики системи керування.....	117
---------------------------------------	-----

6.2. Розробка алгоритму роботи системи керування.....	119
---	-----

6.3. Модернізація конструкцій механізмів баштового крану.....	122
---	-----

6.4. Розрахунок економічного ефекту від впровадження системи оптимального керування баштовими кранами.....	128
--	-----

Висновки до шостого розділу.....	131
----------------------------------	-----

ВИСНОВКИ.....	132
---------------	-----

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	135
---------------------------------	-----

ДОДАТОК А.....	148
----------------	-----

ДОДАТОК Б.....	151
----------------	-----

ДОДАТОК В.....	165
----------------	-----

Ловейкін Вячеслав Сергійович
Ромасевич Юрій Олександрович
Шумілов Георгій Володимирович

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ І
ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА**

МОНОГРАФІЯ