

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МАКАРЕЦЬ ВАЛЕРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.87

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕГУЛЮВАННЯ РУХУ ВАНТАЖОПДІЙОМНИХ
КРАНІВ ПРОЛЬОТНОГО ТИПУ**

133 – галузеве машинобудування

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
Макарець В. В.

Науковий керівник
Ромасевич Юрій Олександрович
доктор технічних наук, професор

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Макарець В.В. Оптимізація регулювання руху вантажопідйомних кранів прольотного типу. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії PhD (кандидата технічних наук) за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ, 2023.

У роботі проведено дослідження, які мають за мету покращення експлуатаційних показників вантажопідйомних кранів прольотного типу шляхом оптимізації режимів їх руху. Така оптимізація дозволяє врахувати обмеження, що накладаються на рух крана і забезпечує підвищення продуктивності роботи вантажопідйомної машини, енергоефективність, надійність і безпеку експлуатації.

Виконано аналіз існуючих наукових досліджень, під час якого було встановлено, що у більшості випадків дослідники, зазвичай, враховують обмеження лише на одну характеристику руху крана (наприклад, швидкість, потужність або рушійне зусилля) і концентруються на оптимізації лише одного критерію (наприклад, швидкодії руху крана або енергоефективності його роботи). Використання такого підходу обмежує ефективність оптимального керування рухом кранів. Врахування найбільш суттєвих обмежень у задачах синтезу руху кранів дозволяє реалізувати отримані закони в умовах реальної експлуатації вантажопідйомних кранів.

Більшість досліджень обмежуються лише теоретичними розрахунками і не висвітлюють отримані результати шляхом їхньої практичної перевірки (лабораторні чи виробничі експерименти), що обмежує можливість оцінки їх реальної ефективності та можливості застосування їх на практиці.

На першому етапі досліджень поставлено задачу налаштування коефіцієнтів ПІД-регулятора для регулювання руху системи "кран-вантаж".

Постановка задачі включає математичну модель динамічної системи, обмеження на регулювання, умови досягнення усталеної швидкості руху крана та усунення маятникових коливань вантажу. За допомогою модифікованого методу рою часток ME-D-PSO були отримані розв'язки для різних наборів параметрів системи: маси вантажу m_2 від 500 кг до 20000 кг з кроком 500 кг та довжини гнучкого підвісу вантажу l від 2 до 12 метрів з кроком 1 метр. В результаті було отримано 451 набір коефіцієнтів K_P , K_I , K_D ПІД-регулятора. На основі цих даних розроблено алгоритм, який дозволяє розрахувати значення коефіцієнтів ПІД-регулятора для широкого діапазону маси вантажу та довжини гнучкого підвісу. Першим кроком алгоритму є визначення верхньої та нижньої меж параметрів m_2 та l , для яких здійснюється пошук коефіцієнтів ПІД-регулятора. Потім встановлюється початкове наближення значень коефіцієнтів і за допомогою методу ME-D-PSO визначаються окремі значення кожного коефіцієнта. Алгоритм дозволяє швидко налаштувати ПІД-регулятор для задачі усунення маятникових коливань вантажу.

Розв'язано задачі синтезу оптимального регулятора для режимів розгону, гальмування та повного циклу переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі, який дає змогу усунути маятникові коливання вантажу. Для вирішення цих задач використано наступну методику: пошук області стійкості руху системи, дискретизація моделі, формування термінального критерію, формування узагальненого критерію із заданою топологією, застосування модифікованого методу рою часток для пошуку чисельних значень коефіцієнтів лінійних регуляторів. Для розв'язування задач застосовувано методи ME-D-PSO та ME-PSO. В результаті розрахунків отримано наступні коефіцієнти лінійного регулятора: без компонента позиціонування вантажу $K_1=-1898126$, $K_2=611392$, $K_3=25709$; із врахуванням вимоги по позиціонуванню вантажу $K_1=3,171 \cdot 10^5$, $K_2=-1 \cdot 10^6$, $K_3=-1 \cdot 10^6$; $K_4=2,127 \cdot 10^6$.

Розроблено програму проведення експериментальних досліджень. Програма включає 16 експериментів, які зібрані у 3 блока. У цих експериментах незалежними факторами є: наявність зовнішніх збурень на рух вантажу, початкові умови руху вантажу, маса вантажу, довжина гнучкого підвісу і задана відстань переміщення візка.

Аналіз експериментальних даних показав наступні результати: найменші відхилення експериментальних даних від теоретичних спостерігаються у експерименті №3. Відносна похибка переміщення крана складає 0,09%, похибка швидкості руху крана - 19,5%, похибка амплітуди коливання вантажу - 5,9%, а похибка швидкості коливання вантажу - 4,5%. З іншого боку, найбільші відхилення експериментальних даних від теоретичних спостерігаються у експериментах №5, 7 та 11. Відносна похибка переміщення крана становить 2,3%, похибка швидкості руху крана - 70%, похибка коливання вантажу - 27,7%, а похибка швидкості коливання вантажу - 24,6%. Перший блок експериментів показав незначні відхилення від теоретичних даних, оскільки під час проведення цих експериментів на вантаж не було впливу. Найбільші відхилення спостерігаються в експериментах під час проведення яких на вантаж здійснювався зовнішній вплив. Загалом, система регулювання руху крана успішно усуває маятникові коливання вантажу та забезпечує переміщення крана на задану відстань з забезпеченням високої точності позиціонування вантажу за мінімальний час.

Розроблено структурну схему оптимального керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі, яка спроможна ефективно усувати маятникові коливання вантажу та покращити експлуатаційні характеристики роботи крана, такі як продуктивність, енергоефективність та безпека. На основі аналізу технічних характеристик було обґрунтовано рекомендації стосовно вибору апаратної складової системи оптимального керування (програмований

мікроконтролер, датчики положення крана, довжини гнучкого підвісу вантажу, кута відхилення канату з вантажем від вертикалі та частотний перетворювач).

Було встановлено, що застосування системи оптимального керування рухом крана дозволяє досягти економічної ефективності шляхом підвищення його продуктивності. Розрахунки економічної ефективності були проведені для декількох типів кранів, зокрема: козлового крана Weihua MG25t, мостового крана Aicrane AQ-NLH та напівкозлового крана 60/12,5 т. Для цих кранів річна економічна ефективність варіюється від 28521 до 67550 гривень на рік у цінах 2023 року.

Ключові слова: крани прольотного типу, коливання, вантаж, оптимізація, ME-D-PSO, обмеження, регулювання.

ANNOTATION

Makarets V.V. Optimization of overhead cranes movement control. – Manuscript. Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) (candidate of technical sciences), 133 – Mechanical Engineering. National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, 2023.

The research aims to improve the operational performance of overhead cranes via optimization of their motion modes. Such optimization allows to take into account the constraints imposed on crane motion and ensures increased capacity, energy efficiency, reliability, and operational safety of the hoisting machine.

An analysis of scientific researches has revealed that most scholars usually consider constraints on only one motion feature of the crane (for instance, velocity, power, or drive force) and focus on optimizing only one criterion (such as crane movement duration or energy efficiency). This approach limits the efficiency of optimal control of the cranes motion. Taking into account the most significant constraints in

crane motion synthesis problems allows implementing the obtained laws in real operating conditions of overhead cranes.

Most studies consider only theoretical calculations and do not correspond to the obtained results through their practical verification (laboratory or industrial experiments). This limits the ability to evaluate their real efficiency and practical applicability.

The first stage of the research addresses the problem of tuning the coefficients of the PID-controller for the control of the "crane-load" system. The problem statement includes a mathematical model of the dynamic system, constraints on control, conditions for achieving a steady-state speed of the crane's motion, and elimination of load oscillations. Modified particle swarm optimization (ME-D-PSO) method application brought solutions for various sets of system parameters: load mass m_2 ranging from 500 kg to 20000 kg with a step of 500 kg and flexible suspension length l ranging from 2 to 12 meters with a step of 1 meter. As a result, 451 sets of coefficients K_P , K_I , K_D of the PID-controller were obtained. Based on this data, an algorithm was developed that allows calculating the values of the PID-controller coefficients for a wide range of load mass and flexible suspension length. The algorithm first step determines the upper and lower bounds of the parameters m_2 and l , for which the coefficients K_P , K_I , K_D of the PID-controller are searched. Then, initial approximations of the coefficient values are set, and using the ME-D-PSO method, individual values of each coefficient are determined. The algorithm allows tuning the PID-controller, that ensures elimination of load oscillations.

The problems of synthesizing an optimal controller for acceleration, deceleration, and full-cycle crane motion with a load on the flexible suspension were solved. The following methodology was used to solve these problems: search for the stability domain of the motion system, model discretization, formation of the terminal criterion, formation of a generalized criterion with a specified topology, application of the method ME-PSO for finding numerical values of the linear controller coefficients. The ME-D-

PSO and ME-PSO methods were applied to solve the problems. As a result of the calculations, the following coefficients of the linear controller were obtained: without load positioning component $K_1=-1898126$, $K_2=611392$, $K_3=25709$; with load positioning requirement taken into account $K_1=3,171 \cdot 10^5$, $K_2=-1 \cdot 10^6$, $K_3=-1 \cdot 10^6$; $K_4=2,127 \cdot 10^6$.

A program for conducting experimental research was developed. The program consists of 3 modules, totaling 16 experiments. These experiments include independent factors such as the presence of external disturbances on load motion, initial conditions of load motion, load mass, flexible suspension length, and the specified distance of the trolley final position.

The analysis of experimental data revealed the following results: the smallest deviations between experimental and theoretical data were observed in experiment №3. The relative error in crane final position is 0.09%, the error in crane movement velocity is 19.5%, the error in load oscillation amplitude is 5.9%, and the error in load oscillation velocity is 4.5%. On the other hand, the largest deviations between experimental and theoretical data were observed in experiments № 5, 7, and 11. The relative error in crane final position is 2.3%, the error in crane movement velocity is 70%, the error in load oscillation amplitude is 27.7%, and the error in load oscillation velocity is 24.6%. The first set of experiments showed minor deviations from theoretical data because there were no external impacts on the load during these experiments. The most significant deviations were observed in experiments where external impacts were applied to the load. Overall, the crane motion control system successfully eliminates pendulum oscillations of the load and ensures crane movement over a specified distance with high positioning accuracy in minimal time.

A structural scheme for optimal control of crane motion with a flexible suspension system was developed, which effectively eliminates pendulum oscillations of the load and improves the operational features of the crane, such as work capacity, energy efficiency, and safety. Based on the analysis of technical characteristics,

recommendations were made regarding the selection of hardware components for the optimal control system (programmable microcontroller, crane position sensors, length of the flexible load suspension, deviation angle of the load from the vertical, and frequency converter).

It was established that the implementation of the optimal crane motion control system allows achieving economic efficiency via increased work capacity. Economic efficiency calculations were conducted for several types of cranes, including the Weihua MG25t gantry crane, Aicrane AQ-NLH bridge crane, and 60/12.5 t semi-gantry crane. For these cranes, the annual economic efficiency ranges from 28,521 to 67,550 hryvnias per year in 2023 prices.

Keywords: *overhead cranes, oscillations, load, optimization, ME-D-PSO, constraints, control.*

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Статті у наукових фахових виданнях України, включених до міжнародних наукометричних баз даних:

1. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін, А.П. Пилипенко, **В.В. Макарець**. Синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж». Частина 1. Підйомно-транспортна техніка. 2021. №1 (62). С. 83-94.
2. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін., А.П. Пилипенко, **В.В. Макарець**. Синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж» Частина 2. Підйомно-транспортна техніка. 2021. №1 (65). С. 4-16.
3. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін, А.П. Ляшко, **В.В. Макарець**. Метод оптимального налаштування ПІ-регуляторів із врахуванням обмежень. Енергетика і автоматика. 2019. №3. С. 129-142.
4. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін, **В.В. Макарець**, А.С. Поночовний. Синтез оптимального керування системою „кран-вантаж” у вигляді зворотного зв’язку. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. 2021. Вип. 12. № 1. С. 5-10.
5. Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С., **Макарець В.В.**, Щербак О.І. Ідентифікація системи і синтез оптимального регулятора руху системи “кран-вантаж”. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України. № 1(95). 2022.
6. Romasevych Y., Loveikin V., **Makarets V.** PID-controller tuning algorithm development for a “crane-load” dynamical system. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. 2022. Vol. 13, No. 4. P. 72-80.
7. Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С., Хорошун А.С., **Макарець В.В.** Синтез оптимального керування рухом системи «кран-вантаж» у вигляді зворотного зв’язку. Прикладна механіка. 2022. № 58 (2). С. 93-102.

Статті у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз

Scopus та WoS:

1. Yu. O. Romasevych, V. S. Loveikin, **V. V. Makarets**. Optimal Constrained Tuning of PI-Controllers via a New PSO-Based Technique. International Journal of Swarm Intelligence Research. Vol. 11. Issue 4. 2020. P. 87-105.
2. Yu. O. Romasevych, V. S. Loveikin, A. S. Khoroshun, and **V. V. Makarets**. Synthesis of optimal feedback control of the crane-load system. International Applied Mechanics. Vol. 58. No. 2. 2022. P. 199-207.

Монографії:

1. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін, А.П. Ляшко, О.Г. Шевчук, **В.В. Макарець**. Розроблення оптимальних автоматичних регуляторів. К: ЦП “Компрінт”. 2021. 250 с.

Науково-методичні рекомендації:

1. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін, А.П. Ляшко, О.Г. Шевчук, **В.В. Макарець**. Розроблення високоефективних автоматичних регуляторів. Науково-методичні рекомендації для підприємств України з проектування та експлуатації пристроїв автоматичного регулювання. К: ЦП „КОМПРІНТ”, 2021. 72 с.

Патент на корисну модель:

1. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін, **В.В. Макарець**. Спосіб оптимального керування рухом крана прольотного типу при дії на вантаж зовнішніх стохастичних впливів. №149301. u202103034. 03.11.2021. Бюл. №44

Тези наукових доповідей:

1. Ромасевич Ю.О., **Макарець В.В.** Методика розрахунку економічної ефективності системи оптимального керування рухом крана. Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції „Крамаровські читання”. 2023. С. 330-332.
2. Ромасевич Ю.О., **Макарець В.В.** Оптимізація руху системи кран вантаж. Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції „Крамаровські читання”. 2021. С. 286-288.
3. Ромасевич Ю.О., **Макарець В.В.** Модифікація методу рою часточок. Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції „Крамаровські читання”. 2020. С.90-92.
4. Ромасевич Ю.О., **Макарець В.В.** Синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж». Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених і спеціалістів „Електромеханічні та енергетичні системи, методи моделювання та оптимізації”. 2020. С.45-53.
5. Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С., **Макарець В.В.** Планування експериментальних досліджень оптимального регулятора руху системи „кран – вантаж”. Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної онлайн конференції „Сучасні проблеми та перспективи розвитку машинобудування України”. 2021. С. 74-75.
6. Romasevych Yu. O., **Makarets V. V.**, Synthesis of optimal neurocontroller of the system “crane-load”. Proceedings of the IV International Scientific and Practical Conference „Automation and instrumentation”. 2020. P. 72-74.
7. Ромасевич Ю.О., **Макарець В.В.** Синтез оптимального регулятора руху лабораторної моделі системи «візок-вантаж». Збірник тез доповідей. Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції педагогічних та науково-педагогічних працівників, аспірантів, молодих учених „Сучасні тенденції розвитку науки та освіти”. 2021. С. 130-134.

ЗМІСТ

ВСТУП	16
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНИМИ КРАНАМИ	22
1.1 Аналіз наукових досліджень в галузі оптимізації роботи вантажопідйомних кранів	22
1.1.1 Аналіз наукових робіт присвячених оптимальному керуванню рухом кранів	22
1.1.2 Аналіз задач оптимізації роботи вантажопідйомних кранів шляхом покращення динамічних критеріїв	30
1.1.3 Аналіз задач оптимізації роботи вантажопідйомних кранів за критерієм енергоефективності	32
1.2 Кількісний аналіз наукових робіт у галузі оптимізації керування рухом вантажопідйомних кранів	37
1.3 Огляд існуючої патентної документації за темою досліджень	41
Висновки до першого розділу	46
Список використаних у першому розділі джерел	47
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ НАЛАШТУВАННЯ ПІД-РЕГУЛЯТОРА РУХУ КРАНА ІЗ ВАНТАЖЕМ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ	56
2.1 Математична та динамічна моделі системи „кран-вантаж”	56
2.2 Алгоритм розрахунку коефіцієнтів ПІД-регулятора для довільних значень m_2 та l	60
2.3 Короткий аналіз динаміки регулювання руху системи „кран-вантаж” за допомогою налаштованого ПІД-регулятора	63
Висновки до другого розділу	69

	13
Список використаної у другому розділі літератури.....	70
РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЮВАННЯ РУХУ КРАНА ІЗ ВАНТАЖЕМ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ.....	71
3.1 Постановка задач оптимального регулювання.....	71
3.1.1 Крайові умови руху та критерії оптимального регулювання системи „кран-вантаж”.....	71
3.1.2 Обмеження, що накладені на рух системи „кран-вантаж”.....	74
3.1.3 Дослідження стійкості руху системи „кран-вантаж”.....	75
3.2 Задача оптимального регулювання руху системи „кран-вантаж” без врахування позиціонування вантажу на гнучкому підвісі.....	79
3.2.1 Розв’язання задачі.....	79
3.2.2 Дослідження динаміки руху системи.....	85
3.3 Задачі оптимального регулювання руху системи „кран-вантаж” з врахування позиціонування вантажу.....	92
3.3.1 Розв’язання задачі.....	92
3.3.2 Дослідження динаміки руху системи.....	93
3.4 Синтез нейрорегулятора у задачі оптимального регулювання руху системи „кран-вантаж”.....	98
3.4.1 Розв’язання задачі.....	98
3.4.2 Дослідження динаміки руху системи.....	100
Висновки до третього розділу.....	104
Список використаної у третьому розділі літератури.....	106
РОЗДІЛ 4. ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА МЕТОДИКА ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ.....	108

	14
4.1 Опис лабораторної установки для проведення досліджень	108
4.2 Планування експериментальних досліджень	113
4.3 Опис вимірювально-реєструючого обладнання та програмного забезпечення	115
4.4 Розрахунок коефіцієнтів регулятора руху візка з вантажем для проведення експериментів	120
4.4.1 Ідентифікація динамічної системи	120
4.4.2 Розрахунок коефіцієнтів регулятора	123
4.5 Методика обробки масивів експериментальних даних	125
Висновки до четвертого розділу	127
Список використаної у четвертому розділі літератури	128
РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ВІДХИЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ	130
5.1 Умови аналізу результатів експериментів	130
5.2 Аналіз експериментальних даних	131
5.3 Аналіз причин відхилення теоретичних і експериментальних даних	141
Висновки до п'ятого розділу	143
Список використаної у п'ятому розділі літератури	145
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ КРАНА ПРОЛЬОТНОГО ТИПУ ТА РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ЇЇ ВПРОВАДЖЕННЯ	146
6.1 Спосіб оптимального керування рухом крана прольотного типу	146

	15
6.2 Розробка системи оптимального керування рухом вантажопідйомного крана прольотного типу	150
6.2.1 Структурна схема системи.....	150
6.2.2 Блок-схема алгоритму функціонування системи керування рухом крана.....	151
6.2.3 Рекомендації стосовно апаратного забезпечення системи.....	153
6.3 Розрахунок економічної ефективності застосування оптимального керування	155
6.3.1 Методика розрахунку	155
6.3.2 Приклад розрахунку	158
Висновки до шостого розділу	161
Список використаних джерел у шостому розділі.....	162
ВИСНОВКИ.....	165
Додаток А.....	169
Додаток Б	171
Додаток В.....	172
Додаток Г	190
Додаток Д.....	193
Додаток Е	196

ВСТУП

Крани прольотного типу відіграють ключову роль при переміщенні вантажів у різних галузях виробництва. Їхні високі експлуатаційні показники дозволяють забезпечити швидке та точне переміщення вантажів, сприяючи оптимізації логістики та підвищенню продуктивності виконання виробничих процесів.

Актуальність теми. Коливання вантажу на гнучкому підвісі у кранів прольотного типу можуть виникати при роботі на відкритому повітрі через зовнішні стохастичні впливи (вітрові пориви), а також під час перехідних режимів руху. Ці коливання значно знижують продуктивність роботи крана і створювати небезпеку для працівників. Для їхнього усунення оператор виконує мікропереходи крана, витрачаючи при цьому додатковий час, електроенергію та власні зусилля. Це призводить до швидкої втоми і знижує продуктивність роботи кранівника.

Однак, навіть досвідчений кранівник не в змозі виконувати керування рухом крана за оптимальними законами руху. Використання оптимізаційних підходів у задачі регулювання руху крана із вантажем на гнучкому підвісі дозволяє усувати маятникові коливання вантажу із врахуванням обмежень на керування рухом та вимог мінімізації небажаних показників (витрат енергії, тривалості руху тощо). Це є важливим аспектом для забезпечення ефективності та безпеки роботи кранів прольотного типу, які застосовуються у морських та річкових портах, легкій промисловості, сільському та лісовому господарствах, металургії та машинобудуванні.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно з науково-дослідними та ініціативною тематиками кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України «Наукове обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних

вантажопідійомних машин» (номер державної реєстрації 0119U100848); «Розроблення високоефективних автоматичних регуляторів» (номер державної реєстрації 0119U100758); «Динамічна оптимізація вантажопідійомних та транспортуючих машин в агропромисловому виробництві» (номер державної реєстрації 0118U004170).

Мета і завдання досліджень. Метою досліджень є покращення експлуатаційних показників вантажопідійомних кранів прольотного типу шляхом оптимізації режимів їх руху.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- Провести аналіз існуючих досліджень з оптимізації руху крана з вантажем на гнучкому підвісі та способів усунення коливань закріпленого на гнучкому підвісі вантажу.
- Розробити алгоритм налаштування ПД-регулятора руху крана із вантажем на гнучкому підвісі, який забезпечує усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі для широкого діапазону величин маси вантажу та довжини гнучкого підвісу.
- Виконати постановку та розв'язати задачі синтезу оптимального регулятора руху крана з вантажем при забезпеченні перевантажувальної здатності приводу механізму переміщення крана, обмеженні швидкості зміни в часі рушійного зусилля, швидкості руху крана та відсутності реверсу приводу для режимів розгону, гальмування та повного циклу переміщення крана, які дають змогу усунути маятникові коливання вантажу.
- Виконати перевірку отриманих теоретичних результатів шляхом проведення експериментальних досліджень режимів руху крана з вантажем на гнучкому підвісі та оцінити ефективність практичної реалізації оптимального керування рухом крана за комплексом показників.
- Розробити структурну схему, яка реалізує оптимальне керування рухом системи “кран-вантаж”, а також алгоритм її функціонування.

Об'єкт дослідження – керований рух вантажопідйомного крана прольотного типу з вантажем на гнучкому підвісі.

Предмет дослідження – закономірності впливу оптимальних законів керування рухом вантажопідйомного крана з вантажем на гнучкому підвісі на його експлуатаційні показники.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження ґрунтуються на методах аналітичної механіки, теорії механізмів і машин, диференціального та інтегрального числення, ідентифікації динамічних систем, автоматики та оптимального керування. Для розв'язання оптимізаційних задач використано модифіковані метаевристичні методи рою частинок (ME-D-PSO, ME-PSO). Аналіз експериментальних результатів проведено з використанням статистичних показників.

Достовірність результатів проведеного дослідження, висновків та рекомендацій, які викладені у дисертації. Висновки, які були сформульовані у дисертаційній роботі, мають належне обґрунтування, яке базується на апробованих теоретичних та експериментальних дослідженнях. Достовірність отриманих результатів підтверджується порівняльним аналізом результатів теоретичних розрахунків і експериментальних даних.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- вперше при розв'язанні задач синтезу оптимального регулятора системи „кран-вантаж” використано сукупно обмеження на: величину рушійного зусилля, швидкість його зміни в часі, неперевищення номінальної швидкості руху крана та реверс його приводу;
- отримала подальший розвиток методологія розв'язання задач синтезу оптимального керування вантажопідйомним краном прольотного типу з вантажем на гнучкому підвісі у формі зворотного зв'язку в частині зведення її до задачі безумовної оптимізації;

- отримали подальший розвиток підходи щодо синтезу нейрорегулятора руху вантажопідйомного крана із вантажем на гнучкому підвісі для нелінійних задач оптимального керування рухом крана.

Практичне значення одержаних результатів. Вперше при розв’язанні задач синтезу оптимального регулятора системи „кран-вантаж” використано сукупно обмеження, які дали змогу врахувати технічні особливості елементів системи керування рухом крана (частотний перетворювач, мікроконтролер, датчики тощо), які пов’язані із практикою реалізації оптимального керування.

Вперше розроблена інженерна методика налаштування ПД-регуляторів руху вантажопідйомним краном із вантажем на гнучкому підвісі, яка дозволяє оперативно змінювати налаштування коефіцієнтів регулятора в залежності від маси вантажу та довжини гнучкого підвісу.

Технічна новизна розробок захищена патентом на корисну модель „Спосіб оптимального керування рухом крана прольотного типу при дії на вантаж зовнішніх стохастичних впливів”. Автори: Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Макарець В.В. Патент України на корисну модель № 149301, опубл. 03.11.2021, Бюл. № 44, МПК В66С 13/06 (2006.01).

Результати досліджень передано до впровадження у підприємство агропромислового комплексу України “ПРАТ КУЛИКІВСЬКЕ МОЛОКО” (Акт впровадження від 8.06.2023 наведено у Додатку А). Основні положення досліджень оптимізації режимів руху вантажопідйомних кранів прольотного типу та оптимального налаштування ПД-регуляторів використовуються у навчальному процесі Національного університету біоресурсів і природокористування України при викладанні навчальних дисциплін «Теорія технічних систем» (ОС Магістр) та «Підйомно-транспортні машини» (ОС Бакалавр) (Акт впровадження від 8.06.2023 наведено у Додатку Б).

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконані здобувачем особисто:

проведено детальний аналіз існуючих наукових робіт за обраною тематикою дисертаційної роботи; розроблено алгоритм налаштування ПД-регуляторів для керування рухом системи “кран-вантаж”; розв’язано задачу синтезу оптимального регулятора руху крана із вантажем на гнучкому підвісі; розроблено методику та проведено планування експериментальних досліджень; розроблено рекомендації для підвищення ефективності реалізації керування рухом крана; розраховано економічну ефективність від використання оптимального керування рухом крана.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалась на: VII, IX, X Міжнародних науково-технічних конференціях «Крамаровські читання», (2020, 2022 та 2023 рр. м. Київ); XVI Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених і спеціалістів “Електромеханічні та енергетичні системи, методи моделювання та оптимізації” ESMO, (2020 р., м. Кременчуг); Міжнародній науково-практичній онлайн конференції «Сучасні проблеми та перспективи розвитку машинобудування України», (2021 р., м. Київ); IV Міжнародній науково-практичній онлайн конференція, “Прикладні науково-технічні дослідження” (2020 р., м. Івано-Франківськ); Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції педагогічних та науково-педагогічних працівників, аспірантів, молодих учених «Сучасні тенденції розвитку науки та освіти» (2021 р., м. Ніжин).

Публікації. За результатами проведених дисертаційних досліджень загалом опубліковано 18 наукових праць, у яких представлено основні результати дисертації, серед них: 1 монографія у співавторстві, 1 науково-методичні рекомендації для підприємств України з проектування та експлуатації пристроїв автоматичного регулювання, 7 статей в наукових фахових виданнях категорії „Б”, 2 статі англійською мовою у періодичних виданнях, що проіндексовані у наукометричних базах даних Scopus/WoS, 7 тез доповідей на наукових конференціях та 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації.

Дисертація складається з анотації, вступу, шести розділів, списку використаних джерел до кожного з розділів, висновків та додатків. Повний обсяг роботи складає 230 сторінки комп'ютерного тексту, з них 63 сторінок додатків. Дисертація містить 57 ілюстрацій, 44 таблиць. До списку використаних джерел входить 126 найменування.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНИМИ КРАНАМИ

1.1 Аналіз наукових досліджень в галузі оптимізації роботи вантажопідйомних кранів

1.1.1 Аналіз наукових робіт присвячених оптимальному керуванню рухом кранів

Вантажопідйомні крани є важливою складовою для забезпечення ефективної логістики в багатьох галузях промисловості та транспорту. Для оптимальної роботи кранів необхідно вирішувати задачі керування, зокрема проблему усунення коливань вантажу, що є однією з найбільш важливих проблем в керуванні вантажопідйомними кранами. У зв'язку з цим, в останні роки дослідження в галузі оптимального керування вантажопідйомними кранами набули особливого значення. Було запропоновано різноманітні методи та алгоритми керування, що дозволяють ефективно вирішувати проблеми, пов'язані з рухом вантажу, зменшенням енергоспоживання приводів кранових механізмів, підвищенням точності позиціонування вантажу при роботі та підвищення безпеки під час експлуатації. В даному аналізі розглянуто публікації на тему оптимального керування вантажопідйомними кранами та проведено огляд методів вирішення проблеми усунення коливання вантажу на гнучкому підвісі.

Для аналізу методів оптимізації роботи вантажопідйомних кранів з використанням ПД- та ПДД-регуляторів використано роботи, які подано нижче.

Х.І. Джафар із співавторами запропонували [1] метод зниження коливань вантажу на гнучкому за допомогою ПД- і ПДД-регуляторів. ПД-регулятор впливає на рух крану, а ПДД-регулятор – на рух вантажу. Для налаштування ПДД-регулятора використані наступні критерії: інтеграл абсолютної похибки та

інтеграл квадратичної похибки відхилення вантажу від вертикалі. Для пошуку оптимальних значень коефіцієнтів регуляторів використано метод рою часток (PSO).

Д.В. Дієп із співавтором у статті [2] представили метод налаштування ПІД-регуляторів для запобігання розгойдуванню вантажу з урахуванням довжини гнучкого підвісу та контролю положення козлового крана. При цьому автори використали метод рою часточок PSO, що дозволив виконати пошук оптимальних значень коефіцієнтів ПІД-регуляторів.

Н.І Моххамед із співавторами в статті [3] запропонував оптимізацію системи керування краном прольотного типу з використанням ПІД-ПІД-регулятора налаштованого за допомогою методу PSO. Для розрахунку траєкторії руху крану були використані критерії, які відображають тривалість опускання і піднімання вантажу та тривалість перехідного процесу. За цими критеріями проведено налаштування ПІД-регулятора.

Над розробкою методів налаштування ПІД-регуляторів для вирішення задач регулювання руху вантажопідйомних кранів працювало багато науковців. Наприклад, у роботі [4] автори запропонували алгоритм налаштування пропорційного, інтегрального та диференційного коефіцієнтів ПІД-регулятора із використанням методів нечіткої логіки, яка базується на логічно-лінгвістичних моделях.

В роботі автори [5] використали метод PSO для налаштування ПІД-ПІД-регулятора. Основна задача налаштування регулятора полягає у мінімізації часу затраченого на підйом та спуск вантажу та перерегулювання. ПІД-регулятор безпосередньо впливає на позиціонування мостового крана, а ПІД-регулятор на коливання вантажу.

Автори роботи [6] запропонували для налаштування ПІД-регулятора використовувати метод Циглера-Ніколса. Метою роботи є досягнення

максимальної швидкодії роботи вантажопідйомного крана з мінімальними коливаннями вантажу.

В роботі [7] автори запропонували метод лінійного інтелектуального регулятора, що дозволяє усунути маятникові коливання вантажу. Для відстеження положення крана використовується нечіткий ПІД-регулятор, а керування коливанням відбувається із використанням сигналу проти розгойдування вантажу.

В роботі [8] автори запропонували інтелектуальну гібридну структуру, яка використовується для онлайн налаштування ПІД-регулятора. В її основі лежать дві адаптивні нейронні мережі, обидві з вбудованими Чебишевськими та ортогональними поліномами. Перша нейронна мережа з ендокринним фактором використовується для апроксимації керуючих сигналів, які вводяться у вигляді подразників із зовнішнього середовища. Вони, в свою чергу, використовуються для адаптації другої нейронної мережі, основна задача якої полягає у генерації сигналів керування.

Автори у роботі [9] запропонували інтелектуальну систему керування рухом крана з затримками у каналі зв'язку, яка здатна вчитися на минулих подіях. Використовуючи генетичні алгоритми, вони провели налаштування ПІД-регулятора. Нові параметри ПІД-регулятора запам'ятовуються і, якщо в майбутньому виникне схожа затримка, то оптимальні параметри зчитуються з пам'яті і використовуються для оптимізації руху.

А. Актас із співавторами у статті [10] запропонували процедуру налаштування ПІД-регуляторів, яка дала змогу підвищити плавність руху крана.

У статті [11] автори провели оптимізацію системи керування рухом мостового крана шляхом використання розробленого ними гібридного нечіткого ПІД-регулятора та швидкодіючого керування частотним перетворювачем. Вони описали математичну модель мостового крана та процес налаштування параметрів нечіткого ПІД-регулятора з використанням методу частотної

оптимізації, яка базується на обмеженнях частоти приводу крана. Результати експериментів показали, що запропонований підхід забезпечує більш точне та швидке регулювання швидкості та положення крана порівняно зі звичайним ПД-регулятором.

У статті [12] запропоновано новий метод керування вантажопідйомними кранами з метою зменшення коливань вантажу під час руху крана. Метод ґрунтується на ПД-регуляторі, що налаштований за допомогою генетичного алгоритму, який дозволяє знайти оптимальні параметри ПД-регулятора, що мінімізують коливання вантажу під час переміщення крана.

В роботі [13] автори розробили метод зниження коливань вантажу за допомогою ПД-регулятора, налаштування якого проводилось за допомогою гібридного алгоритму PSO та алгоритму імітації відпалу металу (SA).

Х. Лю із співавторами у роботі [14] запропонував метод планування траєкторії руху крану, який ґрунтується на кривих Безьє та модифікованому методі оптимізації рою часточок (PSO-BC). В результаті його використання авторам вдалось забезпечити обмеження коливань вантажу на гнучкому підвісі.

Я. Смочек із співавтором у роботі [15] запропонували новий підхід до керування, який базується на прогнозуванні виникнення коливань вантажу та обмеження їх за допомогою керування, що отримано із використанням методу PSO. Цей метод застосовано для визначення оптимального режиму руху крана.

В статті [16] представлено метод усунення коливань вантажу шляхом керування моментом приводного асинхронного двигуна з використанням сучасних частотно-керованих електроприводів. Він дає змогу враховувати змінні параметри (наприклад, довжину гнучкого підвісу вантажу) при роботі вантажопідйомної машини.

Х. Селамат із співавторами обґрунтували у статті [17] використання онлайн-адаптивної техніки формування команд для ефективного зниження

навантаження на кран. Даний метод дозволяє враховувати зміну довжини підвісу і відхилення вантажу від вертикалі.

В.С Щербаков із співавторами [18] запропонували метод усунення маятникових коливань вантажу, переміщеного краном мостового типу з релейним типом керування, при разовому включенні приводу на розгін і подальшому разовому гальмуванні до нульової швидкості з постійними прискореннями.

Х. Чен із співавторами у дослідженні [19] запропонували новий метод планування траєкторії руху крана, при якому тривалість руху є мінімальною. На основі метода диференціальної площини спочатку визначається точка початку руху системи. Після цього розраховується траєкторія руху системи, яка має вигляд кривої В-сплайну, що забезпечує плавність руху системи.

К.А. Альганім із співавтором запропонували [20] оптимальний профіль прискорення крана, який дав змогу зменшити залишкові коливання вантажу при зміні напрямку руху крану. Цей підхід забезпечує одночасний рух механізмів переміщення крана та підйому вантажу.

О.Б. Неженцев з співавтором у статті [21] описав два розроблені способи гальмування вантажопідйомних кранів, що дозволяють значно зменшити амплітуду коливань вантажу та динамічні навантаження у металоконструкції крана. Перший спосіб полягає у поетапному гальмуванні електроприводу крана механічним гальмом за виведеним авторами законом. Другий спосіб полягає у вимірюванні поточної маси вантажу і введенні в роторне коло ротора двигуна відповідного опору для зменшення динамічних навантажень на кран.

Ч. Ван із співавторами [22] на основі оптимізації рою часточок PSO запропонували новий нечіткий нейромережевий (FNN) режим керування. Він забезпечує позиціонування крана та усунення маятникових коливань вантажу.

3. Сан із співавторами у статті [23] розробили метод оптимального керування на базі нечіткого регулятора (FSMC). Регулятор налаштовано відповідно до динамічних характеристик крана (прискорення, навантаження, швидкість руху тощо).

В роботі [24] автори запропонували метод автоматичного налаштування ПІД-регуляторів з використанням методу диференційної еволюції для визначення оптимальних значень коефіцієнтів регулятора, які задовольняють критерій стійкості поліномів Харитонова.

У Статті [25] описано метод керування рухом стрілового крана встановленого на палубі морського транспортного судна. Для досягнення цієї мети використано алгоритм, який змінює свої параметри відповідно до зміни вхідних даних з датчиків, та нечітку логіку, що дозволяє крану рухатися з високою точністю та усувати маятникові коливання вантажу на палубі в умовах морських хвиль. У статті описано математичну модель крана, а також детально розглянуто процес синтезу та налаштування регулятора з використанням адаптивної нечіткої логіки.

У статті [26] описано метод керування рухом поворотних кранів з використанням технології машинного навчання та термінального режиму ковзання. Запропонований метод дозволяє забезпечити точне та стійке керування краном з мінімальними помилками та зменшити вплив зовнішніх перешкод на рух крана.

Стаття [27] присвячена проблемі оптимального планування траєкторії руху баштових кранів з урахуванням динаміки коливання вантажу та обмежень на швидкість повороту. У статті запропоновано методику, в якій використано генетичний алгоритм для знаходження оптимальної траєкторії руху крана, що забезпечує мінімізацію часу руху.

Стаття [28] присвячена оптимізації роботи вантажопідйомного крана під час будівництва сталевих мостів з використанням технологій Building Information

Modeling (BIM) та безпілотних літальних апаратів (UAV). Описано методи та алгоритми, які дозволяють максимально ефективно виконувати завдання під час підйому та переміщення вантажів. Також описано систему моніторингу, яка забезпечує контроль за виконанням робіт та можливість швидко реагувати на непередбачувані ситуації.

Стаття [29] присвячена розробці методу оптимізації розкладу руху кранів на причалах і транспорту на майданчиках контейнеровозів. Метод ґрунтується на адаптивній модифікації методу PSO, яка дозволяє враховувати взаємодію між кранами та транспортом. Для розв'язання задачі використовуються методи математичного програмування та еволюційні алгоритми.

У статті [30] використано методи динамічного моделювання для аналізу та оптимізації перехідних процесів механізмів мостових кранів. В статті досліджується вплив на динаміку руху крана маси вантажу та його габаритних розмірів.

Стаття [31] присвячена синтезу ієрархічного нечіткого багатокритеріального оптимального керування рухом підвісних кранів. Стаття описує проблему оптимізації керування рухом кранів з урахуванням різних критеріїв, таких як час виконання циклу переміщення, точність позиціонування та енергоефективність. Автори розробили метод, в якому використано нечітку логіку для керування краном на кожному рівні ієрархії. При цьому забезпечується оптимізація критеріїв на кожному рівні ієрархії.

Автори статті [32] використали метод оптимального налаштування ПІД-регулятора для керування гантелевим краном на основі лінійного квадратичного регулятора, генетичного алгоритму та методу PSO.

Аналізуючи статті, присвячені оптимальному керуванню рухом вантажопідійомних кранів, не можна обійти стороною авторів В.С. Ловейкіна [33], Р.П. Герасимяка [34], О.В. Григорова [35], Ю.О. Ромасевича [36], які

присвятили багато робіт задачам оптимізації керування вантажопідйомних кранів.

В роботі [33] досліджується проблема функціонування механізмів вантажопідйомних машин та їх режимів руху. Автори проводять аналіз різних аспектів роботи цих механізмів, включаючи динаміку, керування, стійкість та оптимізацію руху вантажопідйомних машин.

У статті [34] досліджується вплив динамічних навантажень на керування електроприводом механізму переміщення крана з підвішеним вантажем. Автори аналізують різні фактори, такі як маса вантажу, прискорення та швидкість руху, що впливають на динамічні навантаження в системі. Вони також розглядають проблеми, пов'язані зі стійкістю та перевантаженням системи, які можуть виникнути під час роботи механізму переміщення крана.

У статті [35] розглядається проблема визначення оптимального шляху переміщення для крана. Автори пропонують використовувати функцію керованості для розв'язання цієї задачі. Функція керованості визначає оптимальні керуючі величини (швидкість, висота підйому вантажу, прискорення тощо), які дозволяють досягти бажаного місця з мінімальними витратами енергії на переміщення крана. В статті описано методику визначення функції керованості для крана, враховуючи різні обмеження і параметри системи.

В статті [36] розв'язано задачу оптимального керування рухом вантажопідйомного крана з вантажем на гнучкому підвісі. Для цього запропоновано комплексний безрозмірний критерій, який враховує стан динамічної системи "кран-вантаж" у фазовому просторі та "витрати" на керування системою (які пропорційні до витрат енергії, що необхідна для руху системи). Для встановлення умови стійкості руху крана з вантажем на гнучкому підвісі було використано алгебраїчний критерій Рауса-Гурвіца. Функція оптимального керування була знайдена у вигляді зворотного зв'язку.

Стаття [37] присвячена дослідженню підходу щодо синтезу керування на основі моделювання для поліпшення керованості та динамічної стійкості крана. У статті описано модель системи керування та розглянуті проблеми, пов'язані з керуванням козловим краном. Запропоновано метод прогнозного керування на основі моделі з урахуванням попередніх керуючих сигналів для зменшення коливання вантажу та покращення динамічної стійкості системи.

Аналіз досліджень на тему оптимального керування вантажопідійомними кранами свідчить про актуальність цієї проблеми, яка пов'язана з ефективною експлуатацією вантажопідійомних кранів. Учені та фахівці пропонують різні підходи до оптимізації роботи кранів, використовуючи методи інтелектуальної обробки даних, оптимізаційні алгоритми та інші підходи. Дослідження на цю тему є важливим кроком для покращення ефективності та безпеки вантажопідійомних кранів в різних сферах їхнього використання.

1.1.2 Аналіз задач оптимізації роботи вантажопідійомних кранів шляхом покращення динамічних критеріїв

У статті [38] запропоновано новий метод бездатчикового керування. Автори пропонують використовувати додатковий горизонтальний рух стріли, щоб компенсувати коливання вантажу, що виникають під час руху крана. Вони розробили математичну модель для опису динаміки крана і запропонували алгоритм оптимального керування для ефективного усунення маятникових коливань вантажу.

У статті [39] йдеться про застосування спеціальних методів аналізу нелінійної динаміки вантажопідійомних кранів, зокрема нестационарного руху та нелінійного резонансу. Автори досліджують вплив різних параметрів на динаміку кранів та розглядають можливі наслідки від нелінійної динаміки, такі як виникнення додаткових навантажень на кран та збільшення ризику

пошкодження обладнання. Також автори аналізують стохастичні параметри нелінійного резонансу та показують, які наслідки можуть мати стохастичні коливання на роботу кранів.

Стаття [40] присвячена дослідженню коливань вантажу, які виникають при пуску та гальмуванні мостових кранів і їх впливу на динамічні навантаження кранових металоконструкцій. Автори провели аналіз різних методів покращення динамічних розрахунків, включаючи метод скінченних елементів та метод скінченних різниць. Вони встановили, що не врахування хвильових ефектів може привести до значного перевантаження металоконструкції крана, що може призвести до її деформації та пошкодження.

У статті [41] досліджується проблема вібрацій металоконструкцій козлових кранів та розробляється метод активного їх демпфування з використанням робастного керування. В статті описано математичну модель крана, розроблено регулятор та проведено чисельне моделювання. Результати показали ефективність запропонованого методу в порівнянні зі стандартними методами демпфування коливань металоконструкцій у козлових кранів.

У статті [42] розглядається проблема оптимального керування кранами з урахуванням обмежень на висоту контейнерів. Автори запропонували методи для досягнення найшвидшого можливого переміщення крана.

У статті [43] описано використання моделі з зворотнім зв'язком з об'єктом керування для формування команди, яка забезпечує усунення коливань вантажу. Автори розглядали різні види формування керуючих команд та провели чисельне моделювання їх ефективності для конкретного типу крана з вантажем на гнучкому підвісі.

Стаття [44] присвячена вивченню методів зменшення коливання крана при переміщенні вантажу. Автори розглядають використання комбінації методів керування частотним перетворювачем та пружинно-демпферним елементом для зниження коливання в трьох площинах під час переміщення вантажу. У статті

проведено дослідження динаміки крана, а також розглянуто вплив різних параметрів на коливання системи.

Стаття [45] присвячена розробці математичної моделі для гідравлічних кранів з урахуванням ефектів пружності. Автори використовують метод скінченних елементів для моделювання пружних деталей крана та включають в модель вплив гідроприводів. Після отримання динамічної моделі автори проводять аналіз впливу різних параметрів крана на затримку руху і коливання вантажу під час руху крана.

Стаття [46] присвячена аналізу динамічних характеристик та розробці методу керування для гідравлічної підйомної системи великих кранів з двома синхронними двигунами. В статті розглядається метод використання синхронних електродвигунів для підвищення точності та швидкості підйому вантажів. Описано метод керування з використанням алгоритму синхронного керування та наявності у системі керування петлі зворотного зв'язку.

У статті [47] за допомогою методу скінченних елементів розглядається оптимізація конструкції коробчастого ригеля в портовому крані. Автори використовували методи математичного моделювання та оптимізації з метою зменшення ваги ригеля та забезпечення його міцності.

На основі аналізу статей можна зробити висновок, що для розв'язання задач оптимального керування вантажопідйомними кранами використовуються різноманітні методи та підходи. Результати досліджень показують, що застосування оптимізації керування вантажопідйомними кранами може значно покращити їх ефективність та точність роботи.

1.1.3 Аналіз задач оптимізації роботи вантажопідйомних кранів за критерієм енергоефективності

В останні роки актуальним стало питання енергоефективності вантажопідйомних кранів, оскільки вони споживають значну кількість

електроенергії. У зв'язку з цим, проведення аналізу задач оптимізації шляхом покращення енергетичної складової керування є важливим напрямком досліджень. В даному підрозділі будуть розглянуті деякі наукові статті, що присвячені даній темі.

У статтях [48] та [49] розглядається проблема зменшення споживання енергії в кранах з поворотною стрілою за допомогою нової насосної системи керування циліндрами. В роботах проведено дослідження енергоефективності та порівняння різних систем керування циліндрами, включаючи насосну систему.

У статті [50] описано дослідження з енергозбереження шляхом розробки та впровадження стратегії керування, що дозволяє оптимізувати використання енергії під час підйому та опускання вантажу.

В роботі [51] розроблені оптимальні стратегії керування кранами на колісному ході з енергозберігаючими системами. Автори стверджують, що використання таких систем може знизити споживання електроенергії та викиди в атмосферу шкідливих речовин в портах та терміналах.

Стаття [52] присвячена проблемі передбачення енергоспоживання електричних кранів з колісною базою, що працюють в портах. Автори розглядають задачу прогнозування навантаження на кран на день вперед. В статті представлені дві моделі: одна на основі лінійної регресії, а інша на основі нейронних мереж. Для перевірки ефективності моделей використовувалися реальні дані портового електричного крана з колісною базою.

Стаття [53] описує систему керування для мережі кранів з енергозберігаючими пристроями. Автори запропонували методику розподілу енергії між кранами, з урахуванням їх взаємодії та спільного використання енергії. Для цього використовуються системи зберігання енергії, що дозволяють зменшити споживання електроенергії та забезпечити ефективнішу роботу кранів. Автори також розглядають можливості застосування систем прогнозування

попиту на електроенергію для більш точного розподілу енергії та підвищення ефективності мережі кранів.

Стаття [54] присвячена дослідженню гібридного приводу, системи керування та техніко-економічної оцінки енергоефективності кранів на колісному ході на базі дизельних генераторів та суперконденсаторних систем зберігання енергії. Автори провели експериментальне дослідження, щоб оцінити вплив суперконденсаторних систем зберігання енергії на споживання палива краном.

Стаття [55] присвячена застосуванню методу динамічного моделювання для оптимізації перехідних процесів мостових кранів. Автори наводять основні етапи моделювання та аналізу даних, а також описують створену комп'ютерну програму для обробки даних. Отримані дані моделювання використовуються для оптимізації перехідних процесів та зменшення коливань металоконструкції мостового крана за допомогою фрикційних приладів.

Стаття [56] присвячена розробці стратегії контролю за станом заряду гібридних контейнерних кранів на основі методу Narrow Band (NB) і пропонує новий алгоритм керування. У статті наведено математичні моделі гібридної системи, що складається з генератора, батареї та електромотора, та описано алгоритм керування NB, який використовується для забезпечення оптимального використання енергії та збереження працездатності батареї.

Стаття [57] пропонує підхід до оптимізації керування підйомними кранами з метою зменшення часу переміщення вантажу, споживання енергії та залишкових коливань вантажу. У статті розглянуто динаміку коливання вантажу та запропоновано метод перемикання оптимального керування для зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі та зменшення тривалості циклу переміщення крана.

У статті [58] запропонували оптимальний розклад роботи кранів у морських та залізничних терміналах з метою зменшення часу очікування

вантажівок та збільшення продуктивності кранів. У статті запропоновано математичну модель оптимізації, яка враховує обмеження щодо обсягу вантажів, часу, необхідного для операцій з вантажем, та обмеження щодо використання ресурсів кранів. Для розв'язання задачі оптимізації використовуються методи лінійного програмування та генетичні алгоритми.

Стаття [59] присвячена розробці нової нелінійної системи керування краном, який знаходиться на кораблі. Автори пропонують використовувати енергетичну модель для забезпечення оптимального керування. Для досягнення цієї мети автори використовують два рівні керування - на першому рівні керують кутовою швидкістю приводу крана і горизонтальним рухом крана, а на другому рівні керують кутовою швидкістю приводу крана, вертикальним рухом вантажу і дотичною силою між контейнером і гаком.

У статті [60] розроблено методику оцінювання енергоспоживання та ефективності використання систем приводу мостових кранів на основі нечіткої багатокритеріальної лінійної програми. Автори розглядають кілька критеріїв, включаючи енергоспоживання, вартість електроенергії та екологічність. Методика базується на нечітких множинах та алгоритмах лінійного програмування.

У статті [61] автори пропонують релейне керування краном. Використовуючи енергетичну модель системи, вони керують переміщенням крана з урахуванням втрат потужності в механізмі переміщення крана, які зв'язані з рухом каната. Автори використали технологію зворотного зв'язку, щоб покращити точність позиціонування вантажу. В результаті представлено просту алгоритмічну процедуру, яка може бути використана для регулювання руху крана з точністю до 1 мм.

У статті [62] розглянуто проблему виявлення деформації балки мостового крану та проведено аналіз енергоспоживання в процесі руху крана. Для виявлення деформації запропоновано метод, що базується на використанні

зображень відеокамери, розташованої на крані, та обробці зображень за допомогою алгоритму зіставлення зображень. Для аналізу енергоспоживання запропоновано математичну модель руху крана, яка дозволяє визначити потребу в електроенергії при різних режимах руху.

У статті [63] та [64] пропонується модель оптимізації розстановки електричних кранів на колісному ході в контейнерних терміналах з урахуванням невизначеності об'ємів роботи. Автори моделюють енергетичні витрати кранів та штрафи за затримки у виконанні робіт. Оптимізаційна задача формулюється як задача лінійного програмування з мішаною цілочисельною оптимізацією, а для її розв'язання автори використовують алгоритм генетичного пошуку. Результати показують, що запропонована модель забезпечує зниження витрат на енергію і зменшення штрафів за затримки, що може призвести до зменшення витрат на експлуатацію кранів та покращення їхньої продуктивності.

Дослідження, проведене в статті [65], присвячене розробці нового методу керування кранами з вантажем на гнучкому підвісі, за допомогою траверси або стропи, з обмеженням початкової потужності. Крани з вантажем на гнучкому підвісі є складними системами з багатьма ступенями вільності, що потребують точного керування для забезпечення безпеки та ефективності роботи. Запропонований метод керування ґрунтується на зв'язку між двома частинами кріплення вантажу та забезпечує точне керування без необхідності використання великої початкової сили керування. Автори провели чисельні експерименти, щоб продемонструвати ефективність запропонованого методу.

Узагальнюючи аналіз задач оптимізації шляхом покращення енергетичної складової керування вантажопідйомними кранами, можна зробити висновок, що це важлива проблема в галузі інженерії, яка має великий практичний потенціал. Використання методів оптимізації може допомогти зменшити витрати енергії та покращити продуктивність кранів, що є особливо актуальним у сучасних умовах зростаючих вимог до ефективності виробництва та екологічної безпеки.

Дослідження в цьому напрямку є перспективними та можуть призвести до розробки нових методів керування вантажопідйомними кранами.

1.2 Кількісний аналіз наукових робіт у галузі оптимізації керування рухом вантажопідйомних кранів

За період з 2013 по 2023 роки в галузі оптимізації керування рухом вантажопідйомних кранів було проведено значну кількість наукових досліджень. Аналізуючи цей період, можна виокремити кілька ключових тенденцій. Протягом цього періоду було опубліковано понад 128816 наукових робіт в міжнародних наукометричних базах Web of Science, Scopus, Google Scholar, які стосувалися оптимізації керування рухом вантажопідйомних кранів.

Ці дослідження включали в себе різноманітні аспекти, такі як оптимальне планування маршрутів переміщення вантажу, керування швидкістю та прискоренням механізмів крана, запобігання коливанню вантажу, адаптивне керування та використання різних алгоритмів оптимізації.

За період з 2013 до 2023 року, за запитом "Crane optimal closed-loop control" (Оптимальне керування краном у формі зворотного зв'язку) було знайдено 11798 статей в різних базах даних. За запитом "Optimal anti-sway crane control" (Оптимальне керування краном із системою запобігання коливанню вантажу) було знайдено 1214 статей. За запитом "Crane optimal control" (Оптимальне керування краном) було знайдено 92981 статті.

За запитом "Crane anti-sway control" (Керування краном із системою запобігання коливанню вантажу) було знайдено 1660 статті.

За запитом "Neural network crane optimal control" (Оптимальне керування краном із використанням нейронної мережі) було знайдено 21163 статті. Кількість опублікованих статей в цей період приведена в табл. 1.1-1.3.

Таблиця 1.1 – Кількість проіндексованих праць у наукометричній базі Web of Science за період 2013-2023 роки

Запит \ Роки	Роки											Всього у базі
	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	
Crane optimal closed-loop control	4	1	-	2	2	2	2	1	1	12	-	27
Optimal anti-sway crane control	1	12	2	-	-	-	3	1	-	13	-	32
Crane optimal control	18	19	27	25	27	24	39	17	4	66	-	266
Crane anti-sway control	11	12	6	10	14	15	16	2	4	33	-	123
Neural network crane optimal control	-	-	-	1	2	1	3	-	-	-	-	7

Таблиця 1.2 – Кількість проіндексованих праць у наукометричній базі Scopus за період 2013-2023 роки

Запит \ Роки	Роки												Всього у базі
	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023		
Crane optimal closed-loop control	3	3	-	3	2	2	5	3	1	13	-	35	
Optimal anti-sway crane control	1	2	1	1	-	1	3	2	-	22	-	33	
Crane optimal control	41	49	27	28	38	34	50	35	10	116	7	428	
Crane anti-sway control	15	13	12	10	17	17	18	13	6	40	-	161	
Neural network crane optimal control	1	6	1	2	5	3	2	4	-	13	-	37	

Таблиця 1.3 – Кількість проіндексованих праць у наукометричній базі Google Scholar за період 2013-2023 роки

Запит \ Роки	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	Всього у базі
Crane optimal closed-loop control	927	992	1010	1050	1240	1290	1380	1230	307	1790	530	11746
Optimal anti-sway crane control	92	98	118	111	114	127	101	126	37	157	69	1150
Crane optimal control	7530	7370	7900	8890	8800	9210	9800	9110	2250	17300	4120	92981
Crane anti-sway control	110	121	144	148	132	152	139	144	40	177	69	1660
Neural network crane optimal control	1240	1210	1300	1550	1680	1900	2080	2610	629	5280	1640	21163

Керування рухом вантажопідійомних кранів з вантажем на гнучкому підвісі, вибір оптимальної стратегії керування, використання нейромереж для керування кранами – актуальні проблеми, яким приділяється значна увага у наукових дослідженнях. Всі запити виявили значну кількість статей, що свідчить про великий інтерес наукової спільноти до даної тематики.

З табл. 1.1 – 1.3 видно, що за запитом "Оптимальне керування краном" було знайдено найбільшу кількість статей, оскільки даний запит охоплює велику кількість способів оптимізації роботи вантажопідійомних кранів. Наступний за кількістю опублікованих праць є запит "Оптимальне керування краном із використанням нейронної мережі" та "Оптимальне керування краном у вигляді зворотного зв'язку". Найменшу кількість опублікованих статей знайдено за запитами оптимізації руху кранів шляхом усунення коливань вантажу. Пік кількості публікацій за запитами приходить на 2022 рік.

1.3 Огляд існуючої патентної документації за темою досліджень

Патентна документація – це важливе джерело інформації для тих, хто займається розробкою та вдосконаленням вантажопідійомних кранів. Аналіз патентів за окремими класами дозволяє зробити оцінку тенденцій та напрямів розвитку в цій сфері. В даному аналізі розглянуті патенти класів "B66C 13/48" (Вантажопідійомні крани. Автоматичне керування), "B66C 13/26" (Вантажопідійомні крани. Керування кранами), та "B66C 13/06" (Вантажопідійомні крани. Усунення коливань вантажу) та проведено їх кількісний аналіз за країнами, де вони зареєстровані за період 2013–2023 роки.

За класифікаційним кодом "B66C 13/48" знайдено 705 патентів, зареєстрованих в 27 країнах. Найбільша кількість патентів була зареєстрована в Китаї – 426, а друге місце посідає Японія – 90 патентів. Крім того, було знайдено значну кількість патентів з США – 124, Кореї – 5 та Німеччини – 25. За запитом

“B66C 13/26” було знайдено 17 патентів, з них найбільше зареєстровано в Китаї – 13, США – 2. За запитом “B66C 13/06” було знайдено - 1053 патентів у 27 країнах, з найбільшою кількістю патентів в Китаї – 594, Європейському патентному офісі – 152, США – 90 та Японії – 66. Більш детально кількість зареєстрованих патентів описано в табл. 1.4-1.6.

Загалом, можна зробити висновок, що більшість патентів на кранове обладнання зареєстрована в Китаї, Японії та США, що може свідчити про високу конкуренцію на ринку в цих країнах. Також можна зазначити, що автоматизоване керування кранами, згідно з класифікаційним кодом “B66C 13/48”, викликає більший інтерес серед патентних власників, ніж тематики керування кранами (“B66C 13/26”) та усунення коливання вантажу (“B66C 13/06”).

Аналіз патентів класів “B66C 13/48”, “B66C 13/26”, та “B66C 13/06” показав, що найбільшу активність у розробці технічних рішень в цій сфері проявляють технологічно розвинені держави, такі як США, Китай та Японія. Кількість патентів, зареєстрованих у цих країнах, перевищує кількість патентів, зареєстрованих у решті країн світу разом узятих. Також, зростання кількості патентів з класу “B66C 13/48” та “B66C 13/06” свідчить про зростання інтересу до розробки та вдосконалення технологій керування кранами з дистанційним та керуванням кранами. Кількість патентів з класу “B66C 13/26” є значно меншою, що може свідчити про менший інтерес до розробки рішень в цій сфері.

Згідно табл. 1.4-1.6 пік реєстрації патентів припадав на 2018 рік після якого кількість зареєстрованих патентів з кожним роком знижувалась. За запитом “B66C 13/26” за період 2013-2023 років було зареєстровано найменшу кількість патентів в порівнянні з іншими, а саме – 18 патентів. В 2022 році було зареєстровано найменше патентів за запитом, а саме – 9 патентів.

Таблиця 1.4 – Динаміка зміни кількості отриманих патентів за 2013-2023 рр. за класом В66С 13/06

Країна (організація)	Роки										
	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023
Україна	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Австралія	-	-	-	1	-	3	1	4	1	1	-
Бразилія	-	-	2	-	1	1	2	-	-	-	-
Канада	1	-	2	2	2	1	-	-	-	-	-
Китай	40	52	76	81	98	164	33	21	22	7	-
США	7	8	6	14	6	7	1	32	9	-	-
Франція	1	1	-	2	1	2	-	1	1	-	-
Німеччина	1	2	3	3	4	1	1	21	6	-	-
Японія	4	5	5	5	8	12	1	22	4	-	-
Корея	5	-	3	2	-	12	3	9	3	-	-
Всесвітня організація по захисту інтелектуальної власності	4	5	6	3	3	3	4	-	-	-	-
Європейський патентний офіс	12	18	19	13	10	13	6	43	18	-	-

Таблиця 1.5 – Динаміка зміни кількості отриманих патентів за 2013-2023 рр. за класом В66С 13/26

Країна (організація)	Роки											
	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	
Україна	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Австралія	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Канада	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Китай	1	2	6	1	2	1	-	-	-	-	-	-
США	-	-	-	1	-	-	-	-	1	-	-	-
Німеччина	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Японія	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Корея	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Всесвітня організація по захисту інтелектуальної власності	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-
Європейський патентний офіс	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-

Висновки до першого розділу

Виходячи з аналізу досліджень динамічних, енергетичних, оптимізаційних розрахунків режимів руху механізму переміщення крана прольотного типу та аналізу патентної документації можна зробити висновки:

1. У більшості випадків автори досліджень використовують обмеження тільки однієї характеристики руху крана (наприклад, швидкість руху крана, потужність, рушійне зусилля тощо) та акцентують увагу на оптимізації тільки одного критерію (швидкодії руху крана, енергоефективності його роботи тощо). Використання такого підходу обмежує можливість врахування ефективності оптимізаційних підходів у задачах керування рухом кранів. Урахування найбільш суттєвих обмежень, що накладені на рух крана, дозволяє отримати керування, яке буде відносно просто реалізувати на практиці.
2. Автори багатьох з досліджень обмежуються тільки теоретичними розрахунками і не висвітлюють отримані результати шляхом їхньої практичної перевірки (лабораторні чи виробничі експерименти).
3. Для розв'язання задач оптимального керування кранами найчастіше використовується форма програмного керування, рідше у вигляді зворотного зв'язку.
4. З кількісного аналізу статей та патентів за період 2013-2023 роки видно, що пік по кількості статей був в 2022 році, але цього року було зареєстровано найменше патентів. Піком реєстрації патентів був 2018 рік. Найбільше патентів та статей за проаналізований період стосувалися оптимізації роботи вантажопідйомних кранів у порівнянні з тематиками, що стосуються усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі. Таким чином, можна вважати, що проблема усунення коливань вантажу з детермінованими умовами є вирішеною. Однак, оптимізаційні задачі керування рухом кранів є актуальними.

Список використаних у першому розділі джерел:

1. Jaafar H. I., Mohamed Z., Mohd Subha N. A., Husain A. R., Ismail F. S., Liyana Ramli, Tokhi M. O., Shamsudin M. A. Efficient control of a nonlinear doublependulum overhead crane with sensorless payload motion using an improved PSO-tuned PID controller . *Journal of Vibration and Control*. 2018. pp. 1-15.
2. Diep D.V., Khoa V.V. PID-Controllers Tuning Optimization with PSO Algorithm for Nonlinear Gantry Crane System. *International Journal Of Engineering And Computer Science*. 2014. Vol. 3 No 06. pp. 6631-6635.
3. Azmi N. I. M., Yahya N. M., Fu H. J., Yusoff W.A.W. Optimization of the PID-PD parameters of the overhead crane control system by using PSO algorithm. *MATEC Web of Conferences EAAI Conference*. 2018. pp. 1-8.
4. Gerasimov M.V. The algorithm for adjusting the coefficients of the PID controller using fuzzy logic methods. *Methods and examples of quality control*. 2020. № 2 (45). pp. 102–108. doi:10.31471.1993-9981-2020-2(45)-102-108.
5. Nur Iffah M.A., Nafrizuan M. Y., Ho J. F., Yusoff W.A.W. Optimization of the ППД-PD parameters of the overhead crane control system by using PSO algorithm. *MATEC Web Conf*. 2019. № 255. 04001, doi: 10.1051.201925504001.
6. Mohd Tumari M.Z., Shabudin L., Daud M.R., Zawawi M.A. Experimental Investigation on Active Sway Control of a Gantry Crane System using PID controller. *2nd International Conference on Electrical, Control and Computer Engineering*. August 2013. pp. 295–299.
7. Anand M. L., Jayasree P. R. Damping based anti-swing compensated fuzzy-PID controller for the overhead crane. *International Conference on Circuit*.

- Power and Computing Technologies (ICCPCT)*. Kollam. India. 2017. pp. 1-5, doi: 10.1109.ICCPCT.2017.8074375.
8. Milovanović M.B., Antić D.S., Milojković MT, Nikolić S.S. Adaptive PID control based on orthogonal endocrine neural networks. *Neural Networks*. 2016. Vol. 84. pp. 80 – 90, doi: 10.1016/j.neunet.2016.08.012.
 9. Adrian Bogdan Hanchevici, Ioan Dumitrache. Intelligent PID Control for Linear SISO System with Random Communication Delay by Using Online Genetic Algorithms. *FAC Proceedings Volumes*. 2012. Vol. 45. Issue 7. pp. 140 – 145. doi: 10.3182.20120523-3-CZ-3015.00029.
 10. Aktas A., Yazici H., Sever M. LMI-based design of an I-PD+PD type LPV state feedback controller for a gantry crane. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 2018. Vol. 44. Issue 6. pp. 1-16.
 11. Liu Y., Zhou X., Cao Y., Wang H. Optimization of Bridge Crane Control System Using Fuzzy PID Control and Speed Control of Frequency Converter. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2020, pp. 1-15, Apr. 2020. doi: 10.1155.2020.8261417.
 12. Suvorov V.A., Bahrami M.R., Akchurin E.E., Chukalkin I.A., Ermakov S.A., and Kan S.A. Anti-sway tuned control of gantry cranes. *Journal of Vibration and Control*. Apr. 2021. vol. 27, №. 8-9. pp. 893-907. doi: 10.1177.1077546320967271.
 13. Hui Y.-B., Wang Q., Wang H.-X., Wang L.-J. Design of Anti-Swing PID Controller for Bridge Crane Based on PSO and SA Algorithm . *Electronics*. 2022. Vol. 11, Issue 19, 3143, doi: 10.3390.electronics11193143.
 14. Huasen L., Wenming C. Using the Bezier Curve and Particle Swarm Optimization in Trajectory Planning for Overhead Cranes to Suppress the Payloads' Residual Swing. *Mathematical Problems in Engineering* . 2018. pp. 1-13.

15. Smoczek J., Szpytko J. Particle Swarm Optimization-based Multivariable Generalized Predictive Control for an Overhead Crane. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2016. Vol. 22, Issue 1. pp.108-135.
16. Shestak A., Melnikova L. Proposals for a cargo anti-sway method using motor torque control. *Computational problems of electrical engineering*. 2018. pp. 24-35.
17. Scherbakov V. S., Korytov M. S., Shershneva E.O. Suppression of load's pendular oscillations of a bridge crane with the relay drive at the minimum number of turning on. *Vestnik SibADI*. 2015. pp. 44-57.
18. Zhang M., Ma X., Xuewen R., Song R., Xincheng T., Yibin L. An enhanced coupling nonlinear tracking controller for underactuated 3d overhead crane systems. *Asian Journal of Control*, 2018, pp. 1-16.
19. He C., Yongchun F., Ning S. Optimal trajectory planning and tracking control method for overhead cranes. *IET Control Theory Appl*. 2016. Vol.10. Issue 6. pp. 692–699.
20. Khaled A. Alghanima, Khaled A. Alhazza, Ziyad N. Discrete-time command profile for simultaneous travel and hoist maneuvers of overhead cranes. *Masoud. Journal of Sound and Vibration*. 2015. Vol. 345 Issue 9. pp. 47-57.
21. Неженцев О.Б., Збітнев П.В. Оптимізація параметрів частотного керування при гальмуванні кранів мостового типу. *Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2017. С. 176-181.
22. Zhenyan W., Chen Z., Zhang J. On PSO Based Fuzzy Neural Network Sliding Mode Control for Overhead Crane. *School of Electronics and Information Engineering. Taiyuan University of Science and Technology*. Taiyuan. P.R. China. 2016, pp. 563-178.

23. Sun Z., Bi Y., Chen S., Hu B., Xiang F., Ling Y., Sun Z. Designing and Optimization of Fuzzy Sliding Mode Controller for Nonlinear Systems. *Computers, Materials & Continua CMC*. 2019, Vol. 61. Issue 1. pp. 119-128.
24. Solihin M. I., Mah C. W., Fahri H., Lim C. L. Robust PID Controller Tuning for 2D Gantry Crane Using Kharitonov's Theorem and Differential Evolution Optimizer. *Advanced Materials Research*. February 2014. № 903. pp. 267–272, doi:10.4028.amr.903.267.
25. Zhai M., Yang T., Sun N., Fang Y. Observer-based adaptive fuzzy control of underactuated offshore cranes for cargo stabilization with respect to ship decks. *Ocean Engineering*. Jan. 2020. Vol. 210. pp. 1-11.
26. Song X., Li S., Li Y. Terminal sliding mode control for rotary cranes based on Extreme Learning Machine. *Journal of the Franklin Institute*. 2020. Vol. 357. №. 6. pp. 3921-3937.
27. Li H., Li Y., Yu C., Li Y. Optimal trajectory planning strategy for underactuated overhead crane with pendulum-sloshing dynamics and full-state constraints. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020. Vol. 136. doi: 10.1016/j.ymsp.2019.106421.
28. Tian J., Luo S., Wang X., Hu J., and Yin J. Crane Lifting Optimization and Construction Monitoring in Steel Bridge Construction Project Based on BIM and UAV. *Advances in Civil Engineering*. 2020. Vol. 2021. pp. 1-14. doi: 10.1155/2020/8868436.
29. Hop D.C., Hop N.V., Anh T.T.M. Adaptive particle swarm optimization for integrated quay crane and yard truck scheduling problem. *Journal of Marine Science and Technology*. Mar. 2020. Vol. 28 №. 1, pp. 90-103, doi: 10.6119/JMST.201911_28(1).0007.
30. Ünsalan M. and Türkay M. Anti-sway control for overhead cranes using neural networks. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*. 2020. Vol. 100. no. 1. pp. 91-107. doi: 10.1007/s10846-020-01205-2.

31. Zhang H.-Y., Wang J., Lu G.-D., Hierarchical fuzzy-tuned multiobjective optimization control for gantry cranes. *Journal of Control Science and Engineering*. Jul. 2020, pp. 1-17, doi: 10.1155/2020/5823982.
32. Bandong S., Kirana R. C., Nazaruddin Y. Y., Joelianto E. Optimal Gantry Crane PID Controller Based on LQR With Prescribed Degree of Stability by Means of GA, PSO, and SA. *In 2022 7th International Conference on Electric Vehicular Technology (ICEVT)*. 2022. pp. 46-51.
33. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин. *Монографія*. 2012. Київ. НУБіП України С. 298.
34. Герасимьяк Р. П., Найденко Е. В., Тогобицкий А. Л., Лещев В. А. Динамические нагрузки при оптимальном управлении электроприводом механизма перемещения с подвешенным грузом. *Electrotechnic and Computer Systems*. 2006. №6 (66). С. 144-146.
35. Григоров О. В., Окунь А. О., Лось Є. О. Розв'язання задачі керування краном за допомогою функції керованості. *Машинобудування: зб. наук.* пр. Харків: УІПА, 2017. № 19. С. 18-28.
36. Ромасевич Ю. О. Ловейкін В.С. Синтез оптимального керування рухом вантажопідійомними кранами. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини : наук.-техн. зб. Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт.* 2014. Вип. 83. С. 26-33.
37. Oh K., Seo J. Model predictive control–based approach for assist wheel control of a multi-axle crane to improve steering efficiency and dynamic stability. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*. 2018. №92(1). pp. 101-114.
38. Takahashi H., Farrage A., Terauchi K., Sasai S., Sakurai H., Okubo M., Uchiyama, N. Sensor-less and time-optimal control for load-sway and boom-

- twist suppression using boom horizontal motion of large cranes. *Automation in Construction*. 2022. 134. 104086.
39. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В. Спеціальні методи аналізу нелінійної динаміки вантажопідйомних кранів: нелінійний резонанс та його стохастичний прошарок. *Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія "Проблеми моделювання та автоматизації проектування"*. 2007. вип. 13, С. 98-104.
 40. Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Почка К. І. Хвильові ефекти в уточнених розрахунках динамічних навантажень кранових металоконструкцій при пуску-гальмуванні мостових кранів. *Вісник національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Серія: "Строительство, архитектура, геотехніка"*. 2014. № 48 (1080). С. 136-142.
 41. Golovin I., Palis S. Robust control for active damping of elastic gantry crane vibrations. *Control Engineering Practice*, 85. pp. 37–50. doi: 10.1016/j.conengprac.2018.12.006
 42. Barbosa F. M., Löfberg J. Time-optimal control of cranes subject to container height constraints. *In 2022 American Control Conference (ACC)*. 2022. pp. 3558-3563. doi: 10.23919/ACC50348.2022.9503833.
 43. Jaafar H.I., Mohamed Z., Shamsudin M.A., Mohd Subha N.A., Ramli L., Abdullahi A.M. Model reference command shaping for vibration control of multimode flexible systems with application to a double-pendulum overhead crane. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2021. 107788 p. 157.
 44. La V. D., Nguyen K. T. Combination of input shaping and radial spring-damper to reduce tridirectional vibration of crane payload. *Journal of Sound and Vibration*. 2019. № 459, pp. 187-207.

45. Linjama M., Virvalo T. Low-order dynamic model for flexible hydraulic cranes. Institute of Hydraulics and Automation (IHA). *Tampere University of Technology*. Tampere. Finland. Vol. 2012 Part I. pp. 11-22.
46. WU L., Wang L.H., Zhang C.Y, Shi H.Y. Dynamic characteristics analysis and dual motor synchronous control of hydraulic lifting system for large cranes. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2021. vol. 35. № 4. pp. 1813-1824.
47. Ketelsen S., Schmidt L., Donkov V. H., Andersen T. O. Energy Saving Potential in Knuckle Boom Cranes using a Novel Pump Controlled Cylinder Drive. *Journal of Cleaner Production*. 2018. № 201. pp. 198-209.
48. Ketelsen S., Schmidt L., Donkov V. H., Andersen T. O. Energy Saving Potential in Knuckle Boom Cranes using a Novel Pump Controlled Cylinder Drive. *Procedia Engineering*. 2017. № 183. pp. 237-244.
49. Patel H., Upadhyay D, Patel D. Design optimization of box girder in gantry crane using finite element analysis software. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2020. № 7(08). pp. 1906-1917.
50. Chen Y., He J., Wu K., Zhao Y., Wang Z. Investigation of the Energy Regeneration and Control Strategy of a Crane Hoisting System. *IEEE Access*. 2020. № 8. pp. 132684-132692. doi:10.1109.2020.3015088
51. Alasali F., Haben S., Becerra V., Holderbaum W. Cranes with Energy Storage Systems. *Energies*. 2018. № 11(9), p. 2429. doi:10.3390/en11092429
52. Alasali F. Haben S. Becerra V. Holderbaum W. Day-ahead industrial load forecasting for electric RTG cranes. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*. 2018. №14(9). pp. 3978-3986.
53. Alasali F., Haben S., Holderbaum W. Energy management systems for a network of electrified cranes with energy storage. *Journal of Cleaner Production*. 2019. № 219. pp. 786-797. doi:10.1016/j.jclepro.2019.02.015

54. Corral-Vega P. J., Fernández-Ramírez L. M., García-Triviño P. Hybrid powertrain, energy management system and techno-economic assessment of rubber tyre gantry crane powered by diesel-electric generator and supercapacitor energy storage system. *Energy Conversion and Management*. 2017. № 146. pp. 80-92.
55. Лепіхов О. В., Хрипко С. Л. Застосування динамічного моделювання для оптимізації даних перехідних процесів мостових кранів. *Інженерні та освітні технології*. 2016. № 3 (15).
56. Sheron Ruchiranga Anton Bolonne, Dedduwa Pathirana Chandima. Narrow Band State of Charge (SOC) Control Strategy for Hybrid Container Cranes. *IEEE Access* 9. 2021. pp. 15147-15157.
57. Ho T., Suzuki K., Tsume M., Tasaki R., Miyoshi, T., Terashima K. A switched optimal control approach to reduce transferring time, energy consumption, and residual vibration of payload's skew rotation in crane systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018. № 110. pp. 177-196. doi: 10.1016/j.ymsp.2018.02.037
58. Luo T., Chang D., Gao Y. Optimization of gantry crane scheduling in container sea-rail intermodal transport yard. *Journal of Advanced Transportation*. 2017. pp. 1-15.
59. Qian Y.-Z., Fang Y.-C., Yang T. An Energy-based Nonlinear Coupling Control for Offshore Ship-mounted Cranes. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2019. № 7(11), p. 396. doi:10.3390/jmse7110396
60. Sua T.-S., Wu C.-C., Yang H.-R. An analysis of energy consumption and cost-effectiveness for overhead crane drive systems by using fuzzy multi-objective linear programming. *Journal of Cleaner Production*. 2014. № 72. pp. 157-165.
61. Wu X., He X. Nonlinear Energy-Based Regulation Control of Three-Dimensional Overhead Cranes. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2021. № 29(3). pp. 1119-1128.

62. Yifei T., Lijin L., Guomin S., Dongbo L., Xiangdong L. Camber deformation estimation of bridge crane and energy-consumption analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015. Vol. 29, № 6, pp. 2269-2275.
63. Yu D., Li D., Sha M., Zhang D. Carbon-efficient deployment of electric rubber-tyred gantry cranes in container terminals with workload uncertainty. *Applied Energy*. 2019. № 238. pp. 768-778. doi:10.1016/j.apenergy.2019.01.153.
64. Sun N., Wu Y., Chen H., Fang Y. An energy-optimal solution for transportation control of cranes with double pendulum dynamics: Design and experiments. *Mechatronics*. 2017. № 41. pp. 143-157.
65. Zhang M., Ma X., Rong X., Song R., Tian X., Li Y. A novel energy-coupling-based control method for double-pendulum overhead cranes with initial control force constraint. *Energy*. 2020. № 195. 116956. doi:10.1016/j.energy.2020.116956.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ НАЛАШТУВАННЯ ПІД-РЕГУЛЯТОРА РУХУ КРАНА ІЗ ВАНТАЖЕМ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ

Одним із способів усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі є застосування ПІД-регулятора, що виконує формування керуючого сигналу для руху крана. Однак, для виконання цієї задачі він повинен бути відповідним чином налаштованим. Стандартні підходи до налаштування ПІД-регулятора, які поширені у практиці інженерних розрахунків, не дозволяють вирішити цю задачу, і саме тому її можна розглядати як науково-прикладну.

2.1 Математична та динамічна моделі системи „кран-вантаж”

Для проведення досліджень прийємо двомасову динамічну модель, яка зображена на рис. 2.1. Модель (рис. 2.1) є апробованою для задач дослідження та керування маятниковими коливаннями вантажу на гнучкому підвісі [1-5].

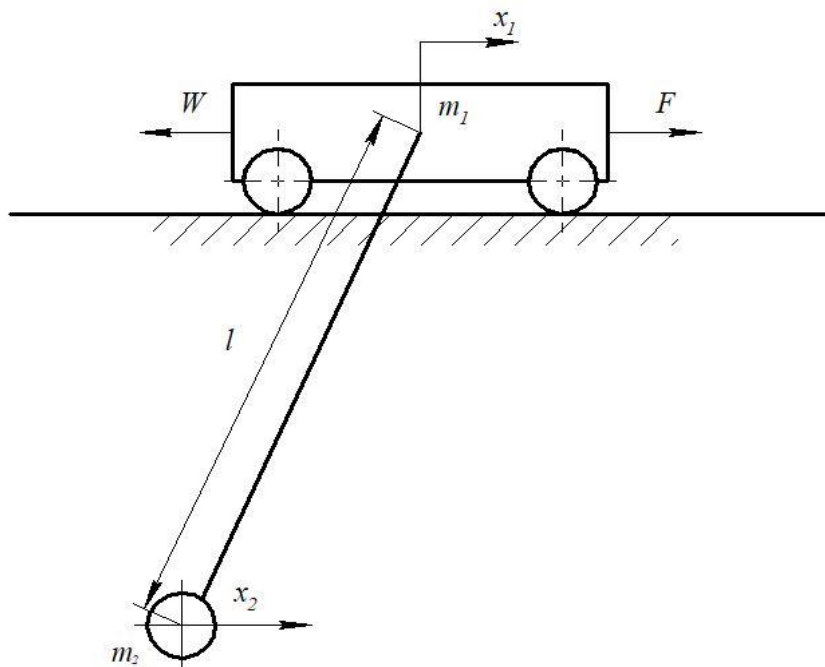


Рисунок 2.1 – Динамічна модель руху системи „кран-вантаж”

Динамічна модель, що зображена на рис 2.1, описується математичною моделлю (2.1):

$$\begin{cases} F - W = m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2; \\ x_1 = x_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2, \end{cases} \quad (2.1)$$

де x_1 і x_2 – узагальнені координати зведених мас крана і вантажу відповідно; m_1 і m_2 – зведені маси крана і вантажу відповідно; F – зведене рушійне або гальмівне зусилля приводу крана; W – сила статичного опору переміщення крана ($W=(m_1+m_2)g \cdot 0,01$); l – довжина гнучкого підвісу вантажу; g – прискорення вільного падіння.

Продиференціюємо друге рівняння системи (2.1) та отримаємо:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2. \quad (2.2)$$

Проведемо диференціювання отриманого виразу (2.2). Будемо мати:

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 + \frac{l}{g} x_2^{IV}. \quad (2.3)$$

Підставимо (2.3) в перше рівняння системи (2.1) і в результаті отримаємо:

$$F - W = m_1 \left(\ddot{x}_2 + \frac{l}{g} x_2^{IV} \right) + m_2 \ddot{x}_2 = m_1 \ddot{x}_2 + m_1 \frac{l}{g} x_2^{IV} + m_2 \ddot{x}_2 = (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 + m_1 \frac{l}{g} x_2^{IV}. \quad (2.4)$$

Виконаємо спрощення рівняння (2.4):

$$F - W = (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 + m_1 \frac{l}{g} x_2^{IV}. \quad (2.5)$$

Отриманий результат поділимо на m_1 і будемо мати:

$$\frac{F - W}{m_1} \frac{g}{l} = \frac{m_1 + m_2}{m_1} \frac{g}{l} \ddot{x}_2 + x_2^{IV}. \quad (2.6)$$

Введемо позначення (2.7):

$$\frac{F - W}{m_1} = u, \quad \frac{m_1 + m_2}{m_1} \frac{g}{l} = \Omega^2, \quad \frac{g}{l} = \Omega_0^2, \quad \dot{x}_2 = v_2, \quad (2.7)$$

де u – прискорення крана, v_2 – швидкість вантажу на гнучкому підвісі; Ω та Ω_0 – власні частоти коливань системи „кран-вантаж” для рухомого та математичного маятників.

Тоді отримаємо:

$$u\Omega_0^2 = \dot{v}_2\Omega^2 + \ddot{v}_2. \quad (2.8)$$

Рівняння третього порядку (2.8) представимо у вигляді трьох рівнянь першого порядку (2.9):

$$\begin{cases} \dot{v}_2 = a_2; \\ \dot{a}_2 = b_2; \\ \dot{b}_2 = u\Omega_0^2 - a_2\Omega^2. \end{cases} \quad (2.9)$$

де a_2 – прискорення вантажу; b_2 – ривок вантажу (швидкість зміни прискорення).

Обмеження, що пов’язане із перевантажувальною здатністю приводу механізму переміщення крана, можемо представити у наступному вигляді:

$$u_{\min} \leq u \leq u_{\max}, \quad (2.10)$$

де u_{\min} та u_{\max} – максимально та мінімально можливі значення прискорення крана.

Для забезпечення усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі і виходу крана на усталену швидкість будемо використовувати ПІД-регулятор. Його загальноприйнята математична модель має наступний вигляд:

$$\begin{cases} u_0 = K_P e + K_I \int_0^t e dt + K_D \frac{de}{dt}; \\ e = V - v_2, \end{cases} \quad (2.11)$$

де e – похибка регулювання швидкості руху вантажу; K_P , K_I та K_D – коефіцієнти пропорційної, інтегральної та диференціальної складових ПІД-регулятора; V – усталена швидкість руху крана і вантажу на гнучкому підвісі; u_0 – функція

регулювання (сигнал з виходу ПД-регулятора). Враховуючи накладені обмеження (2.10), отримаємо:

$$u = \begin{cases} u_0, \text{ якщо } u_{\min} \leq u \leq u_{\max}; \\ u_{\max}, \text{ якщо } u_0 \geq u_{\max}; \\ u_{\min}, \text{ якщо } u_0 \leq u_{\min}. \end{cases} \quad (2.12)$$

Таким чином, необхідно знайти величини K_P , K_I та K_D , які б забезпечували виконання задачі регулювання, а саме вихід крана на усталену швидкість при якому прискорення і ривок вантажу будуть дорівнювати нулю. Отже, можемо записати:

$$\begin{cases} \lim_{t \rightarrow \infty} v_2 = V; \\ \lim_{t \rightarrow \infty} a_2 = 0; \\ \lim_{t \rightarrow \infty} b_2 = 0. \end{cases} \quad (2.13)$$

Однак, для практичних задач запис $t \rightarrow \infty$ не відповідає умовам практики експлуатації крана. Тому замінимо вирази (2.13) на наступні:

$$\begin{cases} v_2(T) = V \pm \Delta v; \\ a_2(T) = 0 \pm \Delta a; \\ b_2(T) = 0 \pm \Delta b, \end{cases} \quad (2.14)$$

де Δv , Δa , Δb – допустимі відхилення швидкості, прискорення та ривка вантажу від заданих значень (2.13) у момент часу T ; T – тривалість керованого режиму руху крана.

Для змінних параметрів m_2 та l коефіцієнти K_P , K_I та K_D ПД-регулятора будуть різні. Тому багатократно було розв'язано задачу налаштування ПД-регулятора для різних комбінацій величин m_2 та l . В кожній такій задачі ставилися умови (2.14). Розв'язок кожної задачі був отриманий за допомогою методу рою часток ME-D-PSO [6]. Для розв'язку використовувався рій з 30 часточок та проведено 200 ітерацій розрахунку. У кожній задачі величини m_2 та l змінювались у певних межах, які відповідають умовам практики

експлуатації кранів: маса вантажу змінювалась від 500 кг до 20000 кг з кроком 500 кг; довжина гнучкого підвісу вантажу змінювалась від 2 до 12 метрів з кроком 1 метр. Отримані у результаті розрахунку дані наведені в Додатку В.

2.2 Алгоритм розрахунку коефіцієнтів ПД-регулятора для довільних значень m_2 та l

В Додатку В наведено результати розрахунків коефіцієнтів ПД-регулятора для параметрів m_2 та l , які змінюються з певним кроком. Однак, при експлуатації вантажопідйомних кранів подібні співвідношення трапляються не часто. Тому ПД-регулятор потрібно налаштовувати таким чином, щоб отримувати результати не залежно від наведених в Додатку В значень маси вантажу та довжини гнучкого підвісу. Для цього було розроблено методику розрахунку коефіцієнтів ПД-регулятора, які відповідають умовам (2.14) для будь-яких значень m_2 та l , що знаходяться у діапазонах: маси вантажу – від 500 кг до 20000 кг; довжини гнучкого підвісу вантажу від 2 до 12 метрів. Крім того, буде показано приклад застосування такої методики для випадку $m_2=18700$ кг та $l=11,5$ м.

Блок-схема алгоритму пошуку коефіцієнтів ПД-регулятора наведена на рис. 2.2. В першу чергу знаходяться табульовані значення довжини гнучкого підвісу та маси вантажу, для яких справедливі наступні нерівності:

$$\begin{aligned} l_{\min} &\leq l_r \leq l_{\max}; \\ m_{2\min} &\leq m_{2r} \leq m_{2\max}, \end{aligned} \tag{2.15}$$

де m_{2r} та l_r – реальні маса вантажу та довжина гнучкого підвісу (певні величини для циклу переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі); l_{\min} та l_{\max} – мінімальні та максимальні табульовані значення довжини гнучкого підвісу, для яких справедливі нерівності (2.15); $m_{2\min}$ та $m_{2\max}$ – мінімальні та максимальні табульовані значення маси вантажу, для яких справедливі

нерівності (2.15). Для розглядуваного у даному випадку варіанті: $l_{\min}=11$ м, $l_{\max}=12$ м, $m_{2\min}=18500$ кг, $m_{2\max}=19000$ кг.



Рисунок 2.2 – Блок-схема пошуку коефіцієнтів ПІД-регулятора

Далі визначаються коефіцієнти K_P , K_I , K_D для чотирьох комбінацій параметрів: l_{\min} , $m_{2\min}$; l_{\min} , $m_{2\max}$; l_{\max} , $m_{2\min}$; l_{\max} , $m_{2\max}$ (табл 2.1).

Тобто з допомогою таблиці приведеної в Додатку В визначаються межі пошуку коефіцієнтів K_P , K_I , K_D .

Користуючись табл. В.1 обираються уже пораховані коефіцієнти для параметрів крану, які знаходяться на крок менше та на крок більше шуканих параметрів.

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнтів K_P , K_I , K_D для всіх можливих комбінацій $l_{\min}, m_{2\min}; l_{\min}, m_{2\max}; l_{\max}, m_{2\min}; l_{\max}, m_{2\max}$

Коефіцієнти Параметри	K_P	K_I	K_D
$l_{\min}, m_{2\min}$	$K_{P1} = 4,023$	$K_{I1} = 6,491$	$K_{D1} = 19,756$
$l_{\min}, m_{2\max}$	$K_{P2} = 3,854$	$K_{I2} = 6,305$	$K_{D2} = 19,114$
$l_{\max}, m_{2\min}$	$K_{P3} = 2,962$	$K_{I3} = 4,541$	$K_{D3} = 14,899$
$l_{\max}, m_{2\max}$	$K_{P4} = 3,815$	$K_{I4} = 5,918$	$K_{D4} = 19,365$

Для розглядуваного прикладу розрахунку, користуючись табл. 2.1, отримаємо наступні межі пошуку: $K_{P\min} = K_{P3}$, $K_{P\max} = K_{P1}$, $K_{I\min} = K_{I3}$, $K_{I\max} = K_{I1}$, $K_{D\min} = K_{D3}$, $K_{D\max} = K_{D1}$.

Наступним кроком є розрахунок початкових значень коефіцієнтів K_P , K_I , K_D (перша ітерація), з яких розпочнеться пошук значень для варіанту параметрів системи „кран-вантаж” $m_2 = m_{2r}$, $l = l_r$. Такі початкові значення коефіцієнтів визначаються як середнє арифметичне для всіх чотирьох варіантів (табл. 2.1). Наприклад, для пропорційної складової K_P маємо:

$$K_{P,0} = \frac{K_{P1} + K_{P2} + K_{P3} + K_{P4}}{4}, \quad (2.16)$$

де $K_{P,0}$ – початкове значення величини коефіцієнта K_P . Початкові значення величин коефіцієнтів $K_{I,0}$ та $K_{D,0}$ знаходяться за аналогічними формулами.

Надалі застосовується алгоритм пошуку значень коефіцієнтів K_P , K_I , K_D для заданих значень m_2 та l , який ґрунтується на модифікованому методі рою часток ME-D-PSO [6]. При цьому критерієм оптимізації є вираз, що отриманий на основі умов (2.14):

$$\arg \min_{K_P, K_I, K_D} ((V - v_2(T))^2 + (a_2(T))^2 + (b_2(T))^2). \quad (2.17)$$

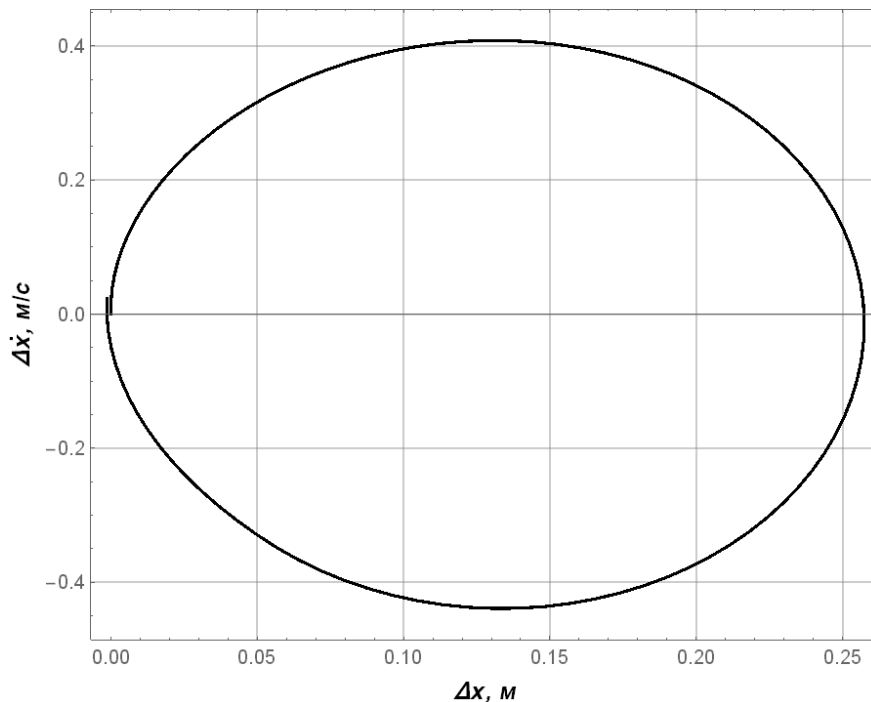
Алгоритм, представлений за допомогою блок-схеми (рис. 2.2), дозволяє швидко отримувати значення коефіцієнтів K_P , K_I , K_D .

За допомогою алгоритму для випадку $m_2=18700$ кг та $l=11,5$ м отримаємо наступні значення коефіцієнтів: $K_P=2,715$, $K_I=4,234$, $K_D=13,556$.

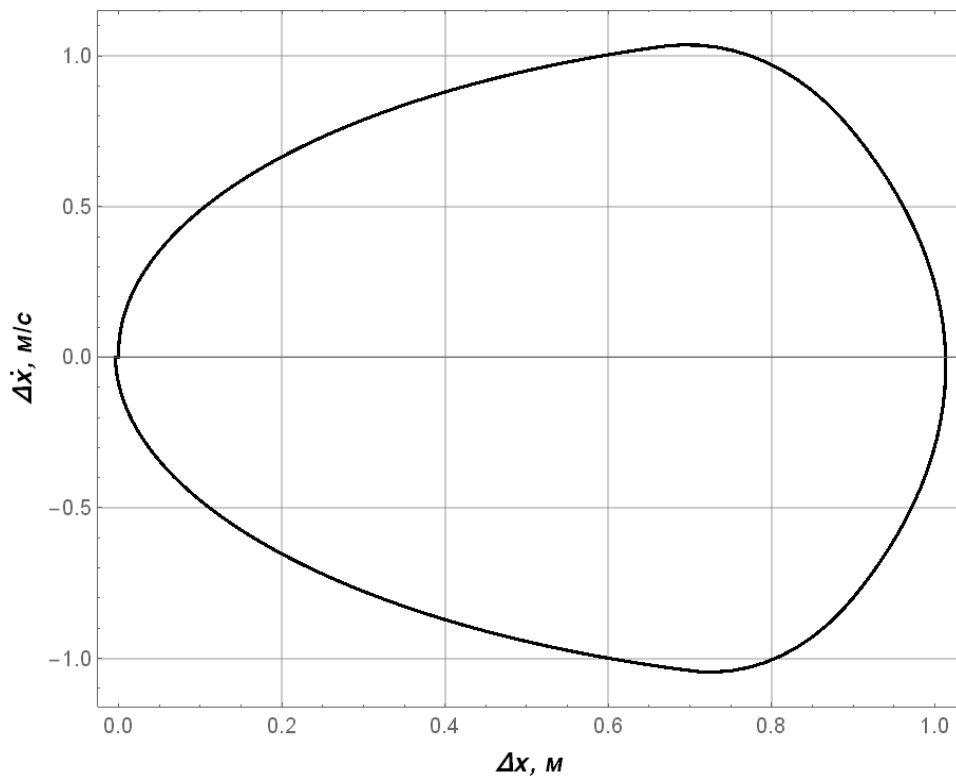
2.3 Короткий аналіз динаміки регулювання руху системи „кран-вантаж” за допомогою налаштованого ПД-регулятора

Для аналізу динаміки регулювання було обрано два варіанти: при найменших значеннях маси вантажу і довжини гнучкого підвісу ($l=2$ м, $m_2=500$ кг) – перший варіант; при найбільших значеннях ($l=12$ м, $m_2=20000$ кг) – другий варіант. На рис. 2.3 приведено фазовий портрет коливань вантажу для режиму розгону крана до усталеної швидкості V .

Як видно з рис. 2.3, а максимальне відхилення вантажу рівне 0,26 м, а на рис. 2.3, б воно складає 0,98 м, що пояснюється більшою довжиною гнучкого підвісу.



а)

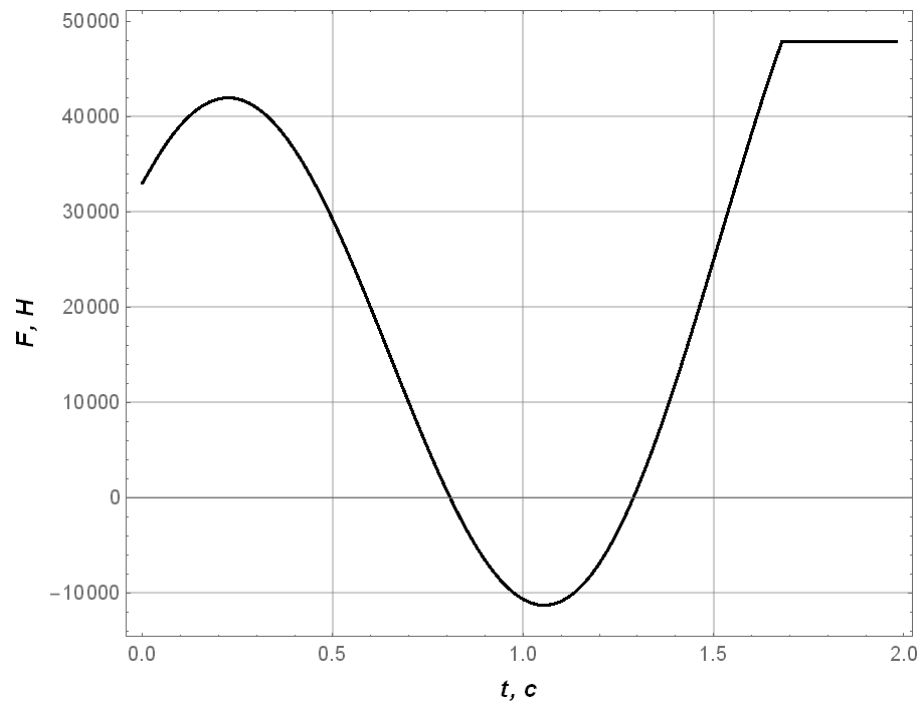


б)

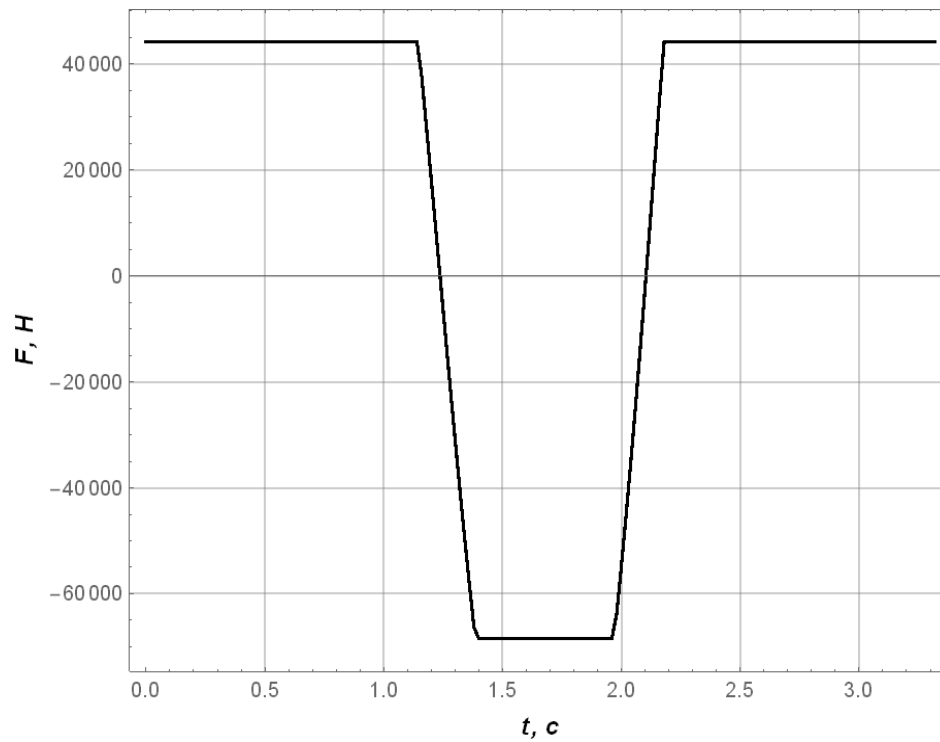
Рисунок 2.3 – Фазовий портрет маятникових коливань вантажу під час розгону крана: а) перший варіант; б) другий варіант

Крім того, форми фазових траєкторій є різними, як видно з рис. 2.4. Вони викликані формою зміни рушійного зусилля: для першого випадку воно змінюється плавно, не досягаючи мінімальної межі (мінімально допустимого керування).

На рис. 2.4 наведено графіки зміни рушійного і гальмівного зусилля приводу крана.



а)



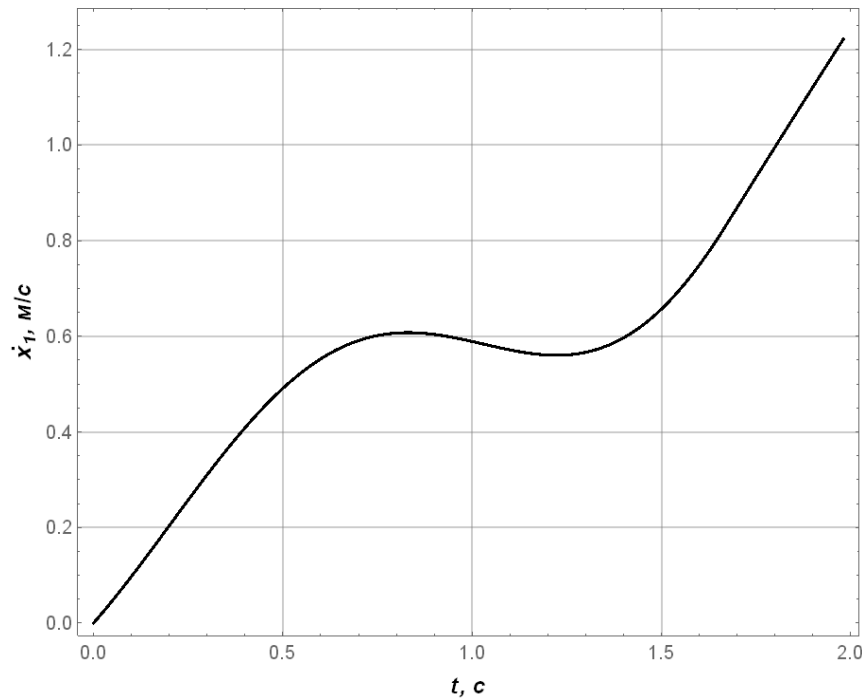
б)

Рисунок 2.4 – Графіки зміни зусилля приводу крана: а) перший варіант;
б) другий варіант

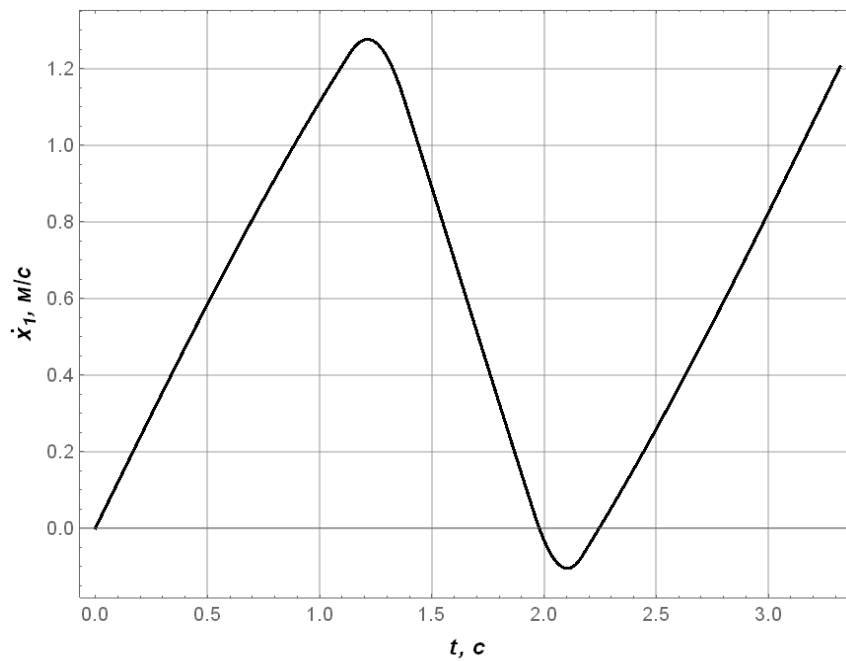
Як видно з рис. 2.4 тривалість руху динамічної системи для першого варіанту рівна 2 с, а для другого 3,5 с. Це пов'язане з тим, що зі збільшенням довжини гнучкого підвісу збільшується період коливання вантажу, тому для усунення коливань в другому випадку необхідно більше часу.

З рис. 2.4 бачимо, що зусилля в обох випадках має знакозмінний характер. Зменшення зусилля для першого випадку (рис. 2.4, а) відбувається плавно і починається з 0,4 с. Мінімального значення (-11000 Н) зусилля досягає на 1,1 с. З рис. 2.4, б видно, що зміна зусилля відбувається різко з 1,3 с до 2 с. Мінімальних значень (-68000 Н) зусилля досягає з 1,3 с до 1,9 с.

Наведемо також графіки зміни швидкості руху крана (рис. 2.5). Для другого варіанту (рис. 2.5, б) максимальна швидкість 1,22 м/с досягається на 1,2 с, після досягнення піку швидкість знижується з 1,23 с до 3,4 с. Причому з рис. 2.5, б видно, що на нетривалий період часу швидкість стає від'ємною, що є негативний фактором, якого бажано уникати.



а)

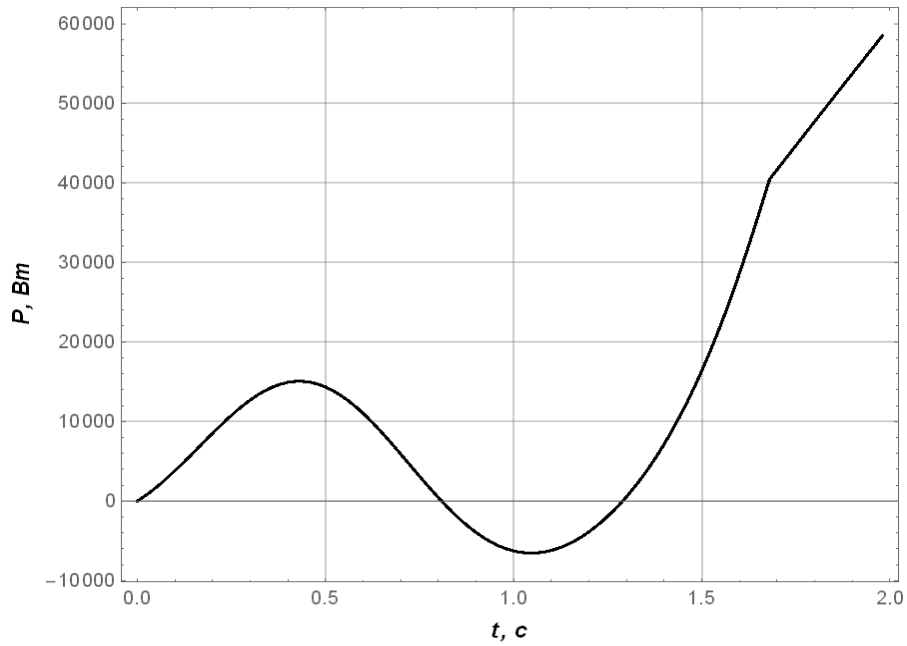


б)

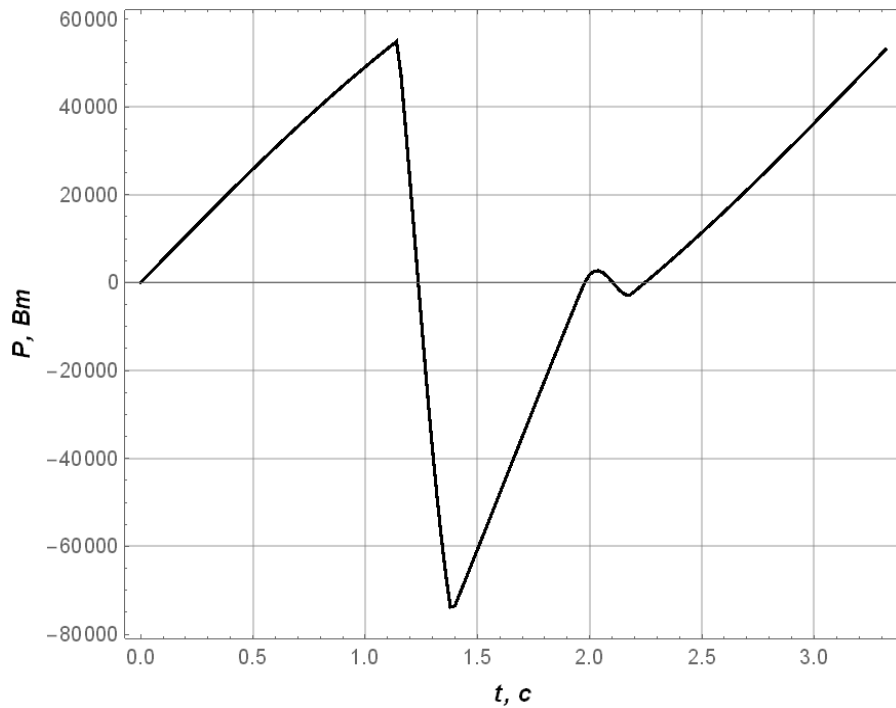
Рисунок 2.5 – Графіки зміни швидкості крана: а) перший варіант; б) другий варіант

На рис. 2.5, а видно незначне (з 0,6 м/с до 0,55 м/с) зниження швидкості в період з 0,6 с до 1,4 с, максимальна швидкість в цьому випадку сягає 1,21 м/с, що відповідає прийнятому у розрахунках чисельному значенню V . Представимо графіки зміни потужності приводу крана (рис. 2.6). На графіку, що представлено на рис. 2.6, а видно, що мінімальне значення потужності рівне -8000 Вт, тобто на певному часовому відрізку двигун приводу крана працюватиме у генераторному режимі. Максимальне значення потужності рівне 58000 Вт, воно досягається на 1,98 с. На графіку (рис. 2.6, б) видно, що мінімальне значення потужності за модулем значно більше (75000 Вт), воно досягається на 1,4 с, а максимальне значення таке ж, як і для першого варіанту і досягається воно на 1,25 с. Таким чином, для реалізації отриманих законів

регулювання в приводі механізму переміщення крана повинно бути передбачене рекуперативне гальмування.



а)



б)

Рисунок 2.6 – Графіки зміни потужності приводу крана: а) перший варіант;

б) другий варіант

Висновки до другого розділу:

1. Виконано постановку задачі налаштування коефіцієнтів ПІД-регулятора, який виконує регулювання руху системи „кран-вантаж”. Вона включає: математичну модель динамічної системи, обмеження на регулювання, умови досягнення усталеної швидкості руху крана та усунення маятникових коливань вантажу. За допомогою методу ME-D-PSO отримано розв’язки задачі для певних значень параметрів системи: маси вантажу – від 500 кг до 20000 кг з кроком 500 кг; довжини гнучкого підвісу вантажу від 2 до 12 метрів з кроком 1 метр. В результаті отримано 451 наборів коефіцієнтів K_P , K_I , K_D ПІД-регулятора.
2. Розроблено алгоритм розрахунку значень коефіцієнтів ПІД-регулятора для широкого діапазону параметрів m_2 та l . Першим кроком алгоритму є визначення верхньої та нижньої меж параметрів m_2 та l для яких виконується пошук коефіцієнтів K_P , K_I , K_D ПІД-регулятора. Налі визначається початкове наближення значень коефіцієнтів та за допомогою модифікованого методу рою часток ME-D-PSO визначаються величини коефіцієнтів.
3. Проаналізовано динаміку руху системи „кран-вантаж” для двох варіантів маси вантажу та довжини гнучкого підвісу вантажу ($l=2$ м, $m_2=500$ кг; та $l=12$ м, $m_2=20000$ кг). Тривалість розгону при мінімальних параметрах становить 2 с, а при максимальних – 3,5 с, що викликано більшим періодом маятникових коливань вантажу. Максимальна амплітуда відхилення вантажу для першого варіанту рівна 0,26 м, а для другого – 0,98 м. Максимальна потужність для обох варіантів однакова – 58 кВт. Для обох варіантів маятникові коливання вантажу усуваються протягом розгону крана [7].

Список використаної у другому розділі літератури:

1. Huang, J., Xie, X., & Liang, Z. Control of Bridge Cranes With Distributed-Mass Payload Dynamics. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2015. 20(1). pp. 481–486. doi:10.1109/tmech.2014.2311825
2. Bao H., An J., Zhou M., Kang Q. A Data-driven MPC Algorithm for Bridge Cranes," *2020 International Conference on Advanced Mechatronic Systems (ICAMechS)*. Vietnam. 2020. pp. 328-332. doi: 10.1109/ICAMechS49982.2020.9310150.
3. Hong, K.-S., Shah U. H., Dynamics and Control of Industrial Cranes. *Advances in Industrial Control*. Springer. 2019. P. 191. doi:10.1007/978-981-13-5770-1.
4. T. Wang et al., Global-Equivalent Sliding Mode Control Method for Bridge Crane. *IEEE Access*. vol. 9. pp. 160372-160382. 2021. doi: 10.1109/ACCESS.2021.3115164.
5. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. Монографія. К. ЦП „КОМПРІНТ”. 2016. 310 с.
6. Romasevych Y., Loveikin V., Makarets V. Optimal constrained tuning of PI-controllers via a new PSO-based technique. *International Journal of Swarm Intelligence Research*. 2020. 11(4). pp. 87-105.
7. Romasevych Y., Loveikin V., Makarets V. PID-controller tuning algorithm development for a “crane-load” dynamical system. *Machinery & Energetics* 2022. Vol. 13, No. 4. P. 72-80. doi: 10.31548/machenergy.13(4).2022.72-80

РОЗДІЛ 3

СИНТЕЗ СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЮВАННЯ РУХУ КРАНА ІЗ ВАНТАЖЕМ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ

У данному розділі розв’язано задачі синтезу оптимального регулятора руху системи „кран-вантаж”. Метою розв’язання задач є визначення оптимальних значень коефіцієнтів регуляторів, які формують керуючий вплив на рух динамічної системи „кран-вантаж”, та дослідження динаміки її руху. Визначення оптимальних значень коефіцієнтів дає змогу забезпечити покращення продуктивності та енергоефективності роботи крана, підвищити керованість механізму переміщення під час перехідних режимів його руху.

3.1 Постановка задач оптимального регулювання

Динамічна та математична моделі, які використані в даному розділі, є апробованими. Їх використанню у поперелньому розділі роботи: динамічна модель зображена на рис. 2.1, а математична модель представлена системою диференціальних рівнянь (2.1) [1-5].

3.1.1 Крайові умови руху та критерії оптимального регулювання системи „кран-вантаж”

Для того, щоб виконати постановку задачі синтезу оптимального регулятора руху системи необхідно задати крайові умови руху зведених мас системи. Крайові умови для режиму розгону системи описуються так [6]:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(T) = x_2(T) = x_T; \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = V, \end{cases} \quad (3.1)$$

де T – тривалість керованого режиму руху системи; V – усталена швидкість руху крана.

Крайові умови (3.1) означають рух системи зі стану спокою, а термінальний (кінцевий) стан системи означає усталений рух із усуненням маятникових коливань вантажу.

Крайові умови для режиму гальмування мають такий вигляд:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = 0, & \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = V; \\ x_1(T) = x_2(T) = x_T, & \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = 0. \end{cases} \quad (3.2)$$

де x_T – відстань, на яку переміститься кран у кінці керованого режиму.

Крайові умови (3.3) означають рух системи із усталеної швидкості до зупинки, а термінальний стан системи означає, що усталена швидкість дорівнює нулю із усуненням маятникових коливань вантажу.

Крайові умови для повного циклу переміщення системи можна представити у наступному вигляді [7]:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(T) = x_2(T) = x_T, & \dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) = 0. \end{cases} \quad (3.3)$$

Крайові умови (3.3) означають, що положення візка та положення вантажу і переміщення крану дорівнюють нулю.

При постановці задачі синтезу оптимального регулятора без врахування позиціонування вантажу, використано відповідні крайові умови, які повністю повторюють крайові умови (3.1-3.3), але без змінної x_T , яка є складовою позиціонування вантажу. Кінцеву величину переміщення крану у цьому випадку знаходять шляхом інтегрування функції швидкості руху крана.

Для оптимізації режимів руху крана використаємо наступний критерій [12]:

$$Int_1 = \sqrt{T^{-1} \int_0^T \left(\frac{P}{P_{ном}} \right)^2 dt} = \sqrt{T^{-1} \int_0^T \left(\frac{F \cdot \dot{x}_1}{P_{ном}} \right)^2 dt} \rightarrow \min, \quad (3.4)$$

де P – потужність двигуна приводу крана, δ_1 – ваговий коефіцієнт, який задає пріоритет окремих критеріїв; $P_{ном}$ – номінальна потужність механізму переміщення крана;

Критерій (3.4) відображає витрати енергії під час розгону крана. Бажано, щоб витрати енергії були мінімальними – це дозволить підвищити енергоефективність його роботи.

Для розв’язання задачі синтезу оптимального регулятора з врахуванням позиціонування вантажу було використано наступний критерій [7]:

$$Int_2 = \delta \cdot \sqrt{T^{-1} \int_0^T \left(\frac{P}{P_{ном}} \right)^2 dt} + (1 - \delta) \cdot \frac{T}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{L}{g}}} \rightarrow \min. \quad (3.5)$$

де δ – ваговий коефіцієнт, який було обрано з міркувань однакової важливості мінімізації небажаних енергетичних втрат та підвищення швидкодії руху системи (тобто для цієї задачі $\delta=0,5$).

Ліва частина критерію відображає витрати енергії при переміщенні крана, а права – його швидкодію.

Для розв’язання задачі синтезу оптимального регулятора з використанням штучної нейромережі було використано наступний критерій [6]:

$$\begin{aligned} Int_3 &= \delta_1 \delta_t T + (1 - \delta_1) \delta_p \sqrt{T^{-1} \int_0^T P^2 dt} = \\ &= \delta_1 \delta_t T + (1 - \delta_1) \delta_p \sqrt{T^{-1} \int_0^T (m_1 \ddot{x}_1 \dot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 \dot{x}_1)^2 dt} \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (3.6)$$

де δ_t та δ_p – коефіцієнти, які зводять відповідні доданки критерію (3.6) до безрозмірного вигляду ($\delta_t = T_0^{-1}$, $\delta_p = P_{ном}^{-1}$). Комплексний критерій (3.6) на компромісній основі відображає тривалість розгону та середньоквадратичне значення динамічної складової потужності приводу механізму переміщення

крана. Тобто керування повинно відповідати швидкодії системи та високій енергоефективності.

3.1.2 Обмеження, що накладені на рух системи „кран-вантаж”

В дослідженні використаємо обмеження на величину рушійного зусилля та швидкість його зміни в часі, а також на реверс крана. Перше обмеження пов'язане із перевантажувальною здатністю приводу механізму переміщення крана, а друге – із обмеженням на швидкість наростання струму в частотному перетворювачі, який виступає джерелом живлення електроприводу крана.

Обмеження пов'язане із перевантажувальною здатністю приводу механізму переміщення крана представляється в наступному вигляді [8]:

$$F_{\min} \leq F \leq F_{\max}, \quad (3.7)$$

де F_{\min} та F_{\max} – мінімально та максимально можливі значення рушійного зусилля приводу механізму переміщення крану. Також накладається обмеження на швидкість зміни рушійного зусилля [7]:

$$\dot{F}_{\min} \leq \dot{F} \leq \dot{F}_{\max}, \quad (3.8)$$

де \dot{F}_{\min} та \dot{F}_{\max} – мінімально і максимально можливі швидкості наростання рушійного зусилля.

Окрім обмежень на величину та швидкість наростання (спадання) рушійного зусилля слід врахувати ще обмеження на реверс крана та неперевищення його номінальної швидкості [8]:

$$0 \leq \dot{x}_1 \leq V, \quad t \in [0, T]. \quad (3.9)$$

Кінематичні обмеження (3.10) досягаються за рахунок регулювання рушійного зусилля. Як тільки швидкість крана виходить на обмеження, наприклад $\dot{x}_1 > V$, подальше збільшення рушійного зусилля, яке може викликати пришвидшення крана, припиняється. Аналогічна ситуація відбувається при $\dot{x}_1 = 0$ з тією лише різницею, що вводиться заборона гальмівного (від'ємного) зусилля приводу, яке змінює напрям руху крана після його зупинки (змінюється знак \dot{x}_1).

Таким чином, задачі оптимального регулювання руху системи „кран-вантаж” поставлені.

3.1.3 Дослідження стійкості руху системи „кран-вантаж”

Однією із головних вимог при синтезі оптимального регулятора є забезпечення стійкості руху системи. Дослідження стійкості регулювання руху системи „кран-вантаж” проведемо використовуючи модель (2.1). Для цього із врахуванням другого рівняння моделі (2.1) представимо перше рівняння у наступному вигляді:

$$m_1 \left(\ddot{x}_2 + \frac{l}{g} \cdot \overset{IV}{x}_2 \right) + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = F - W. \quad (3.10)$$

Виконаємо спрощення отриманого рівняння (3.7) та отримаємо:

$$(m_1 + m_2) \cdot \ddot{x}_2 + m_1 \cdot \frac{l}{g} \cdot \overset{IV}{x}_2 = F - W. \quad (3.11)$$

Поділимо рівняння (3.12) на коефіцієнт який стоїть перед вищою похідною і отримаємо:

$$\overset{IV}{x}_2 + \ddot{x}_2 \cdot \frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l} = \frac{F - W}{m_1} \cdot \frac{g}{l}. \quad (3.12)$$

Введемо позначення: $\Omega = \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{g}{l}}$ – частота коливань вантажу відносно рухомої точки підвісу; $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$ – частота коливань математичного маятника; $\dot{x}_2 = y_2$ (ця заміна дасть змогу понизити порядок рівняння (3.12) на одиницю); $u = \frac{F - W}{m_1}$ – регулювання (функція регулювання руху системи).

Тоді можемо представити математичну модель руху системи (3.12) у наступному вигляді:

$$\ddot{y}_2 + \Omega^2 \cdot \dot{y}_2 = u \Omega_0^2. \quad (3.13)$$

Регулятор руху динамічної системи „кран-вантаж” представимо у такому вигляді:

$$u = (x_1 - x_2)K_1 + (V - \dot{x}_1)K_2 + (V - \dot{x}_2)K_3, \quad (3.14)$$

де K_1, K_2, K_3 – коефіцієнти регулятора які необхідно визначити.

Регулятор (3.14) забезпечує розгін крана до номінальної швидкості із усуненням коливань вантажу, однак умова заданого позиціонування крана явно не вводиться. Її враховують шляхом вибору тривалості усталеного руху на номінальній швидкості.

Із врахуванням заміни $\dot{x}_2 = y_2$ та другого рівняння системи (2.1) вираз (3.15) можна записати у такому вигляді:

$$\begin{aligned} u &= K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \cdot \ddot{x}_2 + (V - \dot{x}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot \ddot{x}_2) \cdot K_2 + (V - \dot{x}_2) \cdot K_3 = \\ &= V(K_2 + K_3) - (K_2 + K_3)y_2 + K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \dot{y}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot K_2 \ddot{y}_2. \end{aligned} \quad (3.15)$$

З урахуванням виразу (3.16) модель (3.14) можемо представити у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_2 + \Omega^2 \dot{y}_2 = \Omega_0^2 \cdot (V(K_2 + K_3) - (K_2 + K_3)y_2 + \\ + K_1 \cdot \Omega_0^{-2} \dot{y}_2 - \Omega_0^{-2} \cdot K_2 \ddot{y}_2). \end{aligned} \quad (3.16)$$

Спростуючи рівняння (3.17), будемо мати:

$$\ddot{y}_2 + \ddot{y}_2 K_2 + \dot{y}_2 (\Omega^2 - K_1) + y_2 \Omega_0^2 (K_2 + K_3) = V \Omega_0^2 (K_1 + K_3). \quad (3.17)$$

Характеристичне рівняння, що відповідає (3.17), має такий вигляд:

$$s^3 + s^2 K_2 + s(\Omega^2 - K_1) + \Omega_0^2 (K_2 + K_3) = 0. \quad (3.18)$$

Для того, щоб розв'язок диференційного рівняння (3.17) був стійкий необхідно, щоб корені характеристичного рівняння (3.18) знаходились у лівій півплощині, тобто щоб вони мали від'ємні дійсні частини. Це досягається вибором значень коефіцієнтів регулятора K_1 , K_2 , K_3 . Для того, щоб визначити ці значення коефіцієнтів, тобто для забезпечення стійкості руху системи „кран-вантаж”, використаємо критерій стійкості Рауса-Гурвіца [9]. Для цього складемо матрицю Гурвіца:

$$H = \begin{bmatrix} K_2 & \Omega_0^2 (K_2 + K_3) & 0 \\ 1 & \Omega^2 - K_1 & 0 \\ 0 & K_2 & \Omega_0^2 (K_2 + K_3) \end{bmatrix}. \quad (3.19)$$

Тепер складемо діагональні мінори матриці (3.19):

$$\Delta_1 = K_2;$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} K_2 & \Omega_0^2(K_2 - K_3) \\ 1 & \Omega^2 - K_1 \end{vmatrix} = -K_1 \cdot K_2 + K_2 \cdot \Omega^2 - K_2 \cdot \Omega_0^2 - K_3 - \Omega_0^2;$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} K_2 & \Omega_0^2(K_2 + K_3) & 0 \\ 1 & \Omega^2 - K_1 & 0 \\ 0 & K_2 & \Omega_0^2(K_2 + K_3) \end{vmatrix} = (K_2 + K_3) \cdot \Omega_0^2 \cdot (-K_1 \cdot K_2 \cdot \Omega^2 -$$

$$- K_2 \Omega_0^2 - K_3 \cdot \Omega_0^2).$$

Необхідною і достатньою умовою стійкості руху системи „кран-вантаж”, згідно критерія Рауса-Гурвіца, є система нерівностей:

$$\begin{cases} \Delta_1 \geq 0; \\ \Delta_2 \geq 0; \\ \Delta_3 \geq 0. \end{cases} \quad (3.20)$$

Із системи нерівностей (3.20) можемо отримати:

$$\begin{cases} K_2 \geq 0; \\ K_1 \leq \Omega^2; \\ -K_2 \leq K_3; \\ K_3 \leq \Omega_0^{-2}(-K_1 \cdot K_2 + K_2(\Omega^2 - \Omega_0^2)). \end{cases} \quad (3.21)$$

Отримані результати дають змогу встановити межі області пошуку коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 , які приведені в табл. 3.1.

Області пошуку отримали проаналізувавши нерівності при різних комбінаціях зведених мас вантажу m_2 , крана m_1 та довжини гнучкого підвісу вантажу l .

Таблиця 3.1 – Значення меж пошуку коефіцієнтів K_1, K_2, K_3 регулятора, які забезпечують стійкість руху системи „кран-вантаж”

Коефіцієнт	Область пошуку значень
K_1	$-5 \cdot 10^6 \dots 0$
K_2	$0 \dots 5 \cdot 10^6$
K_3	$0 \dots 5 \cdot 10^6$

Отримані межі дають змогу виконати пошук невідомих коефіцієнтів регулятора, при яких, за параметрів системи, що відповідають практиці експлуатації кранів, рух системи буде стійким. Визначення стійкості системи для вирішення решти задач (режиму гальмування, режиму прискорення) проведено за такою ж методологією.

3.2 Задача оптимального регулювання руху системи „кран-вантаж” без врахування позиціонування вантажу на гнучкому підвісі

3.2.1 Розв’язання задачі

Для того, щоб знайти розв’язок задач виконаємо їх дискретизацію (перейдемо від неперервних функцій до дискретних). Це дасть змогу врахувати обмеження (3.7)-(3.9). Для цього спочатку запишемо математичну модель системи (2.1) у канонічному вигляді:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = v_2; \\ \dot{v}_2 = (x_1 - x_2) \cdot \frac{g}{l}; \\ \dot{x}_1 = v_1; \\ \dot{v}_1 = \frac{F - W}{m_1} - \frac{m_2}{m_1} \cdot (x_1 - x_2) \cdot \frac{g}{l}, \end{cases} \quad (3.22)$$

де v_1 і v_2 – швидкості зведених мас крана і вантажу відповідно.

При дискретизації функцій x_1 , x_2 та v_1 , v_2 , отримаємо наступну математичну модель системи:

$$\begin{cases} x_{2,i} = x_{2,i-1} + v_{2,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{2,i} = v_{2,i-1} + (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \cdot \Delta t; \\ x_{1,i} = x_{1,i-1} + v_{1,i-1} \cdot \Delta t; \\ v_{1,i} = v_{1,i-1} + \left(\frac{F_{i-1} - W}{m_1} - \frac{m_2}{m_1} (x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) \cdot \frac{g}{l} \right) \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (3.23)$$

де Δt – крок дискретизації часу; i – індекс, що пробігає значення від 1 до $T/\Delta t$, $i \in \left(1, \frac{T}{\Delta t}\right)$.

Перейшовши до дискретних, значень перепишемо критерій оптимізації (3.4):

$$Int_1 \approx Int_{duc} = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^{T/\Delta t} (F_i \cdot v_{1,i})^2 \Delta t} \rightarrow \min, \quad (3.24)$$

де Int_{duc} – дискретний критерій оптимізації, який відповідає критерію (3.4).

Запишемо обмеження (3.7) на величину рушійного зусилля:

$$F_{\min} \leq F_i \leq F_{\max}. \quad (3.25)$$

Також накладається обмеження (3.8), яке у дискретній формі приймає таку форму:

$$\dot{F}_{\min} \Delta t \leq F_i - F_{i-1} \leq \dot{F}_{\max} \Delta t. \quad (3.26)$$

Окрім обмежень на величину та швидкість наростання (спадання) рушійного зусилля слід врахувати ще обмеження на реверс крана та неперевикнення його номінальної швидкості (3.9):

$$0 \leq v_i \leq V. \quad (3.27)$$

Таким чином, дискретизація задачі дала змогу врахувати обмеження на рух системи. Зазначимо, що спочатку перевірялись обмеження (3.25), а після нього – обмеження (3.26). Якщо обмеження (3.26) порушується, то i -те значення зусилля обчислюється за формулою:

$$\tilde{F}_{onm.i} = \begin{cases} F_{i-1} + \dot{F}_{max} \cdot \Delta t, & \text{якщо } F_{onm.i} - F_{i-1} \leq \dot{F}_{max} \cdot \Delta t; \\ F_{i-1} - \tilde{F}_{min} \cdot \Delta t, & \text{якщо } F_{onm.i} - F_{i-1} \leq \dot{F}_{min} \cdot \Delta t; \\ F_{onm.i}, & \text{якщо } \dot{F}_{min} \cdot \Delta t \leq F_{onm.i} - \tilde{F}_{i-1} \leq \dot{F}_{max} \cdot \Delta t, \end{cases} \quad (3.28)$$

де $F_{onm.i}$ – i -те оптимальне значення рушійного зусилля, яке для задачі, що не включає явну вимогу точності позиціонування вантажу, визначається наступним чином:

$$F_{onm.i} = m_1(K_1(x_{1,i-1} - x_{2,i-1}) + K_2(V - v_{1,i-1}) + K_3(V - v_{2,i-1})) + W. \quad (3.29)$$

Після того, як буде визначено $\tilde{F}_{onm.i}$ необхідно виконати перевірку умов (3.24). Це виконується за допомогою наступного виразу:

$$\tilde{\tilde{F}}_{onm.i} = \begin{cases} \tilde{F}_{onm.i}, & \text{якщо } F_{min} \leq \tilde{F}_{onm.i} \leq F_{max}; \\ F_{max}, & \text{якщо } \tilde{F}_{onm.i} \geq F_{max}; \\ F_{min}, & \text{якщо } \tilde{F}_{onm.i} \leq F_{min}, \end{cases} \quad (3.30)$$

де $\tilde{\tilde{F}}_{onm.i}$ – оптимальне значення рушійного зусилля приводу, яке не порушує обмеження (3.24) та (3.25).

Зазначимо, що для того, щоб у механічних передачах системи не виникали удари початкове значення рушійного зусилля було прийнято нульовим:

$$\tilde{F}_{om.1} = 0. \quad (3.31)$$

Задавши чисельні значення параметрів системи m_1, m_2, l та величини коефіцієнтів K_1, K_2, K_3 , можемо знайти дискретні функції x_1, x_2, v_1, v_2 .

Для того, щоб врахувати кінцеві умови руху системи введемо у розгляд термінальний критерій:

$$Ter = \begin{cases} \left(\left| V - V_{1.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| + \left| V - V_{2.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| + \left| x_T - x_{1.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| + \left| x_T - x_{2.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \right) \cdot \Delta_T, \\ \text{якщо } \left| V - V_{1.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \geq \Delta V_{max}, \text{ АБО } \left| V - V_{2.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \geq \Delta V_{max}, \text{ АБО} \\ \left| x_T - x_{1.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \geq \Delta x_{max}, \text{ АБО } \left| x_T - x_{2.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \geq \Delta x_{max}, \\ 0, \text{ якщо } \left| V - V_{1.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \leq \Delta V_{max} \text{ I } \left| V - V_{2.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \leq \Delta V_{max} \\ \text{I } \left| x_T - x_{1.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \leq \Delta x_{max} \text{ I } \left| x_T - x_{2.\left(\frac{T}{\Delta t} - l\right)} \right| \leq \Delta x_{max} \end{cases} \quad (3.33)$$

де ΔV_{max} та Δx_{max} – максимально допустимі значення відхилень відповідно швидкостей положень крана і вантажу (у межах допустимих відхилень $\Delta V_{max}=0,004$ м/с та $\Delta x_{max}=0,004$ м); Δ_T – ваговий коефіцієнт, який показує важливість досягнення кінцевих умов критерію Ter дає змогу забезпечити прийняте досягнення кінцевих умов руху системи ($\Delta_T=10^8$). Як тільки вони будуть досягнуті критерій Ter перетвориться в нуль.

Для того, щоб виконати мінімізацію критерію Ter та Int_{duc} введемо у розгляд комплексний критерій:

$$Cr = Ter + Int_{duc}. \quad (3.34)$$

Критерій Cr має наперед задані бажані властивості. Для того, щоб їх оцінити представимо рис 3.1. Із рис. 3.1 видно, що топологія критерію Cr представляє собою „яму в ямі”. „Верхня” яма представляє собою топологію критерію Ter із незначним впливом критерію Int_{duc} (його величиною можна знехтувати). „Нижня” яма має топологію лише критерію Int_{duc} , критерій Ter при цьому рівний нулю.

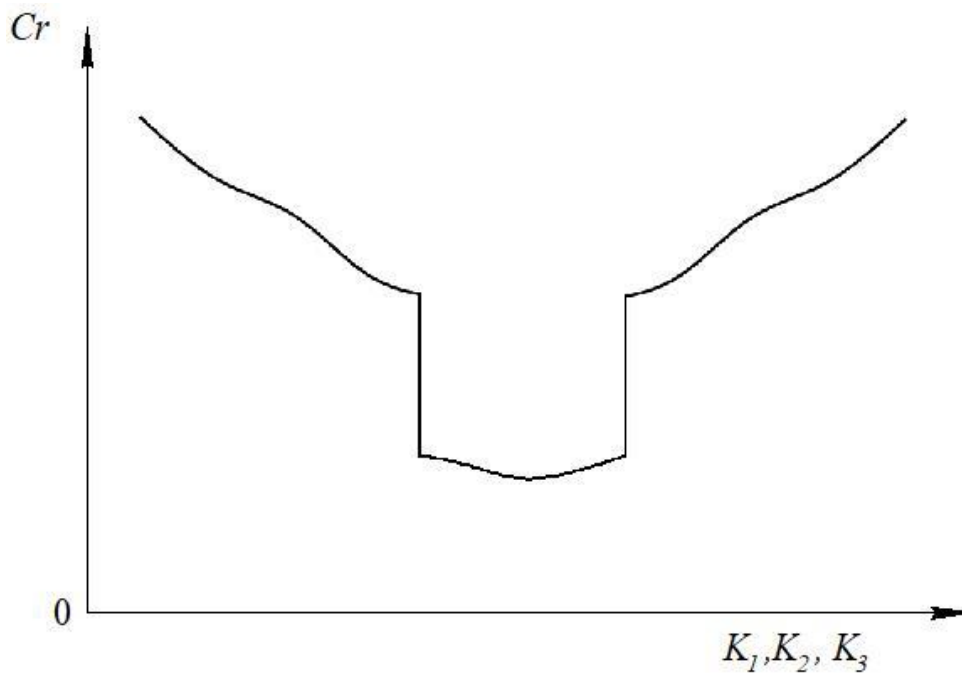


Рисунок 3.1 – Умовне зображення топології критерію Cr

Виконуючи пошук оптимальних значень K_1 , K_2 , K_3 оптимізаційний алгоритм дійде до „прірви” і „звалиться” у „нижню” яму, де знайде шукані величини K_1 , K_2 , K_3 (3.34).

Ці операції можна розглядати як звернення до функції, входи якої представляються набором чисельних значень K_1 , K_2 , K_3 , а вихід являє собою величину критерію Cr . Така MISO-функція може бути графічно представлена на рис 3.2 [7].

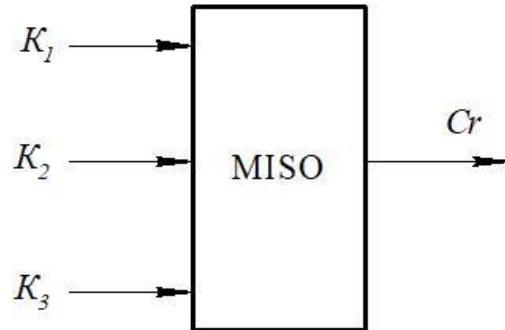


Рисунок 3.2 – Графічне представлення MISO-функції, яка використана у дослідженнях

Зазначимо, що для знаходження величини Cr необхідно мати чисельні значення m_1 , m_2 , l , g . Вони включені у структуру MISO-функції, як незмінні параметри (m_1 та g – це незмінні величини, а m_2 та l змінюються, що вимагає систему адаптивного оптимального регулювання руху системи. У даному дослідженні приймаємо припущення $m_2=const$ та $l=const$). Параметри, при яких виконувались розрахунки коефіцієнтів регулятора, приведені нижче в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Числові значення параметрів динамічної системи

Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	2	3
m_1	кг	42000
m_2	кг	25000
l	м	5
F_{\max}	кН	45
F_{\min}	кН	-45

1	2	3
\dot{F}_{\max}	кН/с	400
\dot{F}_{\min}	кН/с	-400
V	м/с	1,2

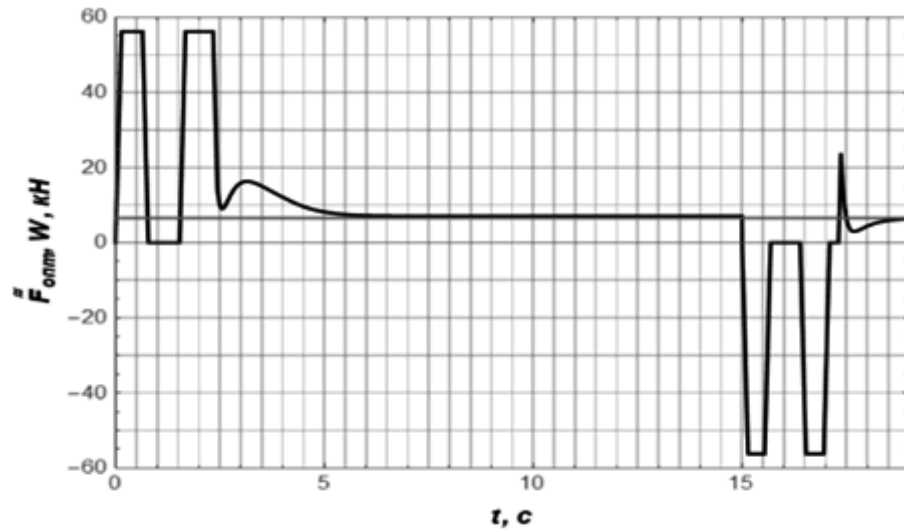
У результаті використання методу ME-PSO [10] отримано такі значення коефіцієнтів регулятора $K_1=-1898126$, $K_2=611392$, $K_3=25709$.

3.2.2 Дослідження динаміки руху системи

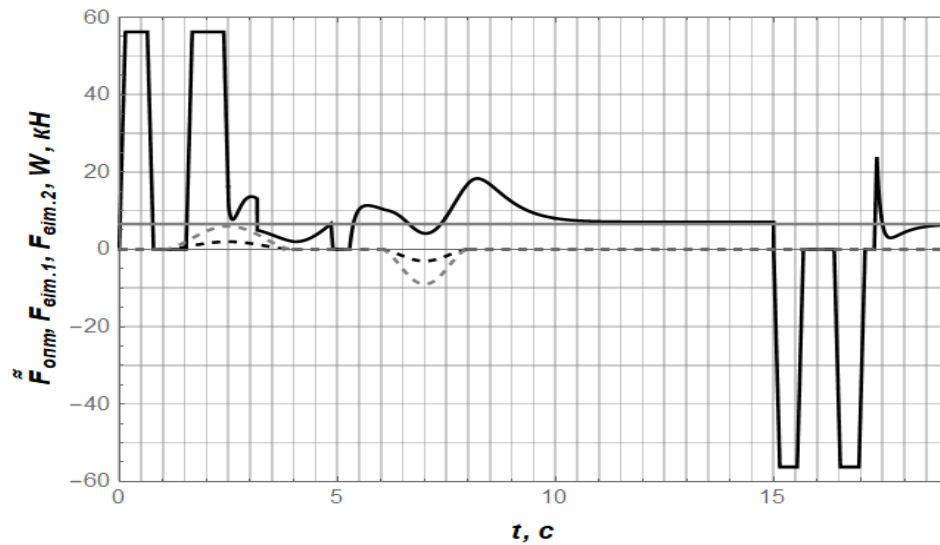
Дослідження динаміки руху дозволить проаналізувати ефективність синтезованого регулятора руху з врахуванням всіх обмежень та стохастичних впливів (непередбачуваних наперед за напрямком і силою поривів вітру) на різних етапах руху візка з вантажем.

На рис. 3.3 наведено графіки зусилля, які дають у системі „кран-вантаж” при врахуванні зміни довжини підвісу та поривів вітру. На графіках (рис. 3.3) чорною суцільною кривою позначено рушійне зусилля приводу крана, сірою – довжина гнучкого підвісу, штриховими кривими – зусилля, що діють на візок та вантаж від поривів вітру.

З графіків (рис. 3.3) видно, що при розгоні максимальні значення рушійного зусилля однакові не залежно від впливу поривів вітру, що видно з рис. 3.3, б. Коливання вантажу, які виникають з 2,5 с до 11 с, зумовлені поривами вітру, що видно на рис. 3.3, б. Вони діють на вантаж та кран у напрямку їх руху (перший порив) та у протилежному напрямку (другий порив). Однак, до початку гальмування крану вони усуваються впливом оптимального регулятора.



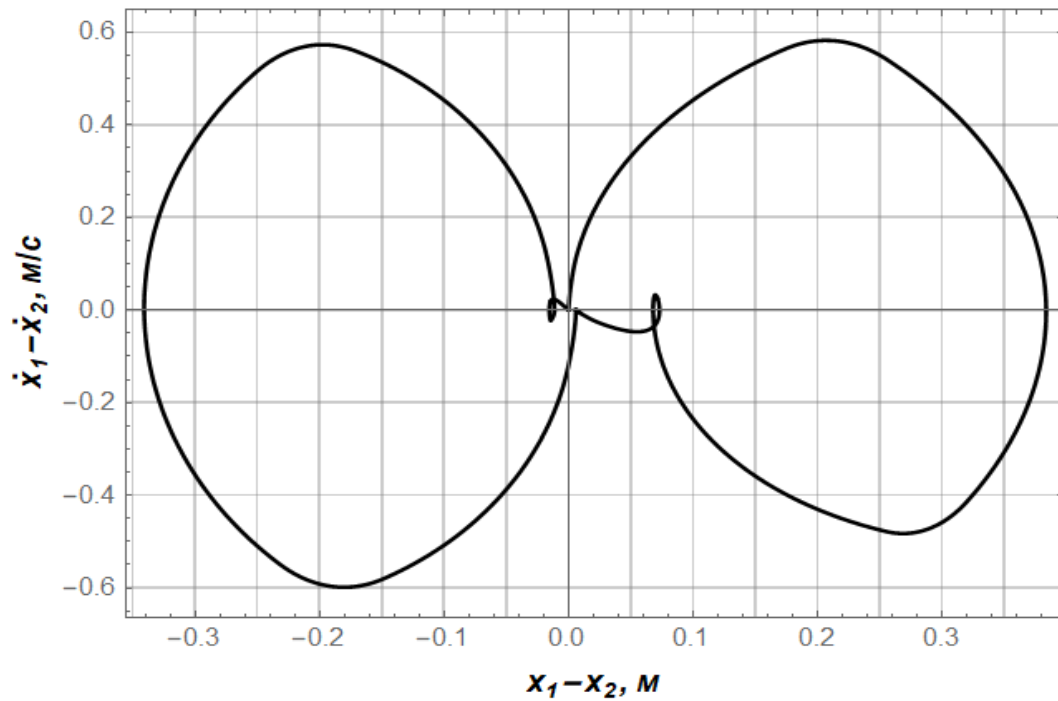
а)



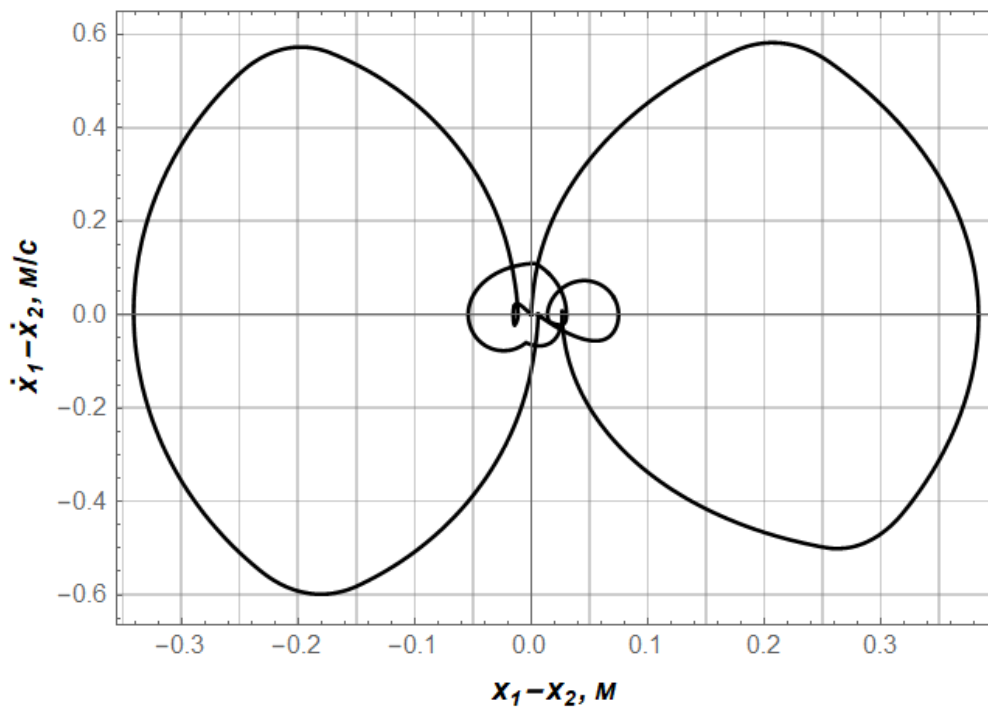
б)

Рисунок 3.3 – Графіки зміни діючих у системі зусиль: а) з врахуванням зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

На рисунку 3.4 зображений фазові портрети коливання вантажу на гнучкому підвісі.



а)



б)

Рисунок 3.4 – Фазові портрети маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі: а) при зміні довжини підвісу; б) при зміні довжини підвісу та поривів вітру

З графіків на рис. 3.4 видно, що ліві частини цих графіків схожі і відповідають процесу гальмування. Права частина, як і ліва схожа за формою між собою, подібність викликана усуненням коливань протягом розгону та гальмування крана.

Відмінності в цих графіках з'являються в кінці розгону коли кран з вантажем рухається в усталеному режимі.

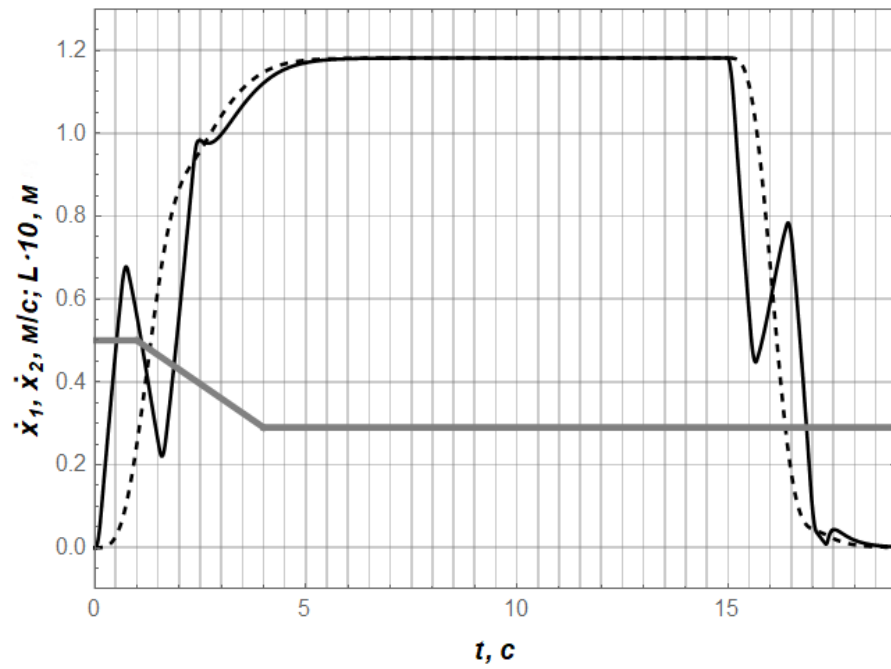
З аналізу графіків, які зображено на рис. 3.4, можна зрозуміти, що саме в цей період у другому випадку на вантаж починають діяти пориви вітру. Тому на рис. 3.4, б в кінці розгону видно відхилення від початку координат.

Значна амплітуда коливань вантажу у випадку розгону крана та гальмування зумовлена різкою зміною швидкості. З графіків, які зображені на рис. 3.4, видно, що фазові точки повертаються до початку координат, а значить кран з вантажем повертається в стан спокою.

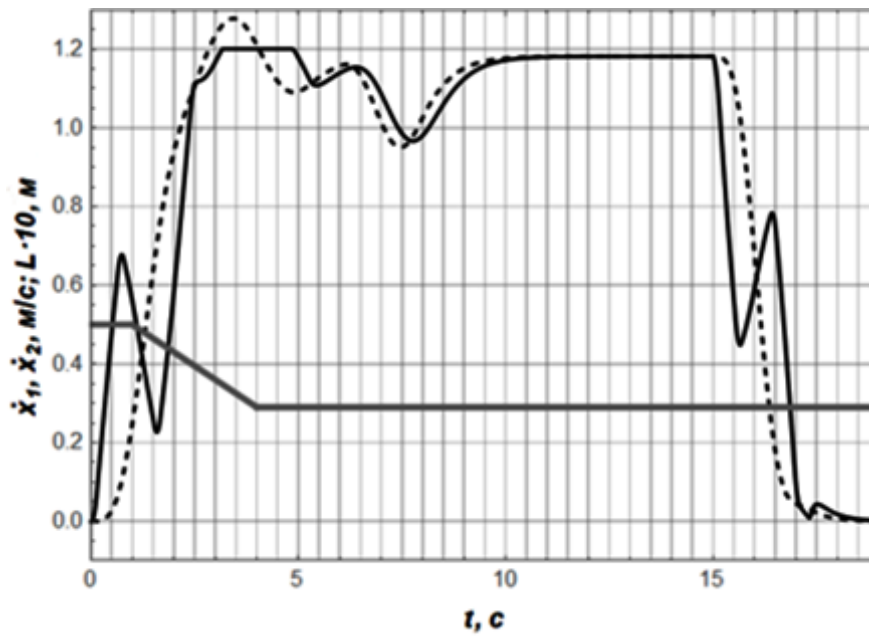
На рис. 3.5 зображені графіки швидкості крана (чорна суцільна крива), швидкості вантажу (чорна штрихова крива) та довжина гнучкого підвісу вантажу (сіра крива). В період від 0 до 2,5 с кран з вантажем починає набирати швидкість і виходить на усталений режим до 5с.

З рис. 3.5, а, видно, що швидкість крана з вантажем плавно збільшується. З другого графіку (рис. 3.5, б) видно, що швидкість крана з вантажем наростає більш інтенсивно і досягає граничного значення швидше, ніж в першому випадку.

В період з 3 с до 5 с видно дію обмеження на реверс (3.9), яке впливає на подальше зростання швидкості та робить розгін крана більш плавним. Але це обмеження не впливає на швидкість вантажу, тому в цей період видно значну амплітуду відхилення швидкості руху вантажу від швидкості крана.



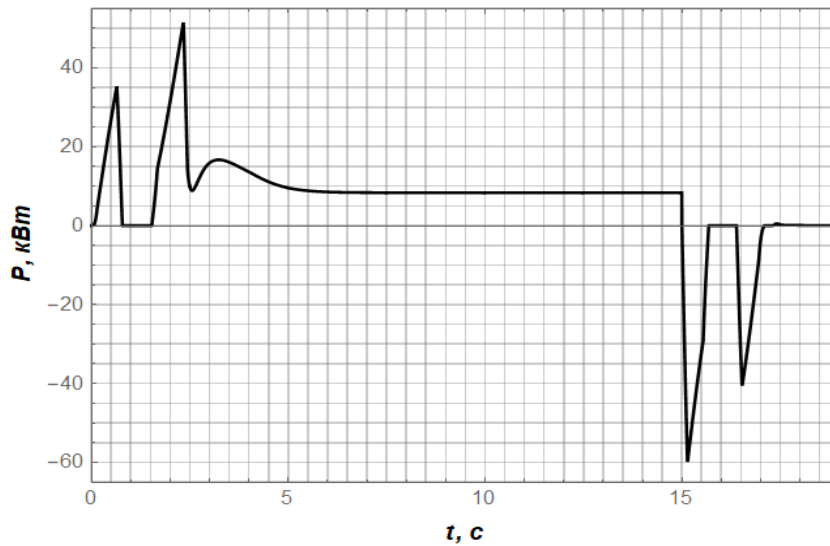
а)



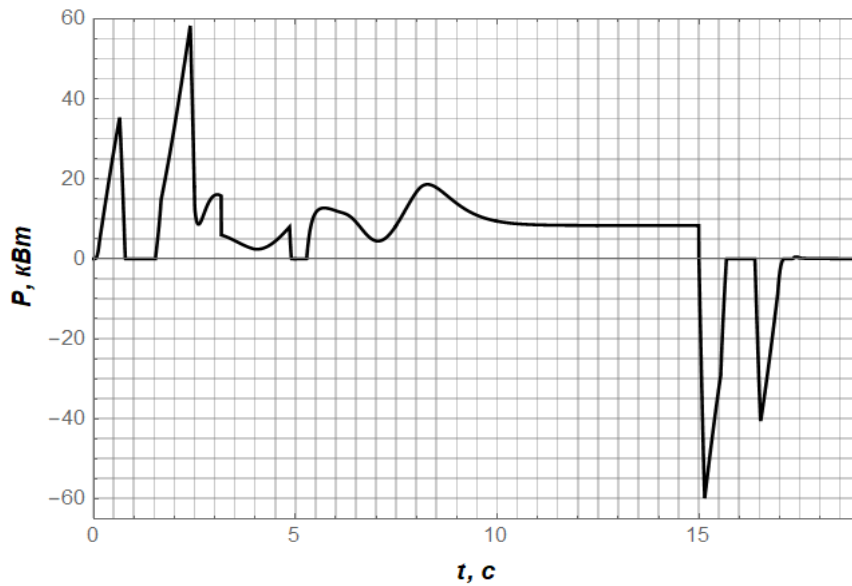
б)

Рисунок 3.5 – Графіки зміни швидкості крана з вантажем: а) з врахування зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

На рис. 3.6 зображено графіки потужності.



а)



б)

Рисунок 3.6 – Графіки зміни потужності приводу механізму переміщення крану: а) з врахуванням зміни довжини підвісу; б) з врахуванням зміни довжини підвісу та поривів вітру

Як видно з графіку, який представлений на рис. 3.6, б, на розгін крана з вантажем було затрачено більше енергії, що видно по відмінності між графіками в період 3 с до 12 с, а саме під час дії першого пориву вітру.

В сучасних приводах механізму переміщення крана використовується рекуперативне гальмування, що дозволяє не тільки отримувати гарні показники при гальмуванні, а й повертати частину енергії, що затрачена на роботу по переміщенню вантажу з 15 с до 17 с у електромережу. Результати застосування синтезованого регулятора приведені в табл. 3.3. Як видно з табл. 3.3, при дії на вантаж зовнішніх вітрових поривів збільшуються середньоквадратичне рушійне зусилля та витрати енергії при переміщенні вантажу.

Таблиця 3.3 – Чисельні значення оціночних показників

Показник	Одиниця виміру	Значення	
		при зміні довжини гнучкого підвісу	при зміні довжини гнучкого підвісу та поривах вітру
Максимальні показники:			
- потужність	кВт	60	60
- амплітуда коливань вантажу	м	0,6	0,6
Середньоквадратичні показники:			
- коливань вантажу	м	0,26	0,26
- рушійне зусилля	кН	27	29
- витрати енергії	кДж	57,6	64,8

На рис. 3.6 б, видно, що максимальне значення потужності при розгоні, який проходить з 1,5 с до 3 с, досягає 60 кВт, що більше, ніж на рис. 3.6 а, за цей період часу. Це викликано тим, що для подолання дії вітрових поривів (а

саме коливань вантажу на гнучкому підвісі, які ними викликані) необхідно витратити додаткову енергію.

Середньоквадратичні показники відхилень вантажу від гнучкого підвісу (0,26 м) не залежать від зміни довжини гнучкого підвісу та стохастичних впливів на вантаж. Інші показники практично ідентичні.

3.3 Задачі оптимального регулювання руху системи „кран-вантаж” з врахування позиціонування вантажу

В цьому пункті наведені результати розв’язку задач синтезу оптимального регулятора для режимів розгону, гальмування та повного циклу переміщення. Відмінною рисою цих задач від попередньої є те, що в них забезпечується вимога позиціонування вантажу у кінці керованого режиму руху.

3.3.1 Розв’язання задач

Перейшовши до дискретних значень, перепишемо критерій оптимізації (3.5) у наступному вигляді:

$$Int_2 \approx Int_{2_{disc}} = \delta \cdot \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^{\frac{T}{\Delta t}} \left(\frac{F_i \cdot v_{1,i}}{P_{ном}} \right)^2} \Delta t + (1 - \delta) \cdot \frac{T}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1} \cdot \frac{L}{g}}} \rightarrow \min. \quad (3.35)$$

Формула регулятора руху динамічної системи „кран-вантаж” яка враховує складову позиціонування вантажу має наступний вигляд:

$$F_{omm,i} = K_1(x_T - x_1) + K_2(x_T - x_2) + K_3(V - \dot{x}_2) + K_4(V - \dot{x}_1), \quad (3.36)$$

де K_1, K_2, K_3, K_4 – коефіцієнти регулятора, які необхідно визначити.

Задавши чисельні значення параметрів системи m_1, m_2, l та величини коефіцієнтів K_1, K_2, K_3, K_4 , можемо знайти дискретні функції x_1, x_2, v_1, v_2 . Тепер задача зведена до відшукування величин коефіцієнтів K_1, K_2, K_3, K_4 , при яких забезпечуються кінцеві умови (3.1)-(3.3) та мінімізується значення критерію (3.35).

Термінальний критерій для цієї задачі подібний до попередньої (3.33). Відмінним є те, що в цій задачі необхідно визначати коефіцієнт, що відповідає за точність позиціонування вантажу K_2 . Цей коефіцієнт дає змогу забезпечити нерівність $\left| x_T - x_2\left(\frac{T}{\Delta t}\right) \right| \leq \Delta x_{max}$, яка включена у структуру термінального критерію. Саме цей компонент і відрізняє поточний термінальний критерій від термінального критерію (3.33).

Параметри, при яких виконувались розрахунки коефіцієнтів регулятора K_1, K_2, K_3, K_4 , наведені у табл. 3.2.

Аргументами функції (3.38) є коефіцієнти K_1, K_2, K_3, K_4 . Певному набору чисельних значень цих аргументів відповідає певна величина критерію Cr . Для розв'язання цієї задачі використано модифікований метод рою часток ME-D-PSO [11]. Пояснення роботи алгоритму ME-D-PSO при його застосуванні для розв'язування даних задач наведено у Додатку Г.

У результаті застосування методу ME-D-PSO отримано коефіцієнти для різних режимів руху системи: для повного циклу $K_1=3,171 \cdot 10^5$, $K_2=-1 \cdot 10^6$, $K_3=-1 \cdot 10^6$; $K_4=2,127 \cdot 10^6$; для гальмування $K_1=-1,138 \cdot 10^5$, $K_2=-4,993 \cdot 10^5$, $K_3=-8,963 \cdot 10^5$, $K_4=6,294 \cdot 10^4$; для розгону $K_1=-3,451 \cdot 10^4$, $K_2=9,988 \cdot 10^6$, $K_3=-1 \cdot 10^6$, $K_4=3,114 \cdot 10^6$.

3.3.2 Дослідження динаміки руху системи

Проілюструємо отримані результати. На рис. 3.7 наведено графік потужності (чорна крива) та рушійного зусилля (сіра крива) крану під час режиму гальмування. З цього графіка видно, що значення потужності різко змінюються.

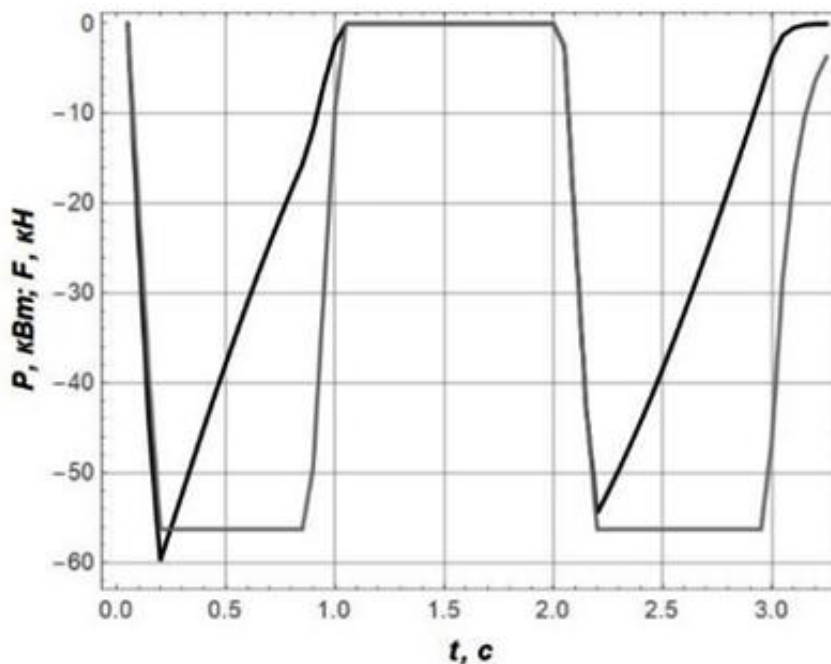


Рисунок 3.7 – Графік зміни потужності та зусилля приводу крану з вантажем під час гальмування

Виключенням є тільки період з 1 с до 2 с коли рушійне зусилля та потужність приводу механізму переміщення крана дорівнюють нулю, що відповідає руху механічної системи по інерції (при цьому привод крана відключений від мережі живлення). Рушійне зусилля наростає та спадає із кінцевою швидкістю, що відповідає обмеженню (3.39) та забезпечує можливість практичної реалізації оптимального режиму руху системи.

На рис. 3.8 зображено фазовий портрет маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі під час процесу гальмування. Як видно з рис. 3.8, при гальмуванні присутні незначні відхилення канату з вантажем від вертикалі. Графік має замкнену форму: це означає, що коливання вантажу на гнучкому

підвісі в кінці гальмування припиняються. Аналогічна форма характерна для інших режимів руху динамічної системи.

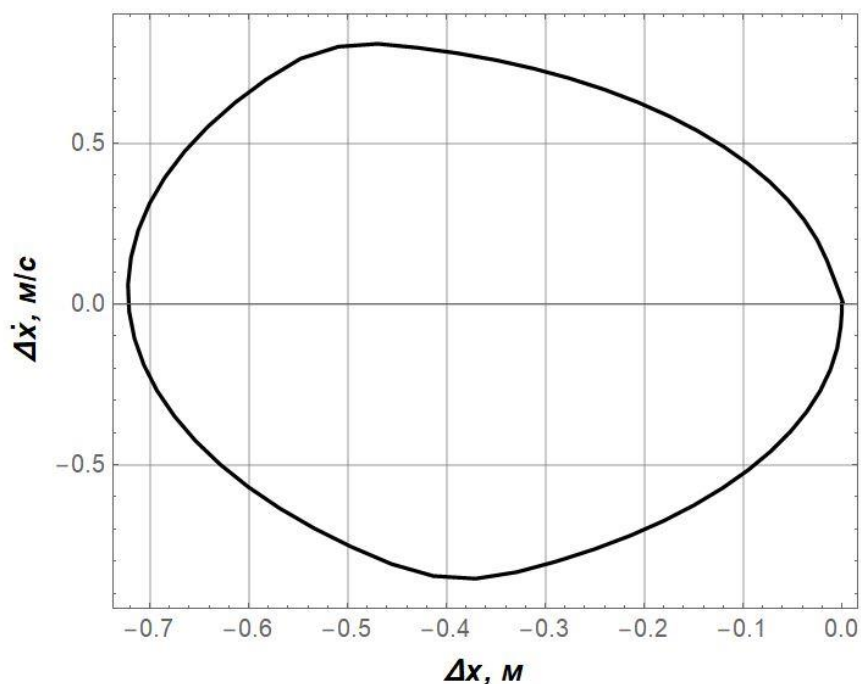


Рисунок 3.8 – Фазовий портрет маятникових коливань вантажу під час гальмування крану з вантажем

На рис. 3.9 наведено графік зміни потужності та зусилля за повний цикл переміщення системи з підвішеним на гнучкому підвісі вантажем. На графіку видно, що потужність та рушійне зусилля мають знакозмінний характер.

Практична реалізація такого закону вимагає застосування рекуперативного гальмування, що може бути виконано із використанням сучасних частотно-керованих приводів. Характер зміни рушійного зусилля є доволі плавним, що позитивно відображається на довговічності приводу та металоконструкції крану.

З рис. 3.10 видно, що на початку руху швидкість крана значно зростає. Вона перевищує усталену швидкість, що є недоліком даного режиму руху оскільки при цьому з мережі споживається додаткова енергія на збільшення кінетичної енергії руху системи.

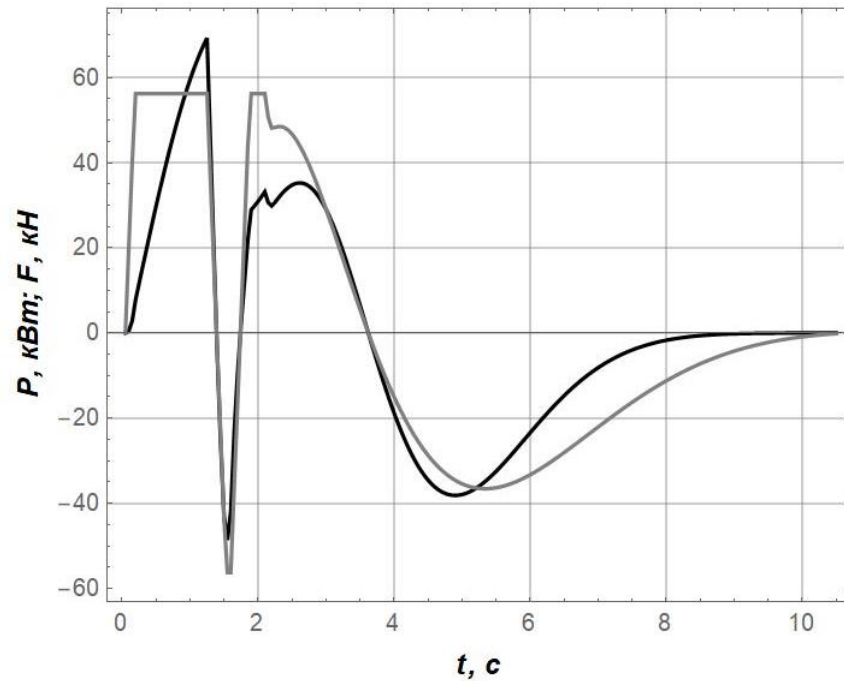


Рисунок 3.9 – Графік зміни потужності та зусилля приводу крана з вантажем для повного циклу переміщення

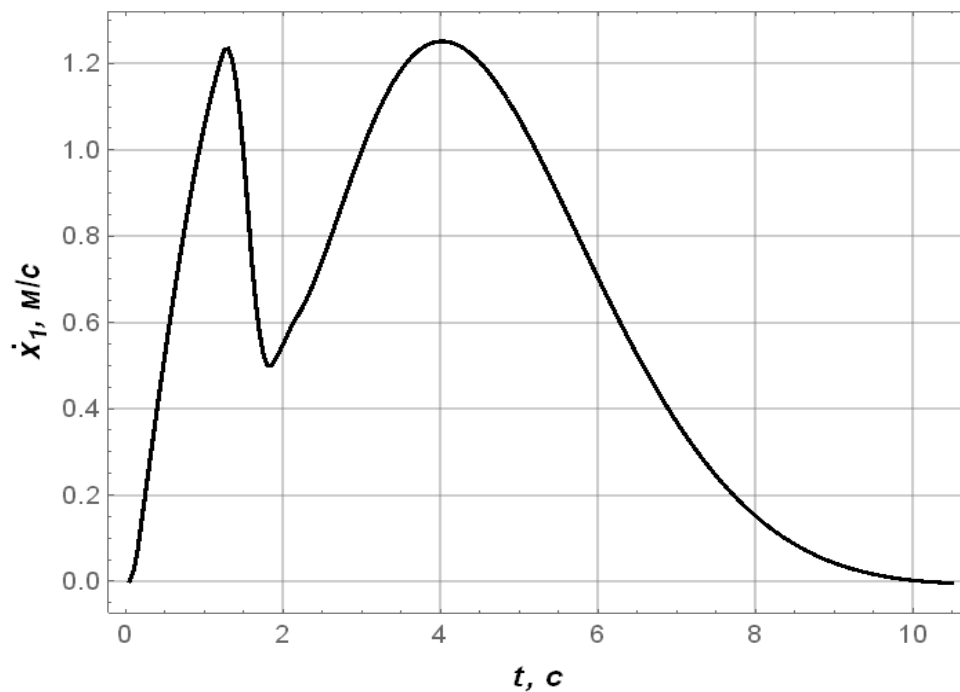


Рисунок 3.10 – Швидкість крана з вантажем

Чисельні показники, що отримані у результаті моделювання руху динамічної системи при її оптимальному русі, представлено у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Чисельні значення оціночних показників

Показник	Режим руху			
	Одиниця виміру	Повний цикл переміщення	Розгін	Гальмування
Екстремальні показники:				
- потужність	кВт	69,28	63,34	-59,71
- рушійне зусилля	кН	56,25 (-56,25)	56,25	-56,25
- відхилення вантажу від вертикалі	м	0,925	0,723	0,722
Середньоквадратичні показники:				
- потужність	кВт	25,28	21,18	26,93
- рушійне зусилля	кН	31,10	40,63	40,39
- відхилення вантажу від вертикалі	м	0,371	0,413	0,413
Тривалість руху	с	10,47	3,22	3,19

Як видно з табл. 3.4 під час повного циклу переміщення крана з вантажем максимальне відхилення вантажу не перевищує 0,925 метра. При розгоні та гальмуванні ці цифри менші. Отже, у випадку, коли критичним є саме цей показник, доцільно використовувати оптимальне регулювання для двох режимів: розгону та гальмування. Показники максимальної потужності для різних режимів різняться між собою. Більше значення відповідає повному циклу переміщення системи, що також дає підстави рекомендувати застосовувати дворежимне оптимальне регулювання. З іншої сторони за середньоквадратичними величинами рушійного зусилля та відхиленням

вантажувід вертикалі повний цикл переміщення є кращим. Це, однак, пояснюється його більшою тривалістю.

3.4 Синтез нейрорегулятора у задачі оптимального регулювання руху системи „кран-вантаж”

3.4.1 Розв’язання задачі

У даній задачі оптимізаційним критерієм виступає комплексний показник (3.6), який на компромісній основі відображає тривалість розгону та середньоквадратичне значення динамічної складової потужності приводу. У задачі використано крайові умови (3.1) та обмеження на рух (3.7) та (3.8). Як і в попередніх випадках для розв’язання задачі синтезу оптимального регулятора була використана математична модель (2.1).

Всі розрахунки проведені для вантажопідйомного крана, параметри якого приведені в табл. 3.2.

Для того, щоб знайти розв’язок задачі використаємо апроксиматор оператора функції рушійного зусилля $F=F(\dot{x}_1, \Delta x, \Delta \dot{x})$. У цьому виразі позначення Δx та $\Delta \dot{x}$ відповідають різницям відповідно положень і швидкостей крана і вантажу. Даний оператор використаний для того, щоб підвищити робастність регулювання. Він, на відміну від лінійних (які використані у попередніх задачах), менш чутливий до зміни параметрів системи, що, у свою чергу, дає змогу забезпечити меншу варіабельність величини оптимізаційного критерію при зміні маси вантажу та довжини гнучкого підвісу тощо.

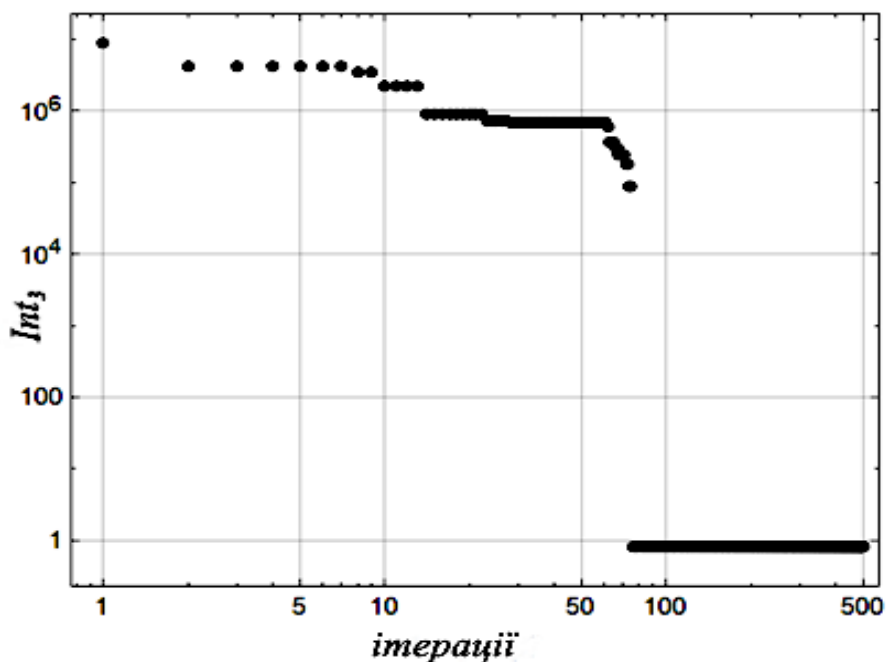
Відомо [12-13], що одним із найпотужніших апроксиматорів функцій є штучна нейронна мережа. Тому використаємо у даному дослідженні нейронну мережу прямого поширення із трьома входами (за кількістю фазових координат системи $\dot{x}_1, \Delta x, \Delta \dot{x}$), одним виходом (вона відповідає величині F), одним прихованим шаром з п’ятьма нейронами в ньому.

Кожен нейрон характеризується активаційною функцією „арктангенс”. Нейронна мережа є повнозв’язною, а на кожен нейрон також подається сигнал біаса (зміщення).

Таким чином, задача синтезу регулятора полягає у навчанні нейронної мережі, тобто визначенні компонентів тензора ваг і матриці біасів. Загалом необхідно було визначити 20 ваг і 6 біасів штучної нейронної мережі.

Для того, щоб отримати такі значення компонентів тензора ваг і матриці біасів нейронної мережі, які відповідають моделі (2.1), критерію оптимізації (3.6) та крайовим умовам (3.2), використаємо модифікацію методу рою часточок ME-D-PSO [11]. Кількість ітерацій алгоритму прийнята рівною 500. Кількість часточок в рої – 30.

Процес навчання нейронної мережі можна проілюструвати за допомогою графіка зменшення величини критерію (3.6) (рис. 3.11).



нейронної мережі підбираються таким чином, щоб забезпечити мінімуму критерію (3.6). Про це свідчить поступове зменшення величини критерію Int_3 .

У результаті отримано такі значення компонентів критерію (3.6): $t_s=5,16$

$$c, \sqrt{t_s^{-1} \int_0^{t_s} P^2 dt} = 17516 \text{ Вт. Отримані величини ваг і біасів представимо у вигляді}$$

трьох матриць і одного скаляра:

$$1) \text{ матриця ваг прихованого шару } \begin{bmatrix} 0,692 & -1,9997 & 0,337 \\ -2,000 & 0,011 & -0,250 \\ -0,275 & 0,304 & 1,219 \\ 0,303 & 0,229 & -1,129 \\ 1,319 & -1,238 & -1,781 \end{bmatrix};$$

$$2) \text{ матриця ваг вихідного шару (один нейрон) } \begin{bmatrix} 0,411 \\ 1,789 \\ -1,976 \\ -0,843 \\ 0,053 \end{bmatrix};$$

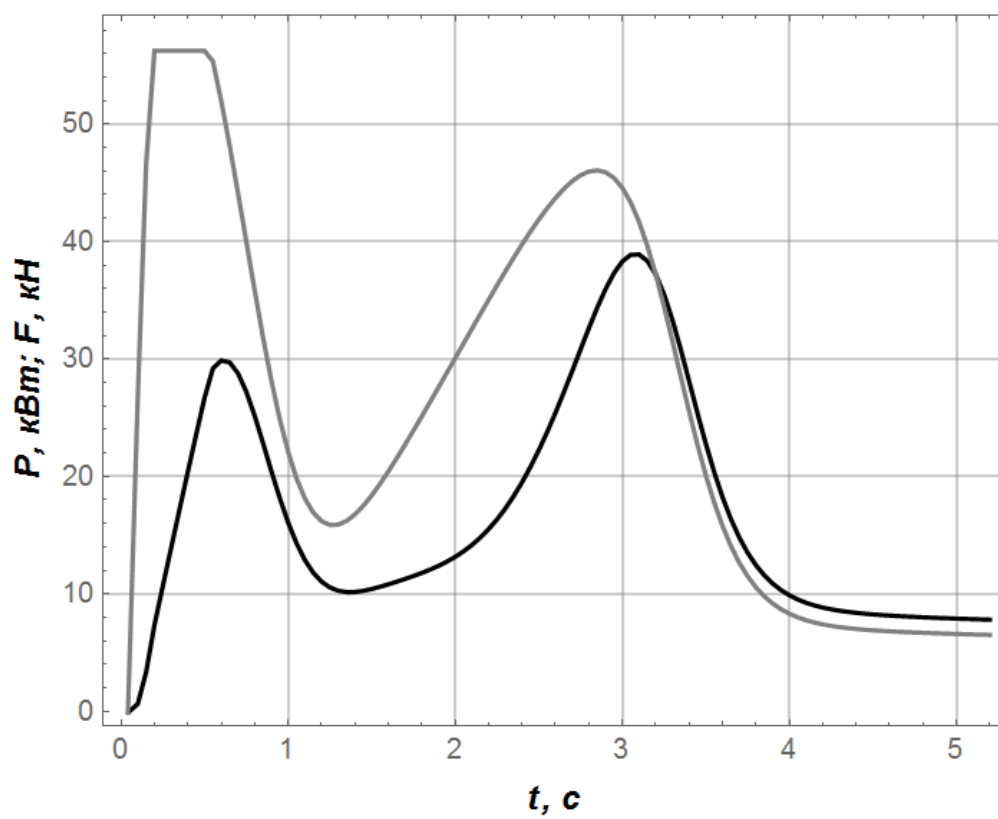
$$3) \text{ матриця біасів прихованого шару } [0,567 \quad 0,818 \quad 1,954 \quad -1,415 \quad -1,360]$$

;

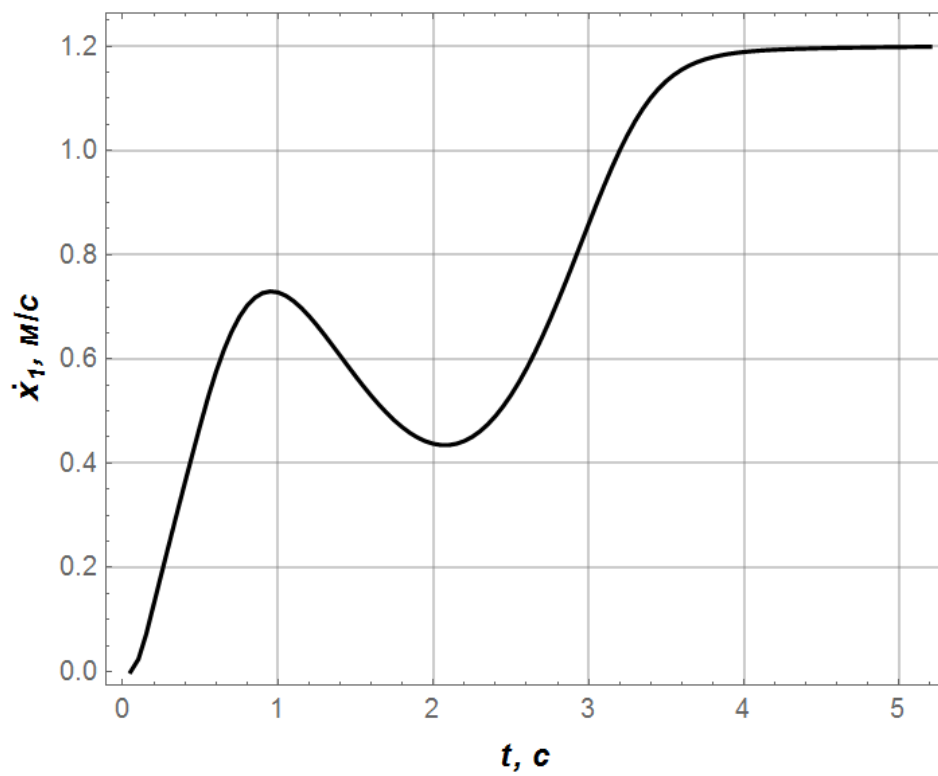
$$4) \text{ скаляр-біас вихідного шару (один нейрон) } -0,132.$$

3.4.2 Дослідження динаміки руху системи

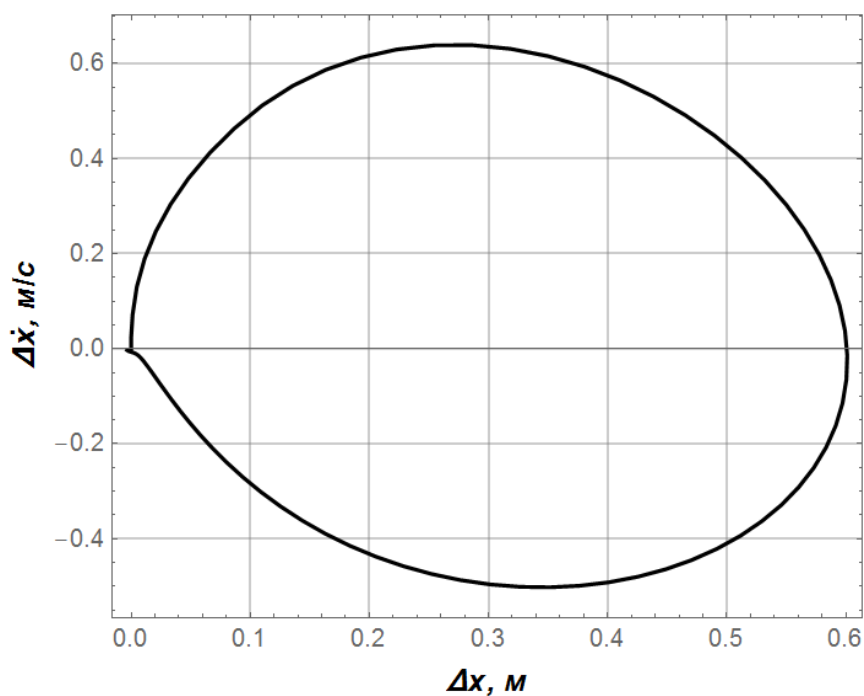
Для того, щоб проілюструвати отримані результати наведемо графіки функцій (рис. 3.12). З рис. 3.12, а видно, що рушійне зусилля протягом розгону крана досягає верхньої границі, але не перевищує її. Це забезпечує дотримання перевантажувальної здатності приводу механізму переміщення крана.



a)



б)



в)

Рисунок 3.12 – Графіки функцій, які відповідають оптимальному керуванню:
 а) потужність приводу механізму переміщення крана (чорна крива) та
 рушійне зусилля приводу (сіра крива); б) швидкість переміщення крана; в)
 фазовий портрет маятникових коливань вантажу

Аналізуючи графік, що показано на рис. 3.12, а, приходимо до висновку, що наростання та спадання рушійного зусилля відбувається з певним темпом, тобто без розривів першого роду. Це позитивно відобразиться на динаміці керування, а також робить реалізацію керування можливою засобами асинхронного частотно-керованого електроприводу.

Функція швидкості переміщення крана (рис. 3.12, б) є плавною, що не викликає значних динамічних навантажень у елементах приводу та металоконструкції крана. Отримане оптимальне керування дозволяє усунути коливання вантажу, що підтверджується фазовим портретом (рис. 3.12, в).

Крім того, було розраховано основні оціночні показники руху системи при оптимальному керуванні, які наведено у табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Оціночні показники оптимального керування рухом крана

	Показник	Одиниця вимірювання	Значення
Максимальне значення	Потужність приводу	Вт	38906
	Рушійне зусилля	Н	56250
	Амплітуда коливань вантажу	м	0,601
Середньоквадратичне значення	Потужність приводу	Вт	17516
	Рушійне зусилля	Н	25967
	Відхилення канату з вантажем від вертикалі	м	0,198

Аналіз даних, які наведено у табл. 3.5, показує, що оптимальне керування забезпечує прийнятні, з точки зору практичної реалізації, показники руху крана протягом розгону.

Таким чином, застосування штучної нейронної мережі в сукупності з метаевристичним методом оптимізації ME-D-PSO, який був використаний для її навчання, дав змогу отримати розв'язок досить складної задачі оптимального керування.

Висновки до третього розділу:

1. В розділі виконано постановку та розв'язання задач синтезу оптимального регулятора для режиму розгону, гальмування та повного циклу переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі, який дає змогу усунути маятникові коливання вантажу. Вперше при розв'язанні задач синтезу оптимального регулятора системи „кран-вантаж” використано сукупно наступні обмеження: на величину рушійного зусилля, на швидкість його зміни в часі, на неперевикнення номінальної швидкості руху крана та на реверс приводу крана.
2. Розроблено єдиний підхід до розв'язання задач синтезу регуляторів руху системи “кран-вантаж”. Він передбачає: пошук області стійкості руху системи, дискретизацію математичної моделі, формування термінального критерію, формування узагальненого критерію із заданою топологією, застосування модифікованого методу рою часток для пошуку чисельних значень коефіцієнтів лінійних або нелінійних регуляторів. Для розв'язування задач застосовувано модифіковані методи рою часток ME-D-PSO та ME-PSO.
3. У результаті розв'язання задач отримані наступні коефіцієнти лінійного регулятора: без компонента позиціонування вантажу $K_1=-1898126$, $K_2=611392$, $K_3=25709$; із врахуванням вимоги по позиціонуванню вантажу $K_1=3,171 \cdot 10^5$, $K_2=-1 \cdot 10^6$, $K_3=-1 \cdot 10^6$; $K_4=2,127 \cdot 10^6$. Моделювання руху крана при умовах зміни довжини гнучкого підвісу та впливу вітрових поривів показав робастність регуляторів.
4. Встановлено, що при дії на вантаж вітрових поривів на 12,5% збільшуються витрати енергії при переміщенні вантажу, що викликано необхідністю подолання їх дії для забезпечення усунення маятникових коливань вантажу.

5. Розв'язано задачу синтезу оптимального регулятора руху системи "кран-вантаж" на основі штучної нейронної мережі. Для цього синтезу оптимального регулятора була використана двомасова математична модель системи „кран-вантаж”. Використання нейронної мережі дозволило забезпечити робастність регулювання та меншу варіабельність величини оптимізаційного критерію при зміні параметрів системи. За допомогою модифікації методу рою часточок ME-D-PSO було проведено навчання нейронної мережі, отримано значення компонентів ваг та біасів штучної нейронної мережі. Аналіз результатів показав, що оптимальне керування забезпечує прийнятні показники руху крана протягом розгону крана.

Список використаної у третьому розділі літератури:

1. Huang, J., Xie, X., & Liang, Z. Control of Bridge Cranes With Distributed-Mass Payload Dynamics. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 20(1). 2015. pp. 481–486. doi:10.1109/tmech.2014.2311825
2. Bao H., An J., Zhou M., Kang Q. A Data-driven MPC Algorithm for Bridge Cranes," *International Conference on Advanced Mechatronic Systems (ICAMechS)*. Vietnam. 2020. pp. 328-332. doi: 10.1109/ICAMechS49982.2020.9310150.
3. Hong, K.-S., Shah U. H., Dynamics and Control of Industrial Cranes. *Advances in Industrial Control*. Springer. 2019. P. 191. doi:10.1007/978-981-13-5770-1.
4. T. Wang et al., Global-Equivalent Sliding Mode Control Method for Bridge Crane. *IEEE Access*. vol. 9. pp. 160372-160382. 2021. doi: 10.1109/ACCESS.2021.3115164.
5. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. Монографія. К. ЦП „КОМПРІНТ”. 2016. 310 с.
6. Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Макарець В. В., Поночовний А. С. Синтез оптимального керування системою „кран-вантаж” у вигляді зворотного зв’язку. *Machinery. Energetics. Journal of Rural Production Research*. Ukraine. 2021.
7. Romasevych Y. O., Loveikin V. S., Makarets V. V., Khoroshun A. S. Synthesis of optimal feedback control of the crane–load system. *International Applied Mechanics*. Vol. 58. No. 2. 2022.
8. Fabian J., Schleuniger P. Detection and synchronisation of moving packaging units on a conveyor belt using a synchronised portal crane. *International Conference on Industrial Process Control and Engineering Applications*, Rome, Italy. 2021.

9. Romasevych, Y., Loveikin V. A novel multi-epoch particle swarm optimization technique. *Cybernetics and Information Technologies*. 2018. №18(3). pp. 62-74.
10. Romasevych Y., Loveikin V., Makarets V. Optimal constrained tuning of PI-controllers via a new PSO-based technique. *International Journal of Swarm Intelligence Research*. 2020. №11 (4). pp. 87-105.
11. Yun B. A Neural Network Approximation Based on a Parametric Sigmoidal Function. *Mathematics*. 2019. 7(3). 262. doi:10.3390/math7030262.
12. Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С., Пилипенко А.П., Макарець В.В. Синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж» Частина 1. *Підйомно-транспортно техніка*. № 62 С. 83-94
13. Ю.О. Ромасевич, В.С. Ловейкін., А.П. Пилипенко, В.В. Макарець. Синтез оптимального регулятора руху системи «кран-вантаж» Частина 2. *Підйомно-транспортно техніка*. 2021. №1 (65). С. 4-16.

4 РОЗДІЛ

ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА МЕТОДИКА ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

5.1 Опис лабораторної установки для проведення досліджень

Для проведення експериментальних досліджень було використано лабораторну установку, яка представляла собою електроталь, що рухалась по металевій балці двотаврового перерізу. Довжина балки складає 5,57 м. Привод візка (електроталі) включає двигун змінного струму потужністю 80 Вт. Радіус колеса візка 0,042 м. Номінальна швидкість руху візка рівна 0,33 м/с. Зовнішній вигляд установки наведено на рис. 4.1.



Рисунок 4.1 – Лабораторна установка для проведення експериментальних досліджень

Керування приводом візка здійснювалось за допомогою перетворювача частоти Mitsubishi Electric FR-E740-060 [1] (рис. 4.2) по аналоговому каналу.



Рисунок 4.2 – Перетворювач частоти Mitsubishi Electric FR-E740-060

Основні технічні характеристики перетворювача частоти наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Технічні характеристики перетворювача частоти Mitsubishi Electric FR-E740-060

Параметр	Значення
1	2
Діапазон напруг живлення, В	380-480
Частота напруги живлення, Гц	50/60
Діапазон вихідних частот, Гц	0,2-400
Вихідна потужність, кВА	4,6

1	2
Номінальна потужність двигуна, кВт	2,2
Номінальний вихідний струм перетворювача, А	6
Характеристика розгону/гальмування	S-подібна, лінійна
Кількість аналогових та цифрових входів	6
Ступінь захисту	IP20

Частотний перетворювач живиться від мережі 380 В. Привід візка підключений до частотного перетворювача, привід підйому вантажу живиться від мережі 380 В та керується з пульта розміщеного в шафі. Маса вантажу змінюється шляхом додавання на гак тарованих вантажів.

Керування частотним перетворювачем, зчитування даних з енкодерів та їх передача на персональний комп'ютер здійснювалась за допомогою програмованого контролера Arduino Uno R3 [2] (рис. 4.3).

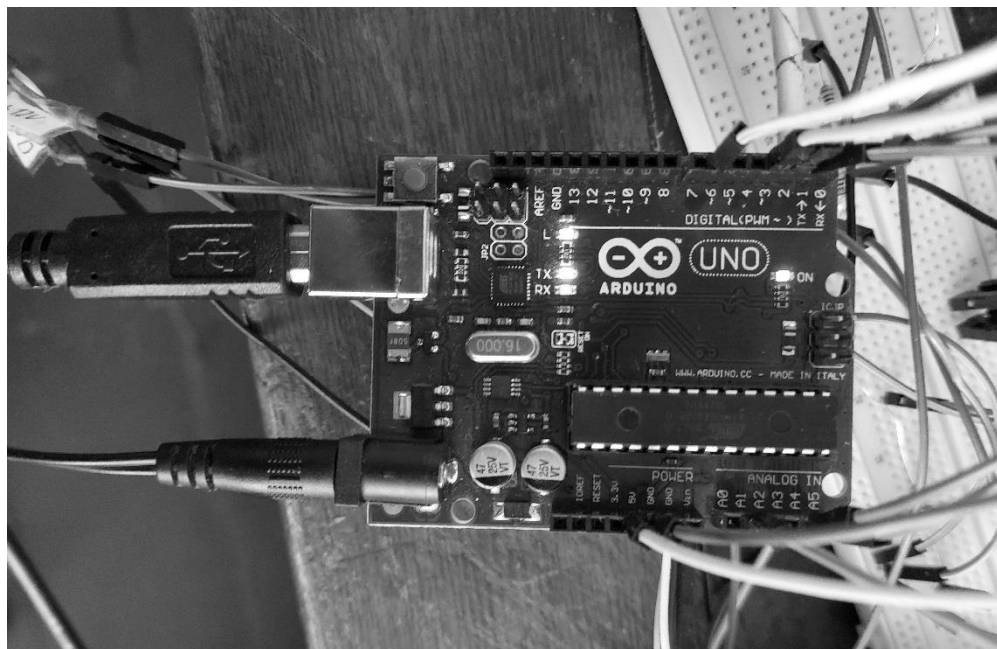


Рисунок 4.3 – Зовнішній вигляд програмованого контролера Arduino Uno R3, що використано під час проведення експериментальних досліджень

Контролер має 14 цифрових входів/виходів, 6 аналогових входів, кварцевий генератор 16 МГц. Основні технічні характеристики контролера наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Технічні характеристики мікроконтролера Arduino Uno R3

Параметр	Значення
Процесор	ATmega328
Робоча напруга, В	5
Вхідна напруга, В	7-12
Постійний струм через на входах/виходах, мА	40
Постійний струм виходу при 3,3 В, мА	50
Об'єм флеш-пам'яті, Кб	32
Тактова частота, МГц	16
Об'єм ОЗП, Кб	2

Програмування контролера відбувалось за допомогою програмного забезпечення Arduino IDE v1.8.15 [3] (рис. 4.4). При програмуванні було встановлено швидкість роботи портів 9600 бод та крок дискретизації часу при зчитуванні даних з енкодерів 40 мілісекунд.

Написаний код, який використано для проведення експериментальних досліджень, наведено у Додатку Д.

Оскільки контролер Arduino Uno не має вбудованого цифро-аналогового перетворювача для формування аналогового сигналу, який, у свою чергу, буде використано для керування частотним перетворювачем, то для цього використано зовнішній модуль ЦАП Microchip MCP4725 [4] (рис. 4.5), основні технічні характеристики якого представлено в табл. 4.3.

```
Файл Правка Скетч Инструменты Помощь
sketch_oct20a666
1 #include <TimerOne.h>
2 #include <SPI.h>
3 #include <SD.h>
4 #include <MovingAverage.h>
5 #include <Wire.h>
6
7 #include <Adafruit_MCP4725.h>
8
9
10 Adafruit_MCP4725 dac;
11
12 MovingAverage<float>test(3, 1);
13
14 MovingAverage<float>test1(20, 2);
15
16 MovingAverage<float>test2(20, 2);
17
18
19 long EncB = 0;
20 long interruptPinA = 3;
21 long interruptPinB = 2;
22 long EncA = 0;
23 float prev_rotA = 0;
24 float prev_rotB = 0;
25 volatile long tm;
26 float spdEncA = 0;
27 float spdEncB = 0;
28
29
30 float f1 = 0;
31 float fx = 81.6;
32 float f = 0;
33 float f0 = 0;
34 float map = 2.5;
35 float a = 0;
36 float da = 0;
37 float x = 0;
```

Рисунок 4.4 – Интерфейс программного забезпечення Arduino IDE v1.8.15

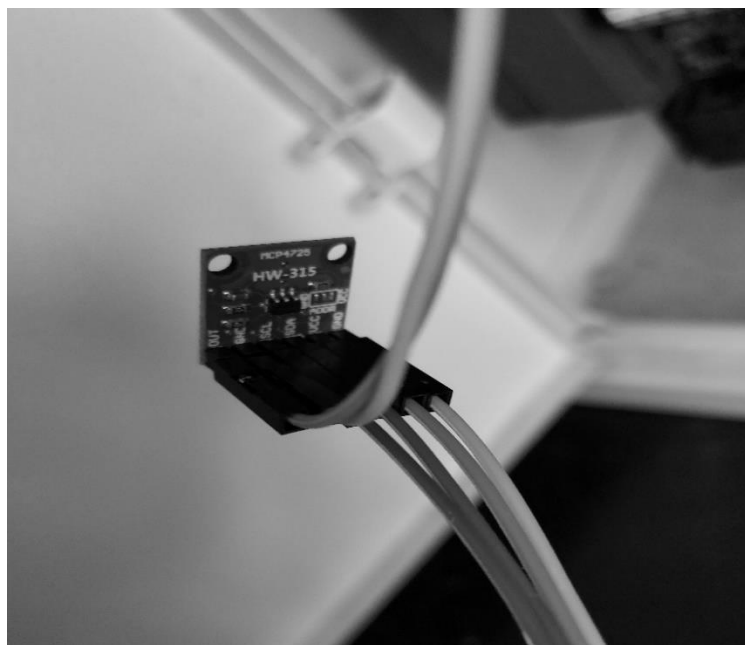


Рисунок 4.5 – Зовнішній вигляд модуля ЦАП Microchip MCP4725

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики модуля ЦАП Microchip MCP4725

Параметр	Значення
Вхідна напруга, В	2,7-5
Вихідна напруга, В	5,5
Вхідний струм, мкА	0,06-400
Диференціальна нелінійність, LSB	0,2
Розрядність	12
Інтерфейс зв'язку	I2C

4.2 Планування експериментальних досліджень

Всі експериментальні дослідження були сплановані з метою дослідження різних характеристик динаміки регулювання руху візка з вантажем на гнучкому підвісі. Вони представляють собою декілька серій, кожна з яких дозволяє забезпечувати усунення маятникових коливань вантажу системи „візок-вантаж”, причому рух системи повинен відбуватись за оптимальним законом.

Перша серія експериментів мала за мету дослідити вплив змінних параметрів динамічної системи (довжини гнучкого підвісі та маси вантажу) на ефективність усунення маятникових коливань вантажу.

Кожен із незалежних факторів змінювався на двох рівнях. Таким чином, для першої серії було проведено $2 \cdot 2 = 4$ експериментів. План експериментів першої серії наведено у табл. 4.4.

У практиці експлуатації кранів прольотного типу часто початок руху візка (або крана) відбувається у момент коли вантаж вже здійснює коливання. Такий прийом є вимушеним заходом, при якому кранівник намагається зменшити тривалість руху задля збільшення продуктивності роботи крана.

Усунення коливань кранівник „відкладає” на останній етап керування, коли необхідно виконувати гальмування системи.

Таблиця 4.4 – План проведення першої серії експериментів

Незалежні фактори	Значення рівнів незалежних факторів			
Довжина підвісу вантажу, м	2		1,3	
Маса вантажу, кг	13	27	13	27
№ експерименту	1	2	3	4

Однак, невелике поєднання тривалості розгону та початкової фази коливань може призвести до значного зростання амплітуди маятникових коливань під час усталеного руху, що значно ускладнює їх усунення під час гальмування системи. Тому друга серія експериментів була проведена з метою дослідження впливу вказаних факторів на ефективність роботи регулятора. Зазначимо, що вказані фактори не були враховані під час розрахунку оптимального регулятора. Можна сподіватись, що наявність цих факторів не погіршить усунення маятникових коливань вантажу. У цій серії експериментів кожен із факторів також варіювався на двох рівнях і тому було проведено $2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ експериментів. План другої серії експериментів наведено у табл. 4.5.

Таблиця 4.5. План проведення другої серії експериментів

Незалежні фактори	Значення рівнів незалежних факторів							
Довжина підвісу вантажу, м	2				1,3			
Маса вантажу, кг	13		27		13		27	
*Початкове відхилення вантажу від вертикалі, град	21,6	0	19,1	0	24	0	24	0
*Початкова швидкість вантажу, град/с	0	55	0	48	0	70	0	58
№ експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8

*Різні значення початкового відхилення та початкової швидкості його зміни в часі зумовлені тим, що не вдалось забезпечити абсолютно однакову енергію коливання на початку руху.

Для першої та другої серій експериментів відстань переміщення візка задана рівною 1,5 м. Саме така відстань використана під час розрахунків оптимального регулятора. Однак, на практиці ця відстань може відрізнятись від заданої. Тому постає задача дослідити вплив відстані переміщення візка на якість усунення коливань вантажу. Для цього було проведено третю серію експериментів, план якої наведено у табл. 4.6. Крім того, для цієї серії здійснювався силовий вплив на вантаж під час його руху (такий вплив може виникнути в результаті вітрового пориву).

Таблиця 4.6. План проведення третьої серії експериментів

Незалежні фактори	Значення рівнів незалежних факторів			
Довжина підвісу вантажу, м	2		1,3	
Маса вантажу, кг	13	27	13	27
Примітка	Силовий вплив на рух вантажу у середині циклу переміщення; відстань переміщення рівна 2,5 м			
№ експерименту	1	2	3	4

Для всіх серій експериментів кратність їх проведення складала 5.

4.3 Опис вимірювально-реєструючого обладнання та програмного забезпечення

Для вимірювання відстані переміщення візка був використаний оптичний інкрементальний енкодер із мірним колесом та комплементарним виходом Autonics ENC-1-1-t-24 [5] (рис. 4.6).



Рисунок 4.6 – Енкодер з мірним колесом Autonics ENC-1-1-t-24, закріплений на корпусі візка (колесо датчика прижато до полиці двотавра по якому рухається візок)

Енкодер був закріплений на корпусі візка, а мірні колеса прижималися за допомогою пружини до підкранового шляху. Основні технічні характеристики енкодера наведені у табл. 4.7.

Таблиця 4.7. Технічні характеристики енкодера Autonics ENC-1-1-t-24

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	24
Споживана сила струму, А	0,06
Максимальна кількість обертів, об/хв	5000
Рівень захисту	IP50
Вихідні фази	А, В
Кількість вихідних імпульсів при переміщенні на 1 мм	1

Для вимірювання кута коливань вантажу був використаний оптичний інкрементальний енкодер Autonics E40S6-5000-3-T-24 [6] (рис. 4.7).



Рисунок 4.7 – Інкрементальний енкодер Autonic E40S6-5000-3-T-24 для вимірювань кута відхилення канату від вертикалі (вал енкодера з'єднаний із гілками каната)

Енкодер закріплюється на електроталі, а для передачі коливань вантажу використовується штанга, яка однією стороною через муфту приєднана до валу енкодера, а іншою стороною кріпиться до вантажного канату. Основні характеристики енкодера Autonic E40S6-5000-3-T-24 наведені у табл. 4.8.

Таблиця 4.8. Технічні характеристики енкодера Autonic E40S6-5000-3-T-24

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	24
Споживана сила струму, А	0,02
Точність датчика, імп/об	5000
Рівень захисту	IP50

Для живлення енкодерів був використаний блок живлення постійного струму SPD-12051 [7] (рис. 4.8).

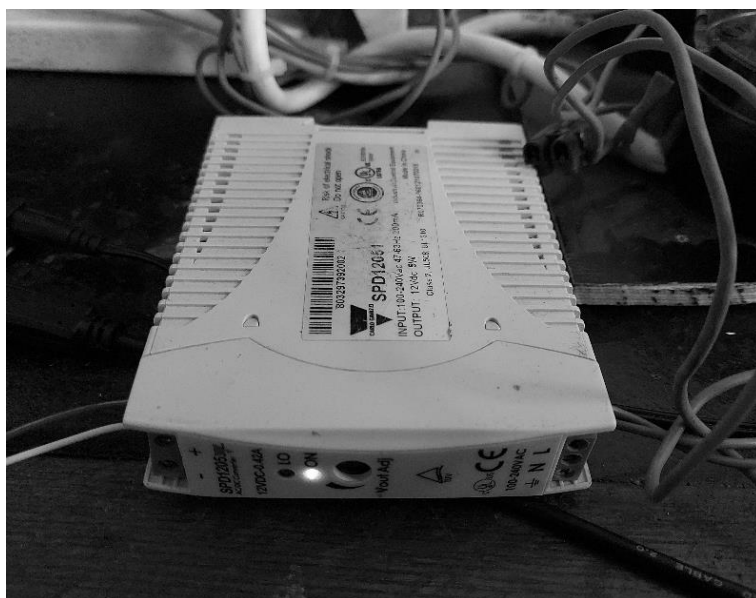


Рисунок 4.8 – Блок живлення SPD-12051

Основні технічні характеристики блока живлення наведені в табл. 4.9.

Таблиця 4.9. Технічні характеристики блока живлення SPD-12051

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	100-240
Споживана сила струму, А	0,2
Напруга на виході, В	12
Вихідна потужність, Вт	5
Рівень захисту	IP20

Передача даних із мікроконтролера на персональний комп'ютер здійснювалась за допомогою зовнішнього SPP-C Bluetooth модуля з адаптером SPPC HC-05 HC-06 Arduino [8] (рис. 4.9). Його основні технічні характеристики наведені в табл. 4.10.

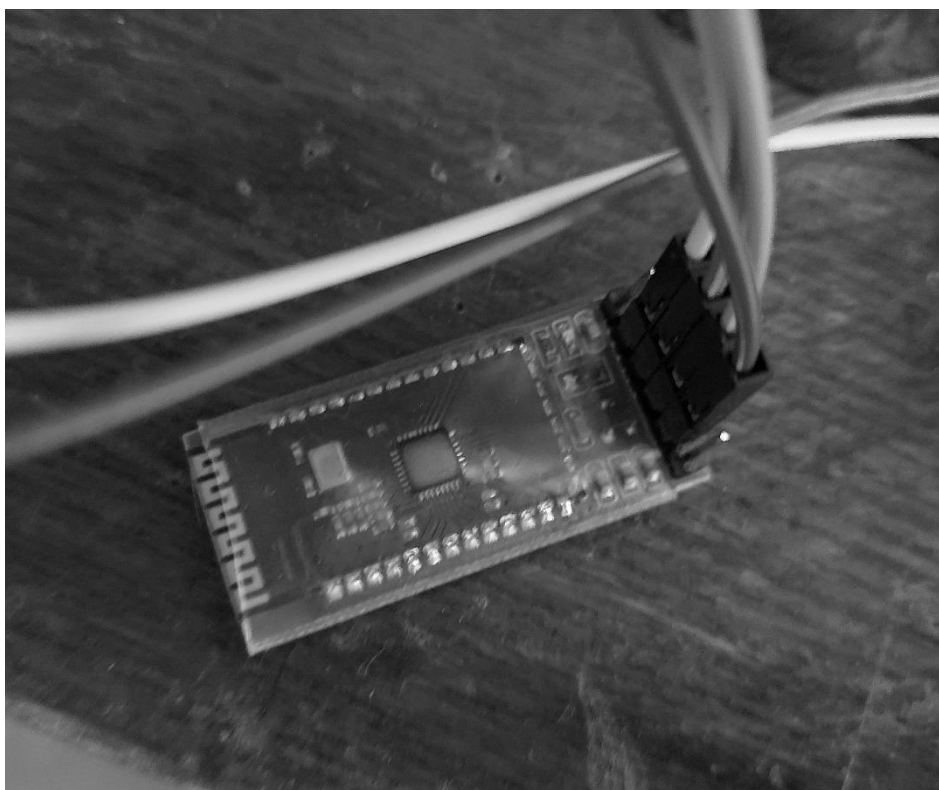


Рисунок 4.9 – Зовнішній SPP-C Bluetooth модуль з адаптером SPPC HC-05
HC-06 Arduino

Таблиця 4.10 Технічні характеристики SPP-C Bluetooth модуля з
адаптером SPPC HC-05 HC-06 Arduino

Параметр	Значення
Контролер	BEKEN BK3231
Зв'язок з Arduino	RS232
Рівень потужності	Bluetooth Class2 (+4 dBm)
Робоча частота, ГГц	2,4
Можливі швидкості передачі даних, бод	1200 - 115200
Напруга живлення, В	3,6-6
Струм живлення, мА	30-40
Апаратна підтримка	Bluetooth 2.0+EDR

Програмна реалізація запису даних на персональний комп'ютер виконана із використанням програмного забезпечення Tera Term [9] (рис. 4.10)

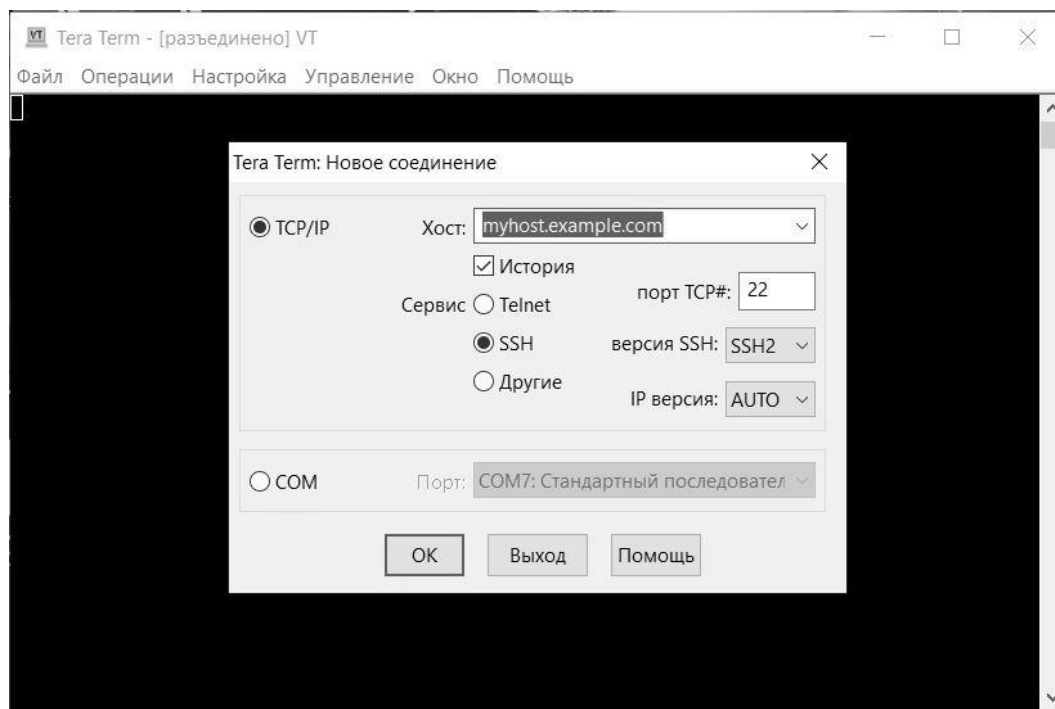


Рисунок 4.10 – Интерфейс программы Tera Term

4.4 Розрахунок коефіцієнтів регулятора руху візка з вантажем для проведення експериментів

4.4.1 Ідентифікація динамічної системи

Для ідентифікації моделі динамічної системи було використано штучну нейронну мережу. Для цього було зібрано два масиви даних: один для навчання нейронної мережі, а другий – для оцінки якості прогнозу динаміки руху системи. У подальшому навчена нейронна мережа дасть змогу використовувати її як математичну модель руху динамічної системи „візок-вантаж”.

Обидва масиви даних (для навчання та для тестування) представлені у наступному вигляді:

(4.1)

$$[x_i, v_i, \alpha_i, \omega_i, f_i]^T \rightarrow [x_{i+1}, v_{i+1}, \alpha_{i+1}, \omega_{i+1}, f_{i+1}]^T,$$

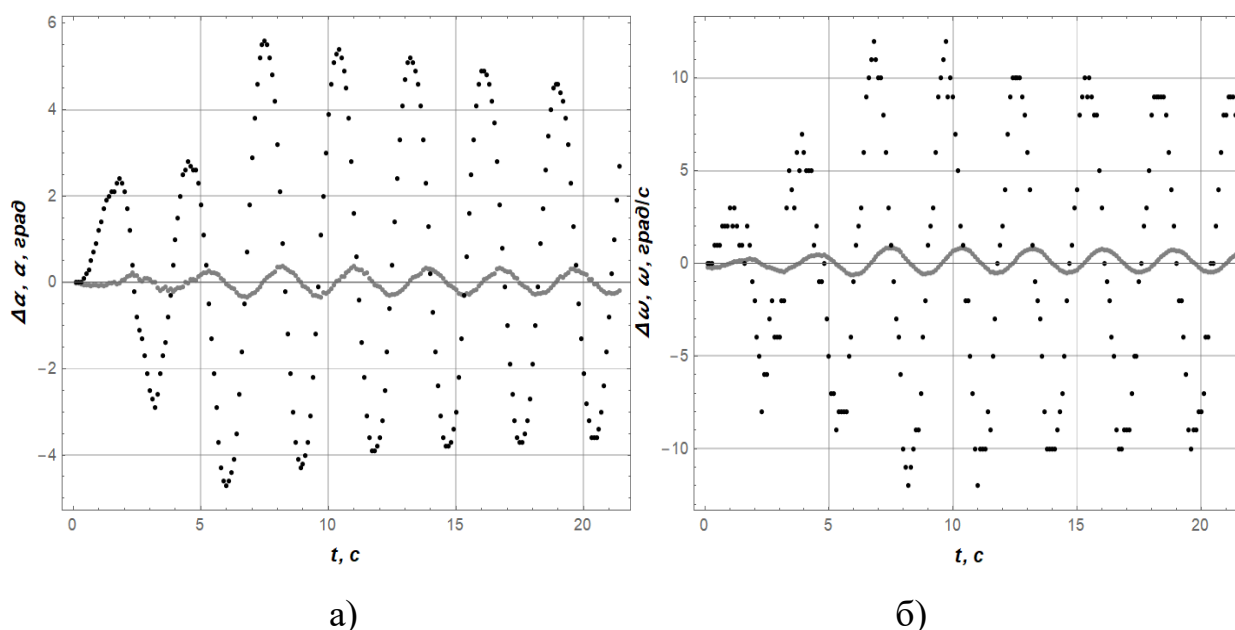
де i – порядковий номер i -того фрейма даних, $i \in (1, I_{train})$ (довжина даних для навчання $I_{train}=186$); x та v – відповідно положення (м) та швидкість (м/с) візка; α та ω – кут (град) відхилення канату з вантажем від вертикалі та швидкість зміни цього кута (град/с); f – частота напруги живлення приводу візка, Гц. Тривалість між опитуваннями датчиків становила 0,1 с.

Моделювання руху динамічної системи, було обрано мережу прямого поширення із одним прихованим шаром та п'ятьма нейронами в ньому.

Функцією активації кожного нейрона є гіперболічний тангенс ($arctan$). Також для кожного нейрона використано біаси (зміщення), які також необхідно знайти у процесі навчання мережі. Навчання мережі проводилось із застосуванням методу ADAM [10].

Щоб підтвердити високу якість ідентифікації динамічної системи використаємо графічні залежності (рис. 4.11) та числові оцінки.

Чорні точки представляють дані тестування, а сірі – відображають абсолютну похибку прогнозу (відхилення передбачуваного значення від тестового позначається як Δ).



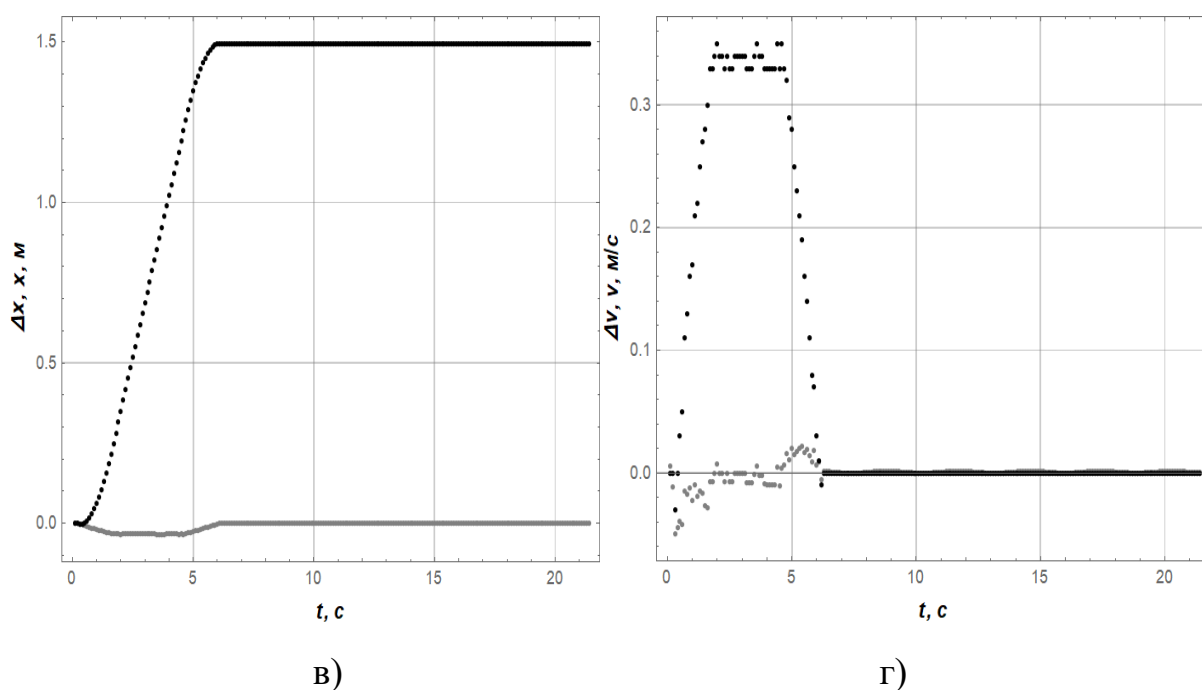


Рисунок 4.11 – Графіки тестових даних та похибки прогнозу, яку виконує навчена штучна нейронна мережа для характеристик: а) α ; б) ω ; в) x ; г) v

Числовими значеннями, які допомагають оцінити якість прогнозу, є відповідні коефіцієнти варіації. Вони обчислюються за формулами:

$$E_{\alpha} = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (\alpha_i^{test} - \alpha_i^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} \alpha_i^{test} \right)^{-1} 100; \quad (4.2)$$

$$E_{\omega} = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (\omega_i^{test} - \omega_i^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} \omega_i^{test} \right)^{-1} 100; \quad (4.3)$$

$$E_x = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (x_i^{test} - x_i^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} x_i^{test} \right)^{-1} 100; \quad (4.4)$$

$$E_v = \sqrt{I_{test}^{-1} \sum_i^{I_{test}} (v_i^{test} - v_i^{pred})^2} I_{test} \left(\sum_i^{I_{test}} v_i^{test} \right)^{-1} 100. \quad (4.5)$$

Верхній індекс *pred* означає, що ці дані отримані за допомогою штучної нейронної мережі. Розрахунки дають наступні величини: $E_{\alpha}=6,85\%$, $E_{\omega}=8,89\%$, $E_x=3,69\%$, $E_v=6,69\%$.

Величини показників (4.2)-(4.5), а також графічні залежності (рис. 4.11) показують, що навчена штучна нейронна мережа може у подальшому використовуватись для розрахунків коефіцієнтів оптимального регулятора.

4.4.2 Розрахунок коефіцієнтів регулятора

Для того, щоб усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі необхідно задати форму регулятора, яка б включала всі фазові координати руху системи. Таку форму ми представимо у наступному вигляді:

$$f_{i+1} = \begin{cases} 0, & \text{якщо } K_1\alpha_i + K_2\omega_i + K_3(x_T - x_i) + K_4v_i \leq 0; \\ K_1\alpha_i + K_2\omega_i + K_3(x_T - x_i) + K_4v_i, & \\ \text{якщо } 0 \leq K_1\alpha_i + K_2\omega_i + K_3(x_T - x_i) + K_4v_i \leq 50; & \\ 50, & \text{якщо } K_1\alpha_i + K_2\omega_i + K_3(x_T - x_i) + K_4v_i \geq 0, \end{cases} \quad (4.6)$$

де K_1, K_2, K_3, K_4 – невідомі коефіцієнти, які необхідно визначити. Не будемо докладно зупинятись на методиці розрахунку коефіцієнтів регулятора, оскільки вона подібна до тієї, що використана у попередніх розділах. Зазначимо лише те, що розраховані таким чином значення коефіцієнтів, які рівні $K_1=-9,8729, K_2=2,4705, K_3=199,625, K_4=-103,649$, відповідають стійкості руху системи та забезпечують досягнення мінімуму наступного критерію оптимізації:

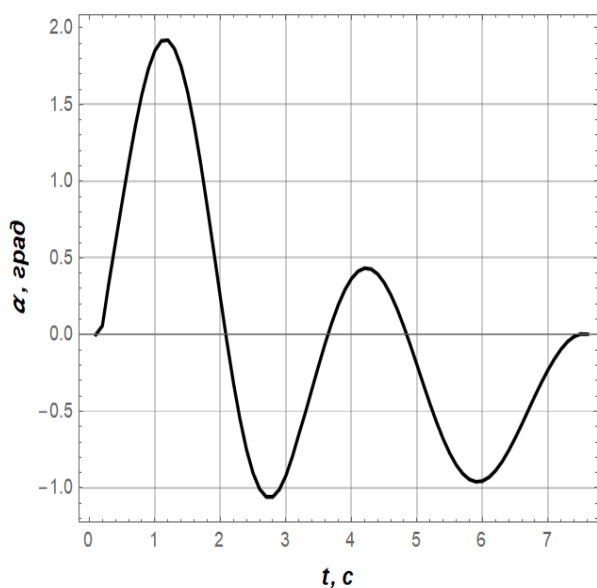
$$Cr = 0,02 \sum_{i=0}^{10t_p} |x_T - x_{ui}| + 0,05 \sum_{i=0}^{10t_p} |f| + 0,2S_f, \quad (4.7)$$

де t_p – тривалість регулювання; S_f – кількість перевищень вихідною частотою перетворювача частоти швидкості зміни частоти 2 Гц/с (цей показник введений для того, щоб забезпечити плавність наростання та спадання частоти); коефіцієнти при окремих доданках критерію (0,02, 0,05, 0,2) задані виходячи з

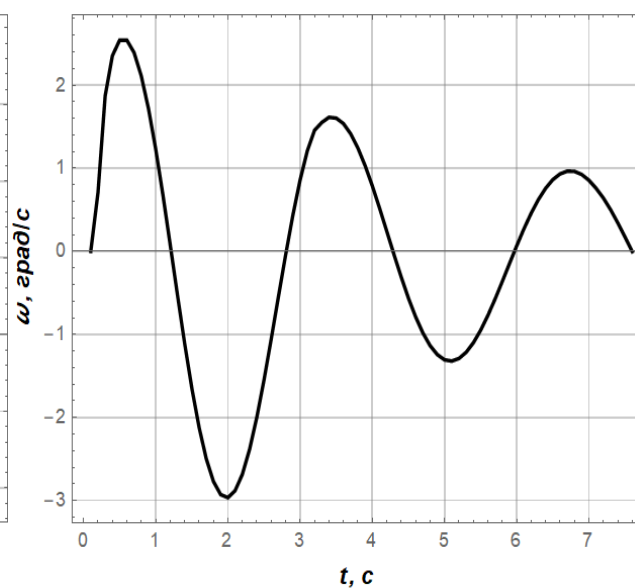
умов важливості відповідних складових: найбільш важливою є оснання, а найменш важливою складова критерію (4.7).

У результати проведених розрахунків отримано наступні графічні залежності, які ілюструють рух системи при керуванні за допомогою регулятора (4.6) з вказаними вище коефіцієнтами (рис. 4.12).

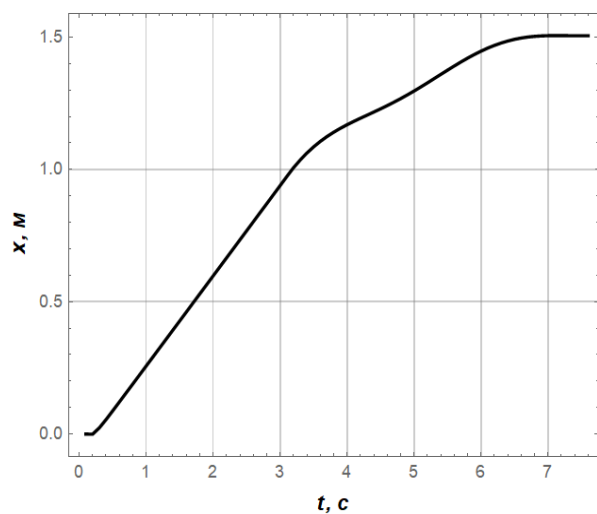
Аналіз графічних залежностей (рис. 4.12) показує усунення маятникових коливань вантажу у кінці руху візка.



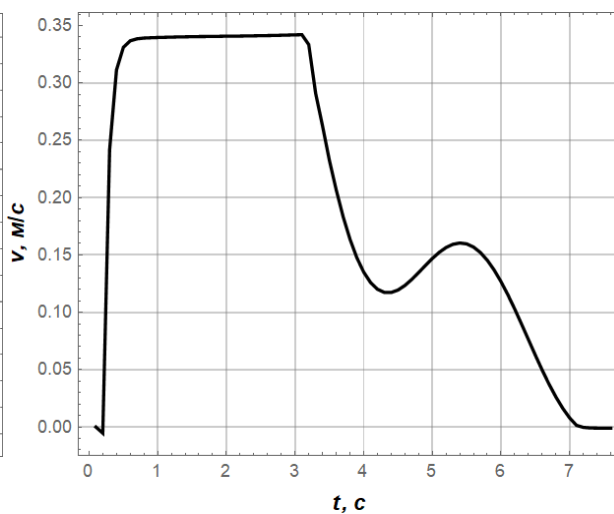
а)



б)



в)



г)

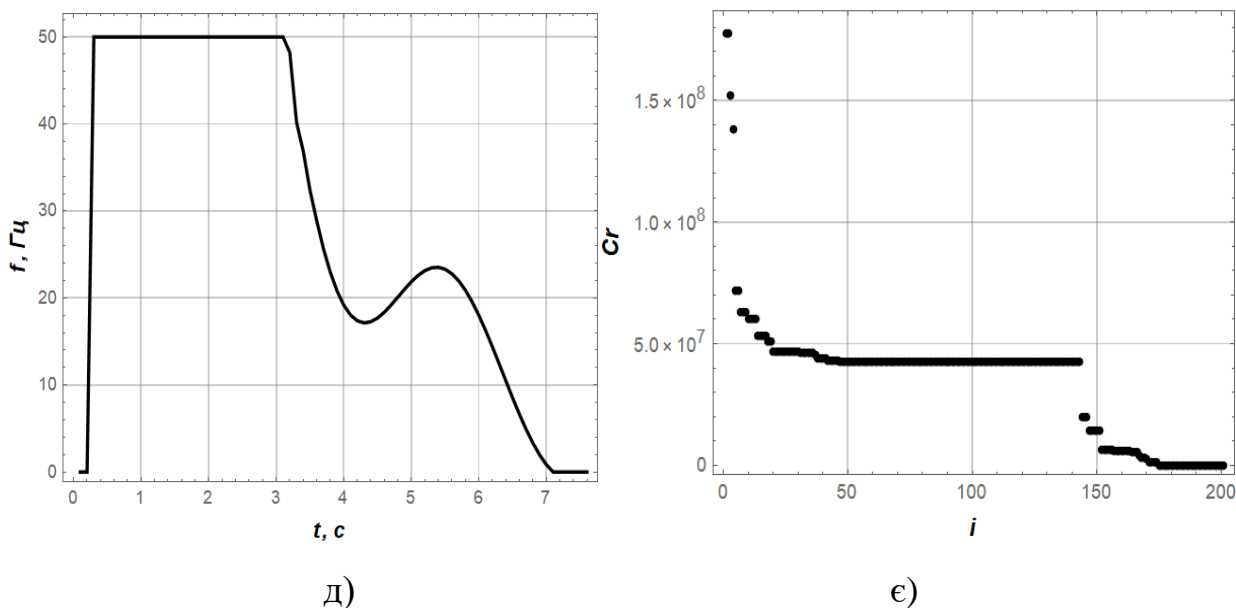


Рисунок 4.12 – Графіки фазових координат руху системи та частоти напруги живлення приводу візка: а) α ; б) ω ; в) x ; г) v ; д) f ; е) зменшення критерію Cr під час розрахунку коефіцієнтів K_1, K_2, K_3, K_4

4.5 Методика обробки масивів експериментальних даних

В третьому розділі проведено теоретичні дослідження руху системи «кран-вантаж» на основі яких отримано масив теоретичних даних, який необхідний для подальшої обробки. Отримані дані шляхом проведення експерименту записуються на комп'ютер у вигляді масиву. Масиви теоретичних та експериментальних даних, необхідні для визначення абсолютної похибки, визначення якої дає змогу зрозуміти на скільки експериментальні дані відрізняються від теоретичних.

Для подальшого аналізу були обрані наступні абсолютні оціночні показники: мінімальне, максимальне та середньоквадратичне значення похибки (розбіжності експериментальних та теоретичних даних). Для визначення оціночних показників використовувались наступні формули:

$$\Delta a_{\min} = \min(x_{t,i} - x_{e,i}), i \in (\overline{1, n}) \quad (4.8)$$

$$\Delta a_{max} = \max(x_{t,i} - x_{e,i}), \quad (4.9)$$

де Δa_{min} , Δa_{max} – мінімальна та максимальна абсолютна похибка, $x_{t,i}$ – теоретичне значення величини $x_{e,i}$ – експериментальне значення величини.

$$\Delta_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{t,i} - x_{e,i})^2}{n}}, \quad (4.10)$$

де Δ_s – середньоквадратичне відхилення, n – розмір вибірки.

Для визначення відносних значень оціночних показників використовувались наступні формули:

$$\Delta v_{min} = \frac{\Delta a_{min}}{x_{cp,i}}; \quad (4.11)$$

$$\Delta v_{max} = \frac{\Delta a_{max}}{x_{cp,i}}, \quad (4.12)$$

де Δv_{min} , Δv_{max} – мінімальна та максимальна відносна похибка, $x_{cp,i}$ – середнє значення.

$$\Delta_{s,v} = \frac{\Delta_s}{x_{cp,i}}, \quad (4.13)$$

де $\Delta_{s,v}$ – відносне значення середньоквадратичного відхилення.

Всі показники розраховані у абсолютних і відносних одиницях.

Обробка масивів даних проводилась за допомогою програмного забезпечення «Wolfram Mathematica».

Висновки до четвертого розділу:

1. Для проведення експериментальних досліджень була використана фізична модель руху крана прольотного типу. Підбрано необхідне вимірювально-реєструюче обладнання, що дозволяє фіксувати положення візка та вантажу і їхні швидкості руху. Для керування моделлю крана обрано частотний перетворювач та систему його керування.
2. Розроблено програму проведення експериментальних досліджень руху візка з вантажем на гнучкому підвісі. Програма проведення експериментів складається з трьох блоків, які загалом налічують 16 експериментів. Незалежними факторами у експериментах виступали: наявність зовнішніх збурень на рух вантажу, початкові умови руху вантажу, маса вантажу, довжина гнучкого підвісу та задана відстань переміщення візка. Кожен фактор варіювався на двох рівнях.
3. Проведено ідентифікацію динамічної системи „візок-вантаж” за допомогою штучної нейронної мережі. Навчену штучну нейронну мережу використано для розрахунку коефіцієнтів оптимального регулятора ($K_1=-9,8729$, $K_2=2,4705$, $K_3=199,625$, $K_4=-103,649$), які забезпечують усунення маятникових коливань вантажу в кінці руху візка.
4. Для оцінки ефективності системи оптимального керування обрано наступні абсолютні та відносні показники: мінімальне та максимальне значення, які відображають найкращі та найгірші показники різниці теоретичних і експериментальних даних, дисперсію, яка відображає розсіювання цих значень.

Список використаної у четвертому розділі літератури:

1. Mitsubishi Electric FR-E740-060. Instruction Manual [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL: <https://www.manualslib.com/products/Mitsubishi-Electric-Fr-E740-060-11373390.html> (дата звернення 09.08.2022).
2. Arduino UNO R3. Product Reference Manual [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL: <https://docs.arduino.cc/resources/datasheets/A000066-datasheet.pdf> (дата звернення 09.08.2022).
3. Arduino IDE: веб-сайт. URL: <https://www.arduino.cc/en/software> (дата звернення 09.08.2022).
4. 2-Bit Digital-to-Analog Converter with EEPROM Memory in SOT-23-6. Programming manual. [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL: <http://ww1.microchip.com/downloads/en/devicedoc/22039d.pdf> (дата звернення 09.08.2022).
5. Wheel type of Incremental Rotary Encoder. Instruction manual [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL: <https://www.autoniconline.com/image/pdf/ENC.pdf> (дата звернення 09.08.2022).
6. Incremental Rotary Encoder. Instruction manual [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL: <https://www.autoniconline.com/image/pdf/E40.pdf> (дата звернення 09.08.2022).
7. Switching Power Supply Type SPD 5W DIN rail mounting. Instruction manual [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL: https://eu.mouser.com/datasheet/2/1032/SPD_5W_DS_ENG-2525468.pdf (дата звернення 09.08.2022).
8. HC Serial Bluetooth Products. User Instructional Manual [Електронний ресурс] – Режим доступа: URL:

https://www.rcscomponents.kiev.ua/datasheets/hc_hc-05-user-instructions-bluetooth.pdf (дата звернення 09.08.2022).

9. Tera Term Open Source Project. веб-сайт. URL: <https://ttssh2.osdn.jp/index.html.en> (дата звернення 09.08.2022).
10. Kingma, Diederik P., and Jimmy Ba. "Adam: A method for stochastic optimization." *arXiv preprint arXiv:1412.6980* (2014). pp. 1-15.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПРИЧИН ВІДХИЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

5.1 Умови аналізу результатів експериментів

Метою проведення експериментів було встановлення якості регулювання руху системи при змінних параметрах системи, визначення здатності системи регулювання швидкості візка з вантажем гасити коливання вантажу на гнучкому підвісі при дії зовнішніх впливів. Під час проведення експерименту зовнішні впливи змодельовані відхиленням вантажу на початку руху або в середині руху візка з вантажем (виконувався поштовх вантажу), в залежності від умов проведення експерименту. Ці фактори необхідні для того щоб встановити, як система регулювання швидкості руху візка відреагує на непередбачувані впливи, що діють на вантаж під час руху.

Проведено серію з 16 експериментів з різними рівнями незалежних факторів: довжиною гнучкого підвісу, масою вантажу, заданою відстанню, на яку повинен переміститись візок з вантажем. Більш детально умови проведення експериментів наведені в табл. 4.4-4.6.

Проведено аналіз всіх експериментальних даних. Однак для представлення обрано експерименти №1 та №16. Експерименти відповідають різним значенням незалежних факторів, при яких вони проводились. Результати решти експериментів приведені в Додатку Е.

Для оцінки експериментальних даних було використано наступні показники: максимальні значення похибки, мінімальне значення похибки та середньоквадратичне відхилення [1-3]. Всі показники наведені у абсолютних та відносних одиницях. Використані показники дають змогу повною мірою

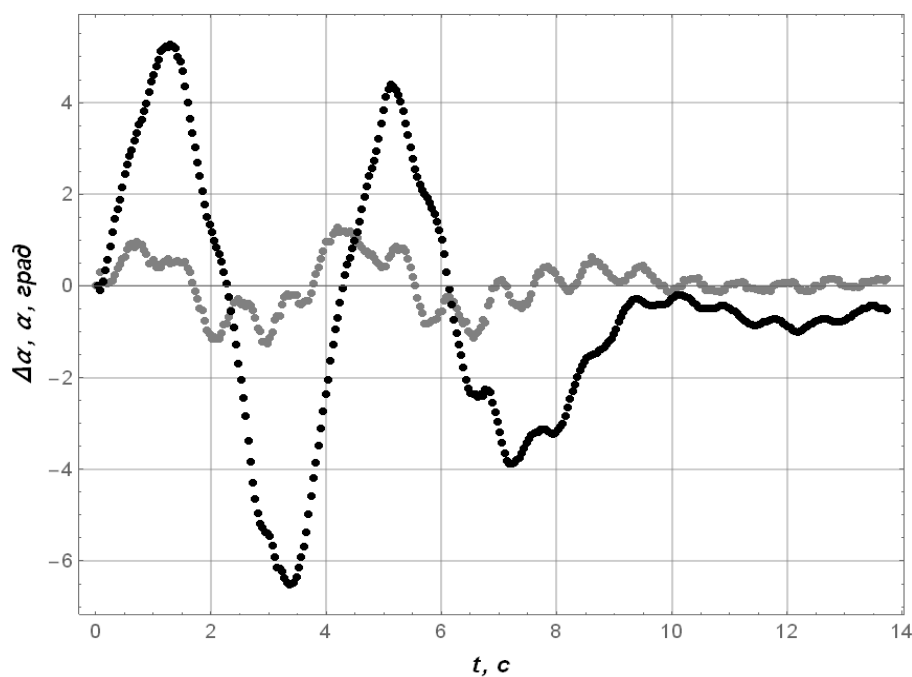
визначити якість роботи системи регулювання швидкості руху візка з вантажем на гнучкому підвісі.

На основі проведеного аналізу було виявлено причини розбіжності експериментальних від теоретичних даних.

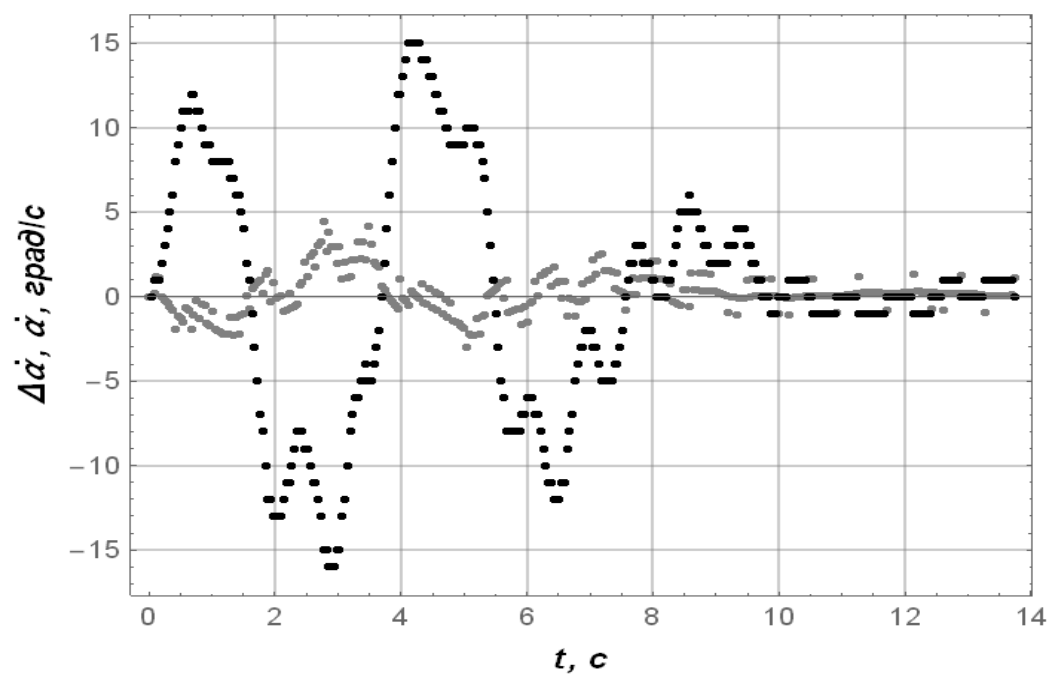
5.2 Аналіз експериментальних даних

При проведенні експерименту №1 було використано наступні параметри системи «кран-вантаж»: довжина гнучкого підвісу 2 метри, маса вантажу 27 кілограм, задана відстань переміщення візка з вантажем 1,5 метри. Отримані у ході проведення експерименту №1 дані наведено на рис. 5.1.

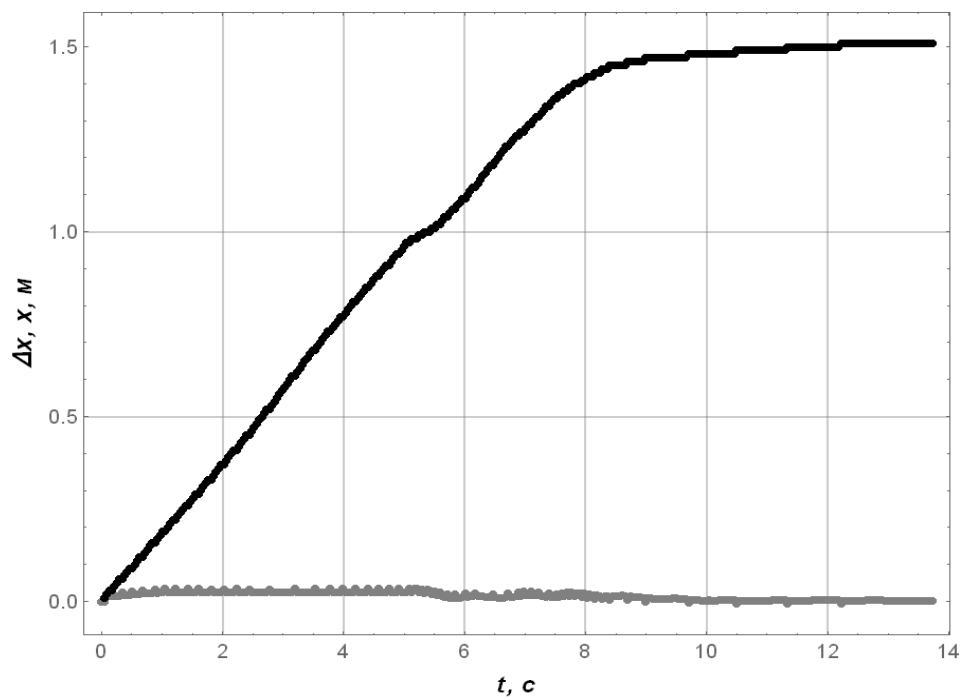
На рис. 5.1 точками чорного кольору показано експериментальні дані, точки сірого кольору відображають відхилення експериментальних даних від теоретичних. Чим ближче сірі точки до осі часу тим вище збіжність експериментальних і теоретичних даних.



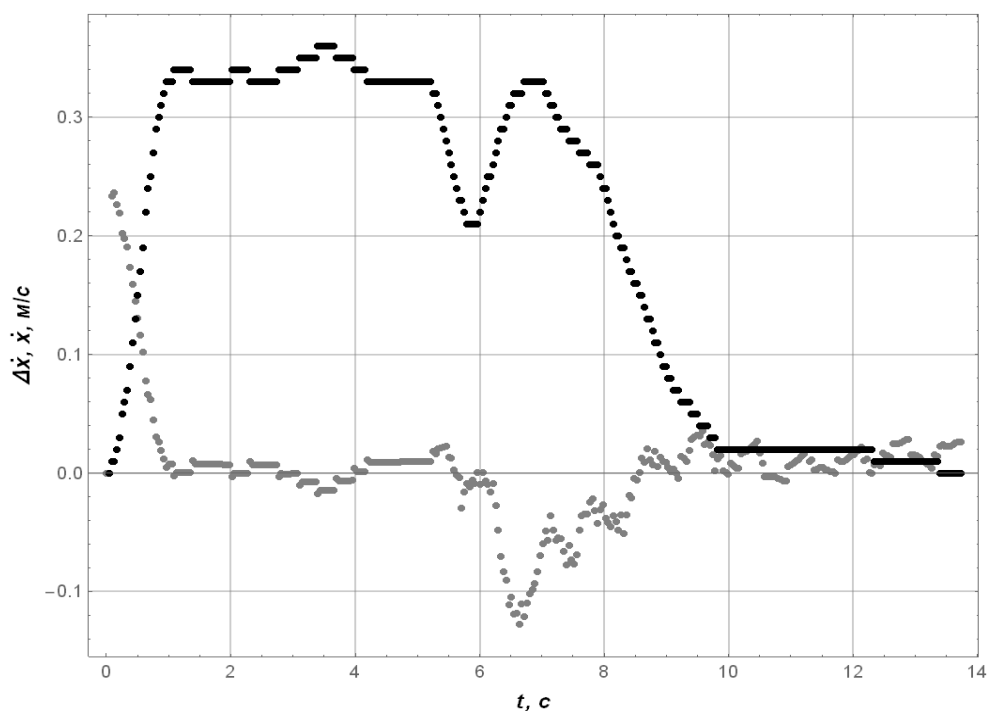
а)



б)



в)



г)

Рисунок 5.1 – Графіки даних для експерименту №1: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Графік, який зображений на рис. 5.1, а, показує відхилення вантажу від вертикалі під час руху візка. На рис. 5.1, а, з початку руху спостерігається коливання вантажу, викликані силою інерції та горизонтальною проекцією сили натягу канату. Амплітуда коливання вантажу під час руху не перевищує 6,3 град. Як видно з рис. 5.1, в кінці руху амплітуда коливання вантажу становить 0,1 град. Починаючи з 9,5 с видно відхилення графіка від осі часу (графік стає від'ємним). Це відхилення (0,4 град) спричинене факторами, які будуть детально пояснені нижче.

На рис. 5.1, б, наведено швидкість коливання вантажу на гнучкому підвісі. Як видно з графіка (рис. 5.1) найбільша швидкість коливання вантажу 15,2 град/с відповідає моменту закінчення розгону візка з вантажем, а в кінці

руху системи спостерігається відхилення дискретної функції від горизонтальної осі, як і у випадку, що зображений на рис. 5.1 а.

Як видно з рис. 5.1, в, відстань, на яку перемістився візок з вантажем, не перевищує задану в умові, а саме 1,5 метри. Це показує високу точність позиціонування вантажу. Графік на рис. 5.1, г, відображає швидкість руху візка. Відхилення сірої лінії від осі часу на початку графіка показує різницю між теоретичною (отриманою за результатами теоретичних розрахунків) та експериментальною (отриманою за результатами вимірювання параметра у ході виконання експериментальних досліджень) швидкістю розгону візка. З 5,5 с до 7 с на графіку видно різке зменшення швидкості до 0,21 м/с і різкий розгін до усталеної швидкості. Такими діями система регулювання швидкості руху візка усуває маятникові коливання вантажу. На рис. 5.1, а-б, видно, що з 7 с амплітуда коливання та швидкість коливання вантажу зменшуються. З 7 с по 10 с візок з вантажем різко зменшує швидкість. Після цього візок з вантажем рухається зі швидкістю 0,02 м/с до повної зупинки. З графіку, що зображений на рис. 5.1, в, видно що з 7 с до повної зупинки візок з вантажем переміщується на 0,2 метра. Для чисельної оцінки отриманих даних у табл. 5.1 наведені оціночні показники руху системи.

Таблиця 5.1. Оціночні показники руху системи „візок-вантаж” для експерименту №1

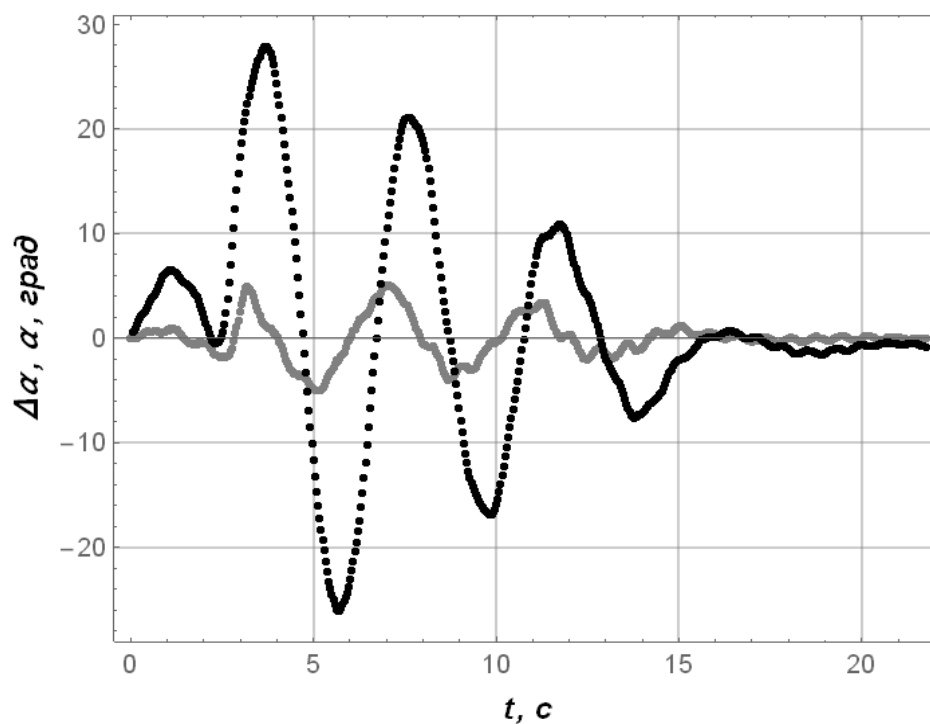
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
1	2	3	4
$x_1, \text{ м}$	$-6,93 \cdot 10^{-3}$	$3,45 \cdot 10^{-2}$	$1,82 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,19 \cdot 10^{-1}$	$2,21 \cdot 10^{-1}$	$4,48 \cdot 10^{-2}$

Продовження таблиці 5.1

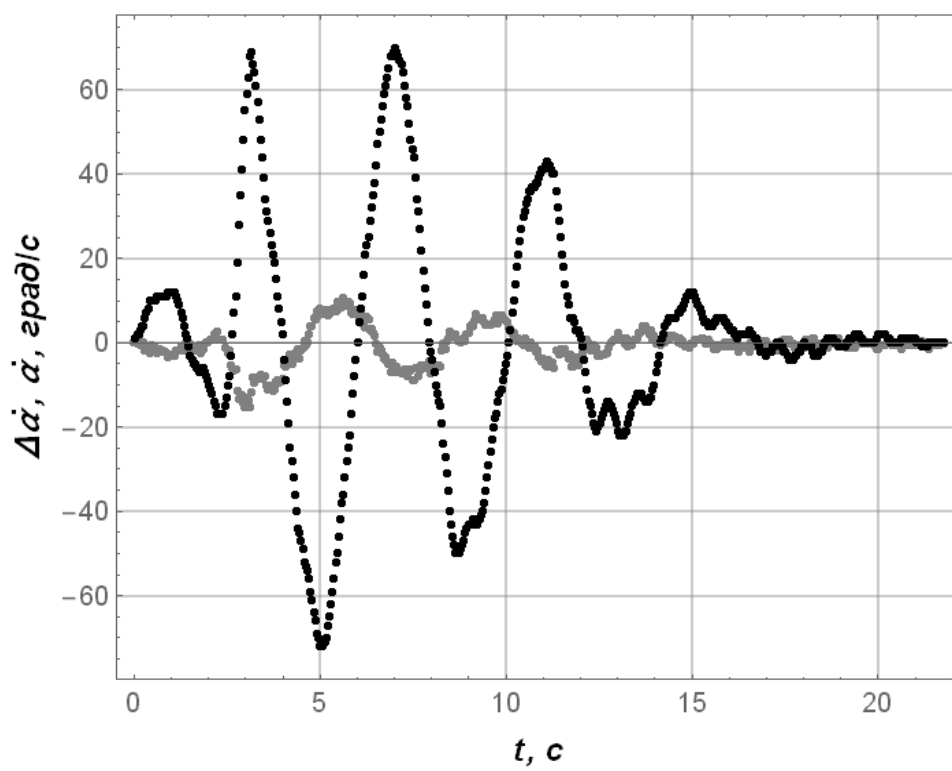
1	2	3	4
α , град	$-1,27 \cdot 10^0$	$1,29 \cdot 10^0$	$5,21 \cdot 10^{-1}$
$\dot{\alpha}$ град/с	$-3,03 \cdot 10^0$	$4,48 \cdot 10^0$	$1,18 \cdot 10^0$

Аналіз показників, які занесені у табл. 5.1, дає змогу встановити досить високу відповідність між експериментальними та теоретичними значеннями.

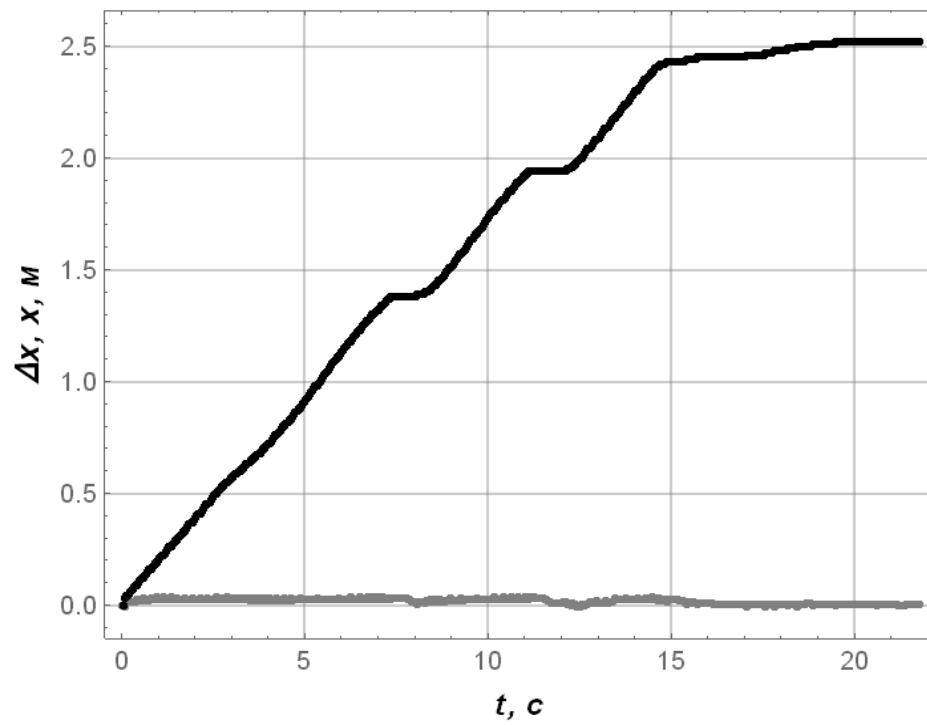
Експеримент № 16 проводився при довжині підвісу 1,3 метри, масі вантажу 27 кілограм, заданій відстані руху візка з вантажем – 2,5 метри. Під час руху на вантаж, який підвішений на гнучкому підвісі, діяли зовнішні впливи. На певній ділянці розгону був здійснений поштовх вантажу в протилежному до руху візка напрямку. Цей поштовх імітував порив вітру. Графіки даних, що отримані у ході проведення експерименту, наведені на рис. 5.2.



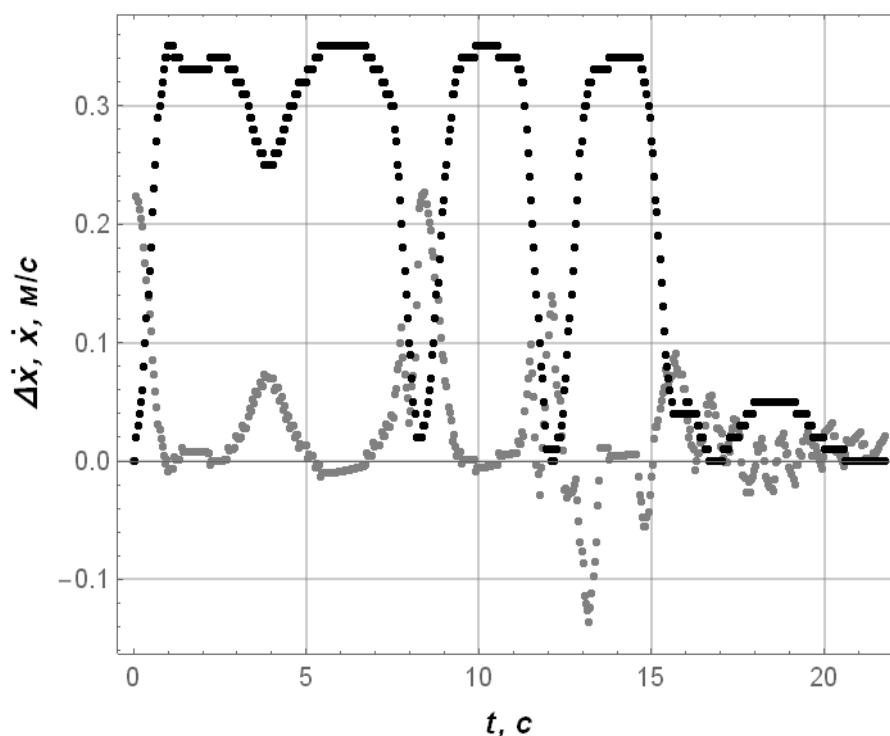
а)



б)



в)



г)

Рисунок 5.2 – Графіки даних для експерименту №16: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

З 3 с видно дію зовнішнього впливу на вантаж (рис. 5.2 а). На рис. 5.2 видно різке збільшення амплітуди коливання вантажу на гнучкому підвісі, яке досягає 29 градусів. Швидкість коливання вантажу досягає 65 град/с (рис. 5.2, б). Ці графіки показують, що незважаючи на зовнішній вплив на вантаж, в кінці руху системи коливання вантажу практично відсутні (їхня амплітуда не перевищує 0,05 градусів). На рис. 5.2 а, видно, що в кінці руху спостерігається таке ж саме відхилення теоретичних значень, як і на рис. 5.1 а. З рис. 5,2 в, видно, що візок з вантажем переміщується на відстань, яка перевищує задану в умовах (2,5 метра) лише на 0,02 метра.

На рис. 5.2, г, видно, що після виходу на постійну швидкість з 3 с починається зниження швидкості до 0,25 м/с. Це відповідає початку розгойдування вантажу. Це свідчить про те, що розгойдування вантажу було

проти руху візка з вантажем. Графік, що зображено на рис. 5.2 а, показує, що коливання вантажу в сторону руху вантажу відбувалося з 5 с до 6,5 с. Для зниження амплітуди коливань візок з вантажем двічі гальмує в період з 6,5 с до 14 с. Тут швидкість зменшується до 0,02 м/с, а у період з 11 с по 14 с візок повністю зупиняється, після чого знову виконує розгін. Результатом таких дій системи регулювання швидкості руху візка є різке зменшення амплітуди коливання вантажу, що відображено на рис. 5.2 б. З 14 с по 18 с відбувається третє гальмування візка, яке остаточно усуває коливання вантажу, але на цей раз швидкість руху візка збільшується до 0,05 м/с. Це необхідно для плавного переміщення візка з вантажем до заданого значення положення – 2,5 метра. Незважаючи на те, що під час руху на вантаж діють зовнішні впливи, повна зупинка візка з вантажем відбувається, як і в першому випадку, за 7 с. У табл. 5.2 наведені оціночні показники для експерименту №16.

Таблиця 5.2. Оціночні показники руху системи „візок-вантаж” для експерименту №16

Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
x_1 , м	$-7,81 \cdot 10^{-3}$	$3,46 \cdot 10^{-2}$	$2,06 \cdot 10^{-2}$
\dot{x}_1 , м/с	$-1,28 \cdot 10^{-1}$	$2,10 \cdot 10^{-1}$	$5,25 \cdot 10^{-2}$
α , град	$-5,01 \cdot 10^{-0}$	$5,08 \cdot 10^{-0}$	$1,90 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha}$ град/с	$-1,53 \cdot 10^1$	$1,07 \cdot 10^1$	$4,17 \cdot 10^0$

Як видно з табл. 5.1 та 5.2 оціночні показники для швидкості руху візка подібні. Незважаючи на різні параметри проведення експериментів та наявність зовнішніх впливів під час руху візка з вантажем, система регулювання швидкості руху візка забезпечує досить високу якість руху

динамічної системи, яка дозволяє усувати маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі.

В табл. 5.3 наведені діапазони оціночних показників руху візка з вантажем, що отримані після проведення серії 16 експериментів. Мінімальні значення оціночних показників для переміщення візка ($-1,39 \cdot 10^{-3}$ м) відповідають експерименту №3, максимальні значення оціночних показників для переміщення візка ($3,47 \cdot 10^{-2}$ м) відповідають експериментам №5, 7 та 11. Мінімальні значення оціночних показників для швидкості візка ($-6,83 \cdot 10^{-2}$ м/с) відповідають експерименту №6, максимальні значення показників для швидкості візка ($2,45 \cdot 10^{-1}$ м/с) відповідають експерименту №15. Мінімальні значення оціночних показників для амплітуди коливання вантажу ($-1,18 \cdot 10^0$ град) відповідають експерименту №2, а максимальне значення ($5,55 \cdot 10^0$ град) – експерименту №9. Мінімальні значення оціночних показників для швидкості коливання вантажу ($-2,25 \cdot 10^0$ град/с) відповідають експерименту №3, а максимальні ($1,23 \cdot 10^1$) – експерименту №7. Як видно найкращі показники переважно відповідають першому блоку експериментів, в якому змінювались лише значення довжини підвісу і маса вантажу, тобто без наявності зовнішніх впливів на рух вантажу. Найгірші значення оціночних показників відповідають блоку експериментів, в яких такий вплив був присутній.

З табл. 5.4 видно, що максимальна відносна похибка для переміщення візка становить 2,3 %. Це свідчить про високу якість позиціонування вантажу. Значення відносної похибки швидкості руху візка (до 70%) зумовлені факторами, які не були враховані під час отримання теоретичних даних. Більш детально причини невідповідності теоретичних та експериментальних даних описано нижче.

Таблиця 5.3. Діапазони абсолютних значень оціночних показників руху візка з вантажем на гнучкому підвісі для всіх експериментів

Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-1,39 \cdot 10^{-3} \dots -1,01 \cdot 10^{-2}$	$3,43 \cdot 10^{-2} \dots 3,47 \cdot 10^{-2}$	$1,82 \cdot 10^{-2} \dots 2,33 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-6,83 \cdot 10^{-2} \dots -1,67 \cdot 10^{-1}$	$2,17 \cdot 10^{-1} \dots 2,45 \cdot 10^{-1}$	$4,48 \cdot 10^{-2} \dots 6,76 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-1,18 \cdot 10^0 \dots -5,79 \cdot 10^0$	$9,54 \cdot 10^{-1} \dots 5,55 \cdot 10^0$	$1,63 \cdot 10^{-1} \dots 2,24 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha}, \text{ град/с}$	$-2,25 \cdot 10^0 \dots -1,37 \cdot 10^1$	$3,12 \cdot 10^0 \dots 1,23 \cdot 10^1$	$9,75 \cdot 10^{-1} \dots 4,51 \cdot 10^0$

Таблиця 5.4. Діапазони відносних значень оціночних показників руху візка з вантажем на гнучкому підвісі для всіх експериментів

Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \%$	0,09 ... 0,7	2,2 ... 2,3	1,2 ... 1,5
$\dot{x}_1, \%$	19,5 ... 47,7	62,0 ... 70,0	12,8 ... 19,3
$\alpha, \%$	5,9 ... 29	4,8 ... 27,7	0,8 ... 11,2
$\dot{\alpha}, \%$	4,5 ... 27,4	6,6 ... 24,6	1,9 ... 9,0

5.3 Аналіз причин відхилення теоретичних і експериментальних даних

Різниця між експериментальними і теоретичними даними зумовлена тим, що при розрахунку теоретичних даних використовувалась модель рухомого математичного маятника. Як видно з рис. 4.1, конструкція лабораторної моделі є подвійним маятником, перша ланка якого знаходиться від канату до гаку, друга ланка представляється самим вантажем. Ланки цього маятника мають різну довжину та масу, що не цілком відповідає прийнятій математичній моделі системи „візок-вантаж”.

Ще однією причиною відхилення теоретичних даних від експериментальних є низька швидкодія частотного перетворювача. При проведенні експерименту було використано частотний перетворювач Mitsubishi Electric FR-E740-060. Швидкодія цього частотного перетворювача становить 0,1 с, що є недостатнім для якісної реалізації оптимального керування на практиці.

Також на швидкодію частотного перетворювача значно впливає тип керування (аналоговий, цифровий). Для проведення експерименту було використано аналоговий вхід керування частотним перетворювачем. Безпосередньо керування частотним перетворювачем здійснювалось за допомогою програмованого контролера Arduino Uno R3 та зовнішнього модуля ЦАП Microchip MCP4725. Аналогова лінія керування була достатньо довга, що призвело до відносно відчутного згасання сигналу в системі керування (втрати потужності сигналу).

Керування проводилось по аналоговій лінії 5 В, що відповідає вихідній частоті частотного перетворювача 50 Гц. Але через перелічені вище причини, отримати стабільний сигнал 5 В було неможливо. Тому керуючий сигнал по лінії керування 5 В коливався в діапазоні 4,8-5 В, що призвело до того, що на виході частотного перетворювача частота змінної напруги живлення приводу візка коливалась у діапазоні 45-50 Гц. Нестійке значення частоти змінної

напруги зумовило зміну швидкості візка i , як наслідок, погіршення якості механічного руху.

Для отримання даних щодо переміщення візка використовувались оптичні інкрементальні енкодери: Autonics ENC-1-1-t-24. За допомогою даних про переміщення візка вираховувалась його швидкість. Даний енкодер має точність 1000 імпульсів на оберт, що відповідає 1 імпульсу на 1 міліметр. Для вимірювання кута відхилення канату від вертикалі на якому закріплений вантаж використано енкодер Autonics E40S6-5000-3-T-24. Цей енкодер має точність 5000 імпульсів на оберт, що відповідає точності 13,89 імпульсів на градус, тобто цей енкодер має достатньо високу точність. Ці енкодери можуть сприймати високочастотні коливання металоконструкцій. Ці коливання сприймаються як коливання канату з вантажем, що спотворює експериментальні дані.

Дані, що отримані в ході проведення експериментів, необхідно обробляти – виконувати цифрову фільтрацію. Для цього використано цифровий фільтр рухомого середнього [4-6]. Цей фільтр відносно просто реалізувати у програмованому мікроконтролері. Програмний код, який відповідає роботі цифрового фільтра, не значно навантажує обчислювальні можливості програмованого контролера. Однак, при цьому спостерігалась відносно низька якість фільтрації сигналів.

Приводні колеса та балка, по якій вони рухаються, мають гладку поверхню. При різкій зміні швидкості (розгін або гальмування) спостерігалось проковзування коліс талі по балці. Даний ефект призводить до збільшення часу необхідного для розгону візка з вантажем. При розрахунку теоретичних даних даний ефект не враховувався, що, у кінцевому випадку, призвело до погіршення якості реалізації оптимального керування в лабораторних умовах.

Висновки до п'ятого розділу:

1. Проведено детальний аналіз експериментальних даних, який показав що мінімальні значення показників відносної похибки переміщення 0,09% відповідають експерименту №3, максимальні значення відносної похибки показників переміщення 2,3% відповідають експериментам №5, 7 та 11. Мінімальні значення відносної похибки показників для швидкості руху візка (-19,5%) відповідають експерименту №6, максимальні значення відносної похибки показників для швидкості руху візка (70%) відповідають експерименту №15. Мінімальні значення відносної похибки для амплітуди коливання вантажу 5,9% відповідають експерименту №2, максимальне значення 27,7% - експерименту №9. Мінімальне значення відносної похибки показників для швидкості коливання вантажу складає 4,5%, воно відповідає експерименту №3, максимальний показник рівний 24,6% і відповідає експерименту №7.
2. Отримані дані свідчать про те, що дані першого блоку експериментів (експерименти №1-4 для умов відсутності зовнішніх впливів на руху вантажу) мають незначне відхилення експериментальних даних від теоретичних. В решті випадків не враховано фактори зовнішнього впливу, що призводить до значного збільшення амплітуди коливання вантажу, що ускладнює роботу системи регулювання швидкості руху вантажу. Однак, для всіх експериментів мета керування досягається – маятникові коливання вантажу практично повністю усуваються і візок переміщується на задану відстань.
3. Встановлено причини відхилення теоретичних і експериментальних даних. Серед них: не повна відповідність математичної моделі умовам проведення експерименту (при теоретичних розрахунках використана модель математичного маятника, а реальна модель відповідає подвійному математичному маятнику. Крім того, експерименти проведені при змінних параметрах системи і наявності зовнішніх

збурень, які не були представлені у теоретичній моделі), використання не спеціалізованого частотного перетворювача з недостатньо високою швидкістю, згасання сигналу в аналоговому каналі зв'язку, використання не раціональних налаштувань фільтра рухомого середнього, вплив високочастотних коливань металоконструкції лабораторної установки.

Список використаної у п'ятому розділі літератури:

1. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шумілов Г.В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крана. *Монографія*. Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2013. С. – 174.
2. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Оптимізація режимів зміни вильоту вантажу баштового крана. *Монографія*. Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2017. С. – 172.
3. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Теорія технічних систем. *Навчальний посібник*. Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2017. С. – 291.
4. М. І. Горбійчук, М. І. Когутяк, В. С. Борин. Порівняльний аналіз методів фільтрації при експериментальному дослідженні динамічних властивостей об'єктів. *Методи та прилади контролю якості*. Івано-Франківськ, 2020. № 2 (45). С. 66 – 81. doi: 10.31471/1993-9981-2020-2(45)-66-81.
5. R. V. Garcia, H. K. Kuga, M. C. Zanardi. Nonlinear Filtering for Sequential Spacecraft Attitude Estimation with Real Data: Cubature Kalman Filter, Unscented Kalman Filter and Extended Kalman Filter. *Advances in Space Research*. 2019. Vol. 63. Issue 2. pp. 1038-1050 doi:10.1016/j.asr.2018.10.003.
6. Bui, D. M., Le, P. D., Cao, M. T., Pham, T. T., Pham, D. A. Accuracy improvement of various short-term load forecasting models by a novel and unified statistical data-filtering method. *International Journal of Green Energy*. 2020. №17(7), pp. 382-406. doi:10.1080/15435075.2020.1761810

РОЗДІЛ 6
РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО
КЕРУВАННЯ РУХОМ КРАНА ПРОЛЬОТНОГО ТИПУ ТА
РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ЇЇ
ВПРОВАДЖЕННЯ

6.1 Спосіб оптимального керування рухом крана прольотного типу

Для реалізації оптимального керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі використовується спеціальна система, яка складається з програмної та апаратної частини. Ці компоненти взаємодіють між собою, щоб забезпечити ефективне та точне керування рухом крана. Реалізація оптимального керування включає в себе збір сигналів від датчиків, генерацію сигналів керування, щоб забезпечити усунення маятникових коливань вантажу і переміщення крана на задану відстань. Дана система є важливим елементом безпечної та ефективної експлуатації крана з вантажем на гнучкому підвісі.

В даному пункті представлено спосіб оптимального керування рухом крана [1], який дозволяє усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі викликані зовнішніми стохастичними впливами, а також силами інерції. Спосіб полягає у переміщенні крана з підвішеним до нього вантажем протягом перехідного режиму руху (розгін або гальмування) під дією рушійного зусилля, яке є функцією положення вантажу та його вищих похідних за часом до третього порядку включно, та коефіцієнтів, які є різними для різних марок кранів.

Базовий спосіб керування рухом крана [2] не забезпечує високу енергоефективність роботи крана. Необхідно прагнути до зменшення не тільки тривалості перехідних режимів руху крану із вантажем на гнучкому підвісі, але й затрат енергії при експлуатації крана.

Задача полягає у розробці способу оптимального керування рухом крана прольотного типу, який забезпечує високопродуктивну роботу крана навіть при дії на вантаж зовнішніх впливів, а також враховує обмеження, що накладені на привод механізму переміщення крана. Для досягнення цієї мети вимірюється положення крана та вантажу, а також їхні швидкості, надалі формується рушійне зусилля, яке задовольняє умову неперевикнення допустимої швидкості зміни рушійного зусилля та знаходиться за формулою:

$$F = \begin{cases} F_{n.onm} + \dot{F}_{min} \Delta t, & \text{якщо } K_1(x_T - x_1) + K_2(x_T - x_2) + K_3\dot{x}_2 + K_4\dot{x}_1 - F_{n.onm} \leq \dot{F}_{min} \Delta t; \\ F_{n.onm} + \dot{F}_{max} \Delta t, & \text{якщо } K_1(x_T - x_1) + K_2(x_T - x_2) + K_3\dot{x}_2 + K_4\dot{x}_1 - F_{n.onm} \geq \dot{F}_{max} \Delta t; \\ K_1(x_T - x_1) + K_2(x_T - x_2) + K_3\dot{x}_2 + K_4\dot{x}_1, & \text{якщо} \\ \dot{F}_{min} \Delta t < K_1(x_T - x_1) + K_2(x_T - x_2) + K_3\dot{x}_2 + K_4\dot{x}_1 - F_{n.onm} < \dot{F}_{max} \Delta t, & \end{cases} \quad (6.1)$$

де \dot{F}_{min} та \dot{F}_{max} – максимально можливі швидкості наростання та спадання рушійного зусилля відповідно; K_1, K_2, K_3, K_4 – коефіцієнти, які є різними для різних марок крана; x_T – відстань, на яку необхідно перемістити кран з вантажем на гнучкому підвісі; x_1 та x_2 – положення відповідно крана та вантажу; \dot{x}_1 та \dot{x}_2 – швидкості відповідно крана та вантажу; $F_{n.onm}$ – попереднє (розраховане на попередньому циклі керування) значення оптимального рушійного зусилля; Δt – часовий проміжок між сусідніми керуваннями (крок дискретизації часу). Після цього величину F використовують для формування оптимального значення рушійного зусилля:

$$F_{onm} = \begin{cases} F, & \text{якщо } F_{min} \leq F \leq F_{max}; \\ F_{max}, & \text{якщо } F \geq F_{max}; \\ F_{min}, & \text{якщо } F \leq F_{min}, \end{cases} \quad (6.2)$$

де F_{min} та F_{max} – мінімально та максимально можливі значення рушійного зусилля. Надалі керують приводним механізмом так, щоб на кран діяла величина зусилля F_{onm} . Таким чином, відбувається один цикл керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі. Керування рухом крана продовжується до моменту зупинки крана із усуненням коливань вантажу на гнучкому підвісі.

Оптимальне рушійне зусилля F_{opt} є функцією положень та швидкостей крана і вантажу, що дозволяє нейтралізувати дію вітрового пориву (він може відхилити вантаж від бажаної траєкторії руху). Однак, завдяки тому, що оптимальне рушійне зусилля F_{opt} розраховується із використанням фактичних значень положень та швидкостей крана і вантажу відхилення вантажу будуть враховані і при цьому мета керування буде досягнута.

Крім того, коефіцієнти K_1, K_2, K_3, K_4 відповідають оптимальному рушійному зусиллю за швидкодією та енергофактивністю. Значення коефіцієнтів вираховуються за методом представленим в роботі [3].

Для підтвердження ефективності застосування пропонованого способу побудовано графічні залежності (рис. 6.1-6.3). Всі графіки побудовані для крана з наступними параметрами: довжина гнучкого підвісу вантажу 5 м, маса вантажу 25000 кг, маса крана 42000 кг.

На рис. 6.1 наведено графік зміни потужності (чорна крива) та зусилля (сіра крива) за повний цикл переміщення крана. З рис. 6.1 видно, що характер зміни рушійного зусилля є плавним, що позитивно відображається на довговічності приводу та металоконструкції крану.

Як видно з рис. 6.2, графік має замкнену форму: це означає, що коливання вантажу на гнучкому підвісі в кінці гальмування крана припиняються. З рис. 6.3 видно, що протягом руху крана його швидкість не перевищує номінальну величину 1,25 м/с.

Пропонований спосіб буде корисним для розробки нових та модернізації існуючих систем керування рухом механізмів вантажопідійомних кранів. Особливо цінним він є для кранів, які розміщені на відкритому просторі в морських або річкових портах тощо, де на вантаж діють зовнішні стохастичні впливи (наприклад пориви вітру).

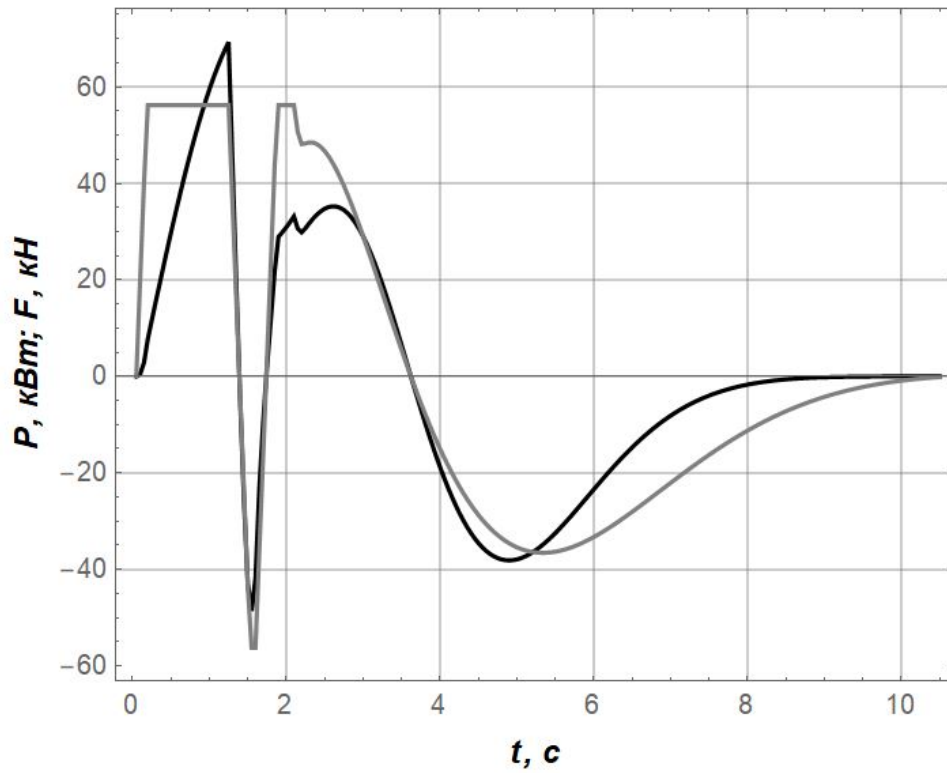


Рисунок. 6.1 – Графіки зміни зусилля та потужності приводу крана

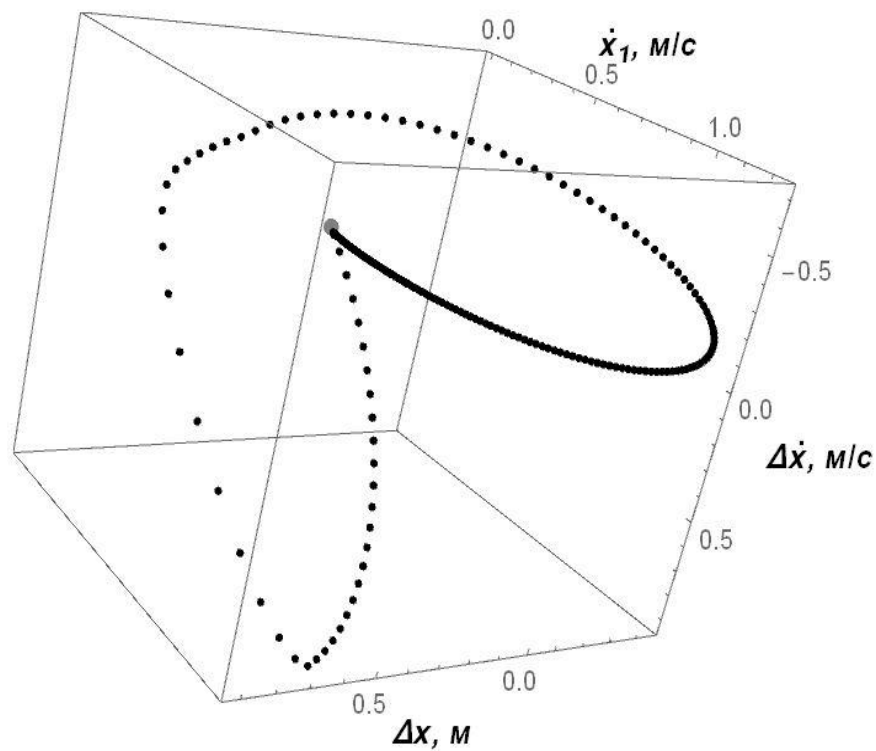


Рисунок 6.2 – Некласичний фазовий портрет маятникових коливань вантажу під час руху крана та швидкості руху крана

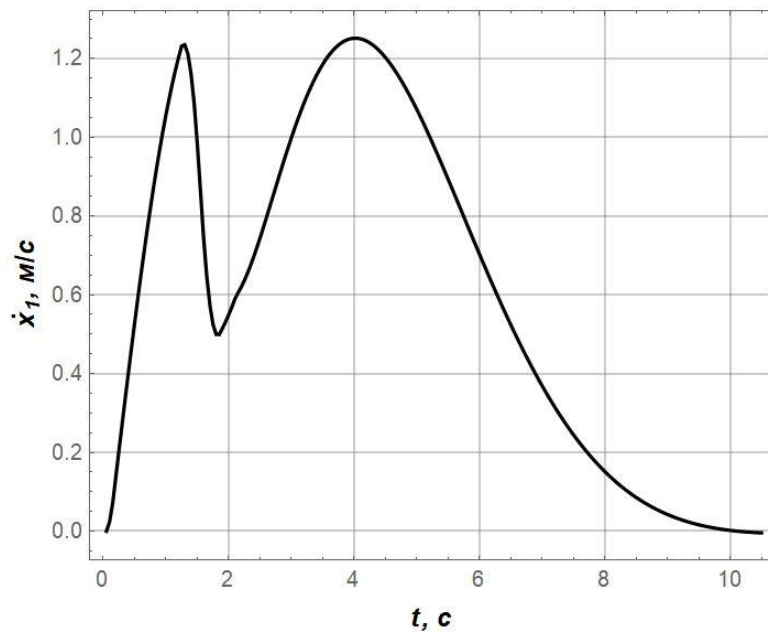


Рисунок 6.3 – Графік зміни швидкості крана

6.2 Розробка системи оптимального керування рухом вантажопідійомного крана прольотного типу

6.2.1 Структурна схема системи

Для реалізації оптимального керування рухом необхідно розробити спеціальну систему керування. Загальний вигляд структурної схеми системи оптимального керування рухом крана наведено на рис. 6.4.



Рисунок 6.4 – Загальний вигляд структурної схеми керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі

Запропонована система оптимального керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі повинна мати наступні функції [4]:

- отримувати та аналізувати параметри необхідні для роботи механізму переміщення крана;
- розраховувати значення оптимальних коефіцієнтів для налаштування регулятора руху крана;
- запобігати виникненню аварійних ситуацій.

Для реалізації оптимального керування рухом крана потрібно встановити датчики, що вимірюють довжину гнучкого підвісу, масу вантажу, кут відхилення гнучкого підвісу від вертикалі та положення крана (рис. 6.4). Дані, що отримані з цих датчиків, необхідні для розрахунку значень коефіцієнтів, які забезпечують оптимальне керування рухом крана (6.1). Їхнє використання дозволяє усувати коливання вантажу на гнучкому підвісі, що викликане зовнішніми стохастичними впливами та силами інерції, а також забезпечувати високу продуктивність і енергоефективність роботи крана.

6.2.2 Блок-схема алгоритму функціонування системи керування рухом крана

Для забезпечення оптимального руху крана необхідно використовувати систему керування, що базується на алгоритмі наведеному на рис. 6.5.

Робота схеми (рис. 6.5) оптимального керування переміщенням крана з вантажем на гнучкому підвісі відбувається за наступним алгоритмом (рис. 6.5). На початку роботи системи оптимального керування відбувається діагностика працездатності системи.

Якщо в системі присутні несправності (наприклад, відсутні дані з датчиків, відсутній зв'язок з програмованим контролером або частотним перетворювачем тощо), то керування краном доступне в ручному режимі до подальшого усунення несправностей в системі керування. У випадку коли система справна оператором задається відстань, на яку повинен переміститись кран з вантажем на гнучкому підвісі.

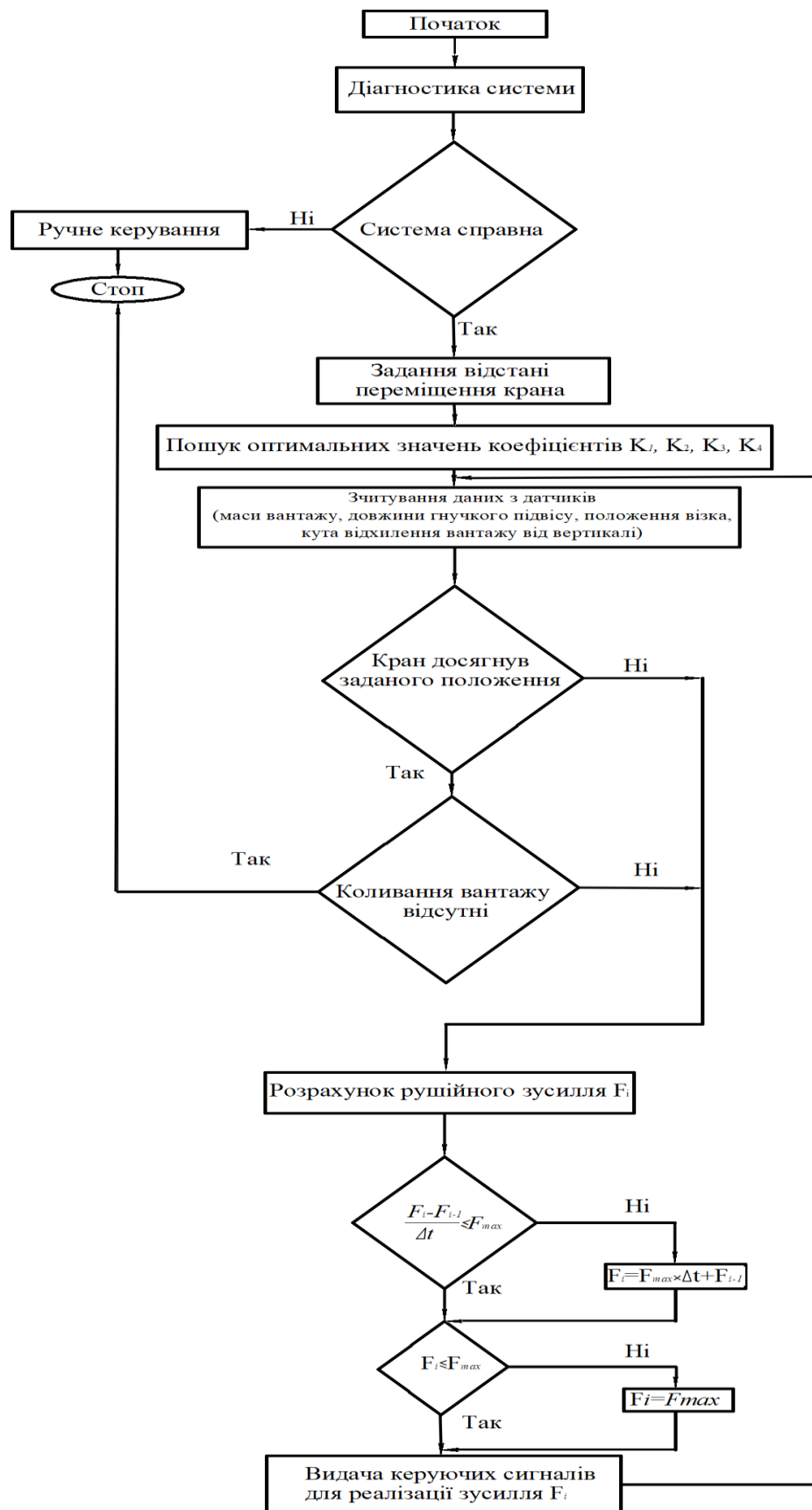


Рисунок 6.5 – Блок схема алгоритму функціонування системи керування рухом крана

Наступним кроком є отримання даних з датчиків маси вантажу, довжини гнучкого підвісу, кута відхилення гнучкого підвісу від вертикалі та положення крана. Отримавши ці дані, у програмованому мікроконтролері виконується розрахунок оптимальних значень коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 , K_4 за алгоритмом представленим в роботі [3].

Далі проводиться зчитування даних з датчиків маси вантажу, довжини гнучкого підвісу, положення візка, кута відхилення вантажу від вертикалі. У випадку, коли кран досягнув заданого положення і коливання вантажу відсутні система зупиняється. Якщо одна з цих умов не виконується, то відбувається розрахунок рушійного зусилля F_i з врахуванням обмежень на перевищення швидкості наростання рушійного зусилля та величини рушійного зусилля. У випадку, коли хоча б одна із умов не виконується значення F_i прирівнюються до максимальних. Після цього формується керуючий сигнал і відправляється на приводний механізм крана.

Алгоритм буде виконуватись доти, поки не виконається умова досягнення заданого положення крана і відсутності коливань вантажу на гнучкому підвісі.

6.2.3 Рекомендації стосовно апаратного забезпечення системи

Реалізація оптимального методу керування полягає не тільки в розробці алгоритму роботи системи. Також важливим в розробці системи оптимального керування є правильний вибір пристроїв та апаратів, які безпосередньо впливають на фізичний стан системи. До таких пристроїв належать: датчики (маси вантажу, довжини гнучкого підвісу, положення крана та кута відхилення вантажу від вертикалі), мікроконтролер та частотний перетворювач. Ці пристрої працюють в специфічних умовах, тому необхідно надати рекомендації стосовно їх вибору.

На сьогоднішній день є велика кількість спеціалізованих моделей частотних перетворювачів, які призначені для керування крановими

механізмами (Schneider Electric ATV12H018M2 [5], Veichi AC70E-S2-R75G [6], Delta Electronics VFD007EL21A [7], Delta Electronics VFD300CP43B-21 [8], Hyundai N700 300HF (G) [9], Altivar Machine ATV320D11M3C [10], LS Starvert iG5A SV004IG5A-4 [11], Schneider ATV212HD18N4 [12]). Всі вони мають функцію плавного старту і зупинки приводу зі збереженням крутного моменту, забезпечують жорстку механічну характеристику приводу, що, у свою чергу, дозволяє виконувати точне позиціонування вантажу. Використання спеціалізованих частотних перетворювачів підвищує керованість крана з вантажем, що дозволяє більш якісно реалізувати режим оптимального керування.

Задачі мікроконтролера можна описати наступною послідовністю операцій: робота із датчиками (перевірка працездатності входів програмованого контролера, зв'язку контролера з датчиками і опитування датчиків), розрахунок рушійного зусилля руху крана, передача даних на частотний перетворювач і монітор, допоміжні операції. Даний цикл постійно повторюється.

Для виконання цих операцій рекомендується використовувати програмований контролер SIEMENS 6AG1052-1CC08-7BA1 [13]. Це позитивно вплине на якість керування завдяки високій обчислювальній здатності та вбудованому ЦАП.

Крім того, зміна аналогового керування на цифрове усуне проблему затухання сигналу та забезпечить стійку вихідну частоту частотного перетворювача, що підвищить якість регулювання руху системи.

Для вимірювання кута відхилення вантажу на гнучкому підвісі від вертикалі необхідно використовувати спеціалізовані датчики, наприклад: iSensor-III [14] INC 110 [15]. Вони мають такі переваги: забезпечують високу точність вимірювань (до 0,02 градуса) високу роздільну здатність, широкий діапазон вимірювання, стійкість до шуму та можливість налаштування під конкретні потреби користувача. Це дозволяє отримати більш точні дані про об'єкт керування, а також забезпечити максимальну ефективність

вимірювання в різних застосуваннях. Ці датчики мають ступінь захисту IP68, що дозволяє виконувати їхню експлуатацію в агресивних умовах навколишнього середовища.

Для визначення місцезнаходження крана з вантажем та довжини гнучкого підвісу рекомендовано використовувати оптичний енкодер RCN 6000 series [16] або ECN 1313 [17]. Ці енкодери мають високу роздільну здатність, що забезпечує точність вимірювання до 0,1 мм та високий рівень захисту, що дозволяє їм працювати в умовах високої вологості, пилу та вібрації. Оптичний енкодер RCN 6000 series має рівень захисту IP64 та може працювати в температурному діапазоні від – 40 до + 90 градусів. Оптичний енкодер ECN 1313 має захист IP40 та також може працювати в широкому діапазоні температур від – 40 до +115 градусів.

6.3 Розрахунок економічної ефективності застосування оптимального керування

6.3.1 Методика розрахунку

Застосування оптимального керування рухом системи "кран-вантаж" спричиняє ряд позитивних ефектів. Воно допомагає зменшити час позиціонування вантажу шляхом усунення маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі, зменшує навантаження на оператора крана. Крім того, збільшення швидкодії переміщення крана призводить до підвищення продуктивності його роботи.

Щоб виконати розрахунок економічної ефективності за рахунок підвищення енергоефективності роботи крану, враховуючи всі наведені вище позитивні ефекти від застосування оптимального керування, необхідно використовувати відповідну методику. На разі такої методики не має. Для оцінки підвищення продуктивності від покращення позиціонування вантажу на гнучкому підвісі та розрахунку економічної ефективності необхідно

враховувати різноманітні фактори, такі як вартість обладнання та вартість його експлуатації. Для цього можна використовувати методику, що описана у роботі [18]. Представимо формулу розрахунку економічного ефекту:

$$\Delta E = (k_1 - k_2)\varepsilon + (e_1 - e_2), \quad (6.3)$$

де k_1 та k_2 – витрати на доставку, налаштування, монтаж пропонованої та базової системи відповідно; ε – галузевий нормативний коефіцієнт ефективності (для систем, які виконують функції керування рухами механізмів підйомно-транспортного обладнання, приймають $\varepsilon = 0,15$); e_1 та e_2 – експлуатаційні витрати нового та базового варіантів систем керування.

Система керування, яка порівнюється з запропонованим методом, дозволяє усунути маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі [18]. Обладнання, яке необхідне для усунення маятникових коливань вантажу однакове для обох випадків. Це відомо з того, що для усунення коливань вантажу необхідні однакові дані (довжина гнучкого підвісу, маса вантажу, положення візка тощо). Метод оптимального керування здійснюється шляхом обробки даних мікроконтролером з використанням алгоритму, який генерує сигнали керування частотним перетворювачем. Це робить справедливим наступний вираз:

$$k_1 - k_2 = 0. \quad (6.4)$$

При використанні запропонованого методу оптимального керування економічний ефект ґрунтується на скороченні часу необхідного для переміщення крана. Годинна продуктивність крана визначається за формулою [18]:

$$R_h = m_n z k_m k_h, \quad (6.5)$$

де m_n – номінальна вантажопідйомність крана; z – число циклів роботи за годину; k_m – середній коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю

($k_m = 0,5 \dots 1$) визначається як відношення маси вантажу, що транспортується (m_t) до номінальної вантажопідйомності крана ($k_m = \frac{\sum m_t}{m_n}$); k_h – середній коефіцієнт використання крана за часом ($k_h = 0 \dots 1$) визначається як відношення сумарної тривалості роботи крана протягом години (t_m , хв) до тривалості години ($k_h = \frac{t_m}{60}$).

Число циклів за годину:

$$z = \frac{3600}{t_c}, \quad (6.6)$$

де t_c – тривалість одного циклу.

Тривалість одного циклу роботи крана, залежить від технічних характеристик вантажопідйомної машини та знаходиться за наступною формулою:

$$t_c = \sum t_r + \sum t_u + \sum t_j + \sum t_s, \quad (6.7)$$

де t_r – тривалість розгону (визначається за формулою $t_r = \frac{l_r}{v_{s,r}}$, с, $v_{s,r}$ – середня швидкість розгону крана;

l_r – відстань яку кран проходить під час розгону);

t_u – тривалість усталеного руху (визначається за формулою $t_u = \frac{l_u}{v_{s,u}}$, с,

$v_{s,u}$ – усталена швидкість руху крана; l_u – відстань усталеного руху); t_j –

тривалість гальмування, (визначається за формулою $t_j = \frac{l_j}{v_{s,j}}$, с, $v_{s,j}$ – середня швидкість гальмування крана;

l_j – відстань гальмування); t_s – тривалість пауз,

(визначається за формулою $t_s = \frac{l_m}{v_{s,n}}$, с, $v_{s,n}$ – номінальна швидкість руху крана;

l_m – максимальна відстань переміщення крана).

Тривалість одного циклу переміщення крана вираховується з параметрів самого крану (наприклад, номінальна швидкість, маса вантажу, тощо) та умов експлуатації (розмірів складської площі, довжини кранових рейок, наявності

рейок поїздів для перевантаження тощо), які вказані в характеристиках крана, тривалості пауз в роботі крана. Вона також залежить від довжини кранових рейок і номінальної швидкості, місця розвантаження тощо.

Річна продуктивність крана обчислюється за формулою:

$$R_r = R_h t D, \quad (6.8)$$

де t – число годин на добу; D – число робочих днів за рік.

Далі потрібно обчислити різницю у річній продуктивності між базовим [2] та розробленим у роботі методами керування рухом крана (саме різний ефект від їхнього застосування призводить до підвищення продуктивності роботи крана). Для цього використаємо формулу:

$$\Delta R_r = R_{ro} - R_{rb}, \quad (6.9)$$

де R_{ro} та R_{rb} – річна продуктивність крана з оптимальною та базовою системами керування відповідно.

Наступним і останнім кроком у методиці розрахунків є визначення об'єму коштів, який вдається зекономити від того, що продуктивність роботи крана зросла:

$$P = \frac{\Delta R_y}{R_{hb}} p, \quad (6.10)$$

де R_{hb} – годинна продуктивність крана обладнаного базовою системою керування; p – ціна оренди крана за годину.

6.3.2 Приклад розрахунку

Проведемо розрахунки ефективності для кранів прольотного типу за методикою, яка наведена у попередньому підпункті. Всі розрахунки проведемо для козлового крану Weihua MG25t [21], мостового крану Aicrane AQ-NLH [22], напівкозлового крана м/п 60/12,5 т. [23]. Параметри кранів

приведені в табл. 6.1. Використовуючи раніше описану методику та дані з табл. 6.1, проведено розрахунки економічної ефективності оптимального керування рухом козлового крану Weihua MG25t.

Таблиця 6.1 – Характеристики кранів прольотного типу

Модель крана	Тип	Проліт, м	Висота підйому, м	Максимальна маса вантажу, т	Вартість оренди крана, грн/год
MG25t-30m-10m	Козловий кран	30	10	25	400
AQ-NLH	Мостовий кран	10,5	6	30	550
М/П 60/12,5	Напівкозловий кран	15	32	60	300

Визначимо тривалість різних режимів роботи крана для базового методу керування із використанням формули (6.7)

$$t_r = \frac{6,15,м}{0,15,м/с} \approx 41,с, t_u = \frac{85,м}{0,9,м/с} \approx 94,с, t_j = \frac{10,м}{0,24,м/с} \approx 42,с, t_s = \frac{100,м}{1,28,м/с} \approx 78,с \quad \text{та}$$

оптимального методу керування

$$t_r = \frac{6,15,м}{0,18,м/с} \approx 41,с, t_u = \frac{85,м}{0,9,м/с} \approx 94,с, t_j = \frac{10,м}{0,28,м/с} \approx 36,с, t_s = \frac{100,м}{1,28,м/с} \approx 78,с.$$

Розрахуємо тривалість одного циклу роботи крана:

$$t_{c,b} = 41 + 94 + 42 + 78 = 255,с, t_{c,o} = 35 + 94 + 36 + 78 = 243,с.$$

Користуючись формулою (6.6) розрахуємо число циклів за годину:

$$z_b = \frac{3600}{255} \approx 14,1, z_o = \frac{3600}{243} \approx 14,8,$$

де z_b та z_o – число циклів за годину для базового та оптимального способу керування). За допомогою формули (6.5) визначимо годинну продуктивність крану

$$R_{h,b} = 25 \cdot 14,1 \cdot 0,57 \cdot 0,6 = 121 м/год,$$

$$R_{h,o} = 25 \cdot 14,8 \cdot 0,57 \cdot 0,6 = 126,5 м/год.$$

Для даного випадку середній коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю $k_m=0,57$ та середній коефіцієнт використання крана за часом $k_h = 0,6$. Розрахунок річної продуктивності дає (6.8):

$$R_{rb}=121 \cdot 12 \cdot 230=333960 \text{ m/рік},$$

$$R_{rp}=126,5 \cdot 12 \cdot 230=349140 \text{ m/рік}.$$

Для даного випадку візьмемо 230 робочих днів і 12 годинний робочий день. Після цього перейдемо до визначення річної продуктивності крана Weihua MG25t з використанням системи оптимального керування та порівняємо її з базовим значенням. Для цього використаємо формулу (6.9):

$$\Delta R_r=349140-333960=15180 \text{ m/рік}.$$

Далі за формулою (6.10) визначаємо об'єм коштів, які вдається зекономити за рахунок використання системи оптимального керування рухом крана:

$$P = \frac{15180}{121} \cdot 400 = 37500 \text{ грн/рік}.$$

Для решти кранів економічна ефективність розраховується за аналогічно. Дані розрахунку занесено в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Дані розрахунку економічної ефективності кранів прольотного типу

Модель крана	Розраховані показники					
	$R_{h,b}$, m/годину	$R_{h,o}$, m/годину	$R_{r,b}$, m/рік	$R_{r,o}$, m/рік	ΔR_r , m/рік	P , грн/рік
MG25t-30m-10m	121	125,5	333960	349140	15180	37500
AQ-NLH	161,8	169	446568	466440	19872	67550
м/п 60/12,5	287,4	297,3	793224	820548	27329	28521

Як видно з табл. 6.2 річна економічна ефективність від використання системи оптимального керування руху крана з вантажем на гнучкому підвісі для кранів прольотного типу знаходиться в межах від 28521 до 67550 гривень на рік у цінах 2023 року.

Висновки до шостого розділу:

1. В розділі розроблено спосіб оптимального керування рухом крана прольотного типу, який дозволяє усувати коливання вантажу на гнучкому підвісі. Даний спосіб характеризується плавністю зміни рушійного зусилля, причому швидкість крана не перевищує номінальну величину 1,25 м/с. Крім того, спосіб характеризується робастністю до зовнішніх стохастичних збурень, наприклад, вітрових поривів, які можуть впливати на розвиток маятникових коливань вантажу.
2. Розроблено структурну схему оптимального керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі, яка дозволяє усувати маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі і покращити експлуатаційні показники крана (швидкість роботи, енергоефективність, безпеку тощо). Обґрунтовано рекомендації щодо вибору апаратної частини системи оптимального керування (програмований мікроконтролер, датчики положення крана, довжини гнучкого підвісу, кута відхилення вантажу від вертикалі та частотного перетворювача). Вони ґрунтуються на аналізі технічних характеристик і можливостей доступних на ринку компонентів.
3. Визначено економічну ефективність від підвищення продуктивності роботи крана, яка досягається за рахунок використання системи оптимального керування рухом. Розрахунки проводилися для декількох типів кранів: козлового крану Weihua MG25t, мостового крану Aicrane AQ-NLH, напівкозлового крану 60/12,5 т. Для цих кранів річна економічна ефективність знаходиться в межах від 28521 до 67550 гривень на рік у цінах 2023 року.

Список використаних у шостому розділі джерел:

1. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Макарець В.В. Спосіб оптимального керування рухом крана прольотного типу при дії на вантаж зовнішніх стохастичних впливів. Патент України на корисну модель № 149301, опубл. 03.11.2021, Бюл. № 44, МПК В66С 13/06 (2006.01).
2. MG Type Double Girder Gantry Crane URL: <https://www.weihuacranefactory.com/products/3/?searchType=All&keywords=Control>. (дата звернення: 18.08.2022)
3. Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С., Хорошун А.С., Макарець В.В. Синтез оптимального керування рухом системи «кран-вантаж» у вигляді зворотного зв'язку. Прикладна механіка. 2022. № 58 (2). С. 93-102.
4. Ромасевич Ю. О. Динамічна оптимізація режимів руху механізмів вантажопідійомних машин як мехатронних систем. автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук. спец. 05.05.05 "Піднімально-транспортні машини". Одеса: 2015. 40 с.
5. Schneider Electric ATV12H018M2. Веб-сайт. URL: <https://www.se.com/ww/en/product/ATV12H018M2/variable-speed-drive---ATV12---1.5kW---2hp---200...240V---3ph---book> (дата звернення: 09.08.2022).
6. VEICHI AC70E Series Frequency Inverter. Manual. Shenzhen Veichi Electric. Version: 2016 V1.3. P. 40. URL: <https://www.veichi.org/d/file/download/low-voltage-inverter/ac70e-manual-v1-3.pdf>. (дата звернення: 12.08.2022)
7. Delta Electronics VFD007EL21A. веб-сайт. URL: <https://delta-electronics.com.ua/ua/p6995799-preobrazovatel-chastoty-delta.html> (дата звернення: 09.08.2022).
8. Delta Electronics VFD300CP43B-21. веб-сайт. URL: <https://www.deltaww.com/Products/CategoryListT1.aspx?CID=060301&PI>

- D=5&hl=en-US&Name=VFD-CP2000%20Series%20-%20AC%20Motor%20Drives%20/Inverters(дата звернення: 09.08.2022).
9. Hyundai N700-300HF. Веб-сайт. URL: <https://www.hyundai-ce.com/inverter-drive-n700e-300hf> (дата звернення: 09.08.2022).
 10. Altivar Machine ATV320 Variable Speed Drives for Asynchronous and Synchronous Motors. Installation Manual. Schneider Electric. 2017. P. 48. URL: <https://www.tme.eu/Document/784943f3e70c038bc7f341b57ed4b11e/ALTI-VAR-320-EN.pdf> (дата звернення: 09.08.2022).
 11. Частотний перетворювач LS серія iG5A. Веб-сайт. URL: <https://www.lsis.com/microdrive-sensorless-vector-control-vfd>. (дата звернення: 09.08.2022).
 12. Altivar 212 Variable speed drives for asynchronous motors. Installation manual. Schneider Electric. 2017. P. 43. URL: http://www.altivar.com.ua/pdf/atv212_installation_manual.pdf. (дата звернення: 09.08.2022).
 13. Siemens. All datasheet. Website. Retrieved from <https://www.siemens.com/global/en/home/company/topic-areas/digitalization/all-datasheets.html> [in Ukrainian]. (2022, September, 09).
 14. Інкрементальний датчик кута нахилу iSENSOR-III. Interautomatic. Веб-сайт. URL: <http://inav.com.ua/wp-content/uploads/docs/iSENSOR-III.pdf> (дата звернення: 09.08.2022).
 15. Оптичний енкодер RCN 6000 series. Веб-сайт. URL: <https://www.sick.com/ua/uk/encyclopedia/sensors/magnetic-encoder-sem70/c/g294356> (дата звернення: 09.08.2022).
 16. Оптичний енкодер ECN 1313. Веб-сайт. URL: <https://pdf1.alldatasheet.com/datasheet-pdf/view/1221875/ETC1/ECN1313.html>. (дата звернення: 09.08.2022)
 17. ACE Controls Inc. / URL: <https://www.acecontrols.com/us-en/products/industrial-shock-absorbers> (дата звернення 02.02.2023).

18. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: учебник. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
19. Козловий кран Weihua MG25t / URL: <https://www.weihuagantrycrane.com/case/25t-Gantry-Crane-Exported-to-Qatar.html> (дата звернення 02.02.2023).
20. Мостовий кран Aicrane AQ-NLH / URL: <https://steelmillcranes.com/30-ton-overhead-crane>. (дата звернення 03.02.2023).
21. Напівкозловий кран м/п 60/12,5 т. / URL: <https://pto-zavod.com/ua/p74865858-kran-polukozlovoj-160.html>. (дата звернення 03.02.2023).

ВИСНОВКИ

В роботі роз'язана актуальна науково-прикладна задача, яка полягає у покращенні експлуатаційних показників вантажопідйомних кранів прольотного типу шляхом оптимізації режимів їх руху. За результатами роботи отримано такі висновки:

1. Аналіз наукових досліджень показав, що у більшості випадків автори використовують обмеження тільки одної характеристики руху крана та акцентують увагу на оптимізації тільки одного критерію. Використання такого підходу обмежує можливість оптимізаційних підходів у задачах керування рухом кранів. Використання більшої кількості значимих обмежень на рух крана дозволяє отримати керування більш наближене до реальних умов експлуатації.
2. Виконано постановку задачі налаштування коефіцієнтів ПІД-регулятора для системи "кран-вантаж", які включають математичну модель, обмеження на регулювання та кінцеві умови руху. За допомогою методу ME-D-PSO отримано 451 набір коефіцієнтів K_P , K_I , K_D ПІД-регулятора. Розроблено алгоритм розрахунку коефіцієнтів ПІД-регулятора для широкого діапазону параметрів маси вантажу m_2 та довжини гнучкого підвісу l , який придатний для оперативного налаштування ПІД-регулятора руху вантажопідйомного крана.
3. Виконано постановку та розв'язання задач синтезу оптимального регулятора для керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі з усуненням маятникових коливань вантажу. Вперше сукупно використано обмеження на рушійне зусилля, швидкість його зміни в часі, швидкість руху крана та реверс приводу, що найбільш повно враховують можливості сучасних приводних систем кранів. Розроблено методологію розв'язання задач оптимального керування яка полягає у наступних кроках: пошук області стійкості руху динамічної системи, дискретизація математичної моделі, формування термінального критерію та безрозмірного узагальненого критерію (включає тривалість

перехідного процесу та середньоквадратичне значення потужності), пошук параметрів регуляторів за допомогою модифікованих методів рою часток ME-D-PSO та ME-PSO. Методологію успішно застосовано для режимів розгону, гальмування та повного циклу переміщення крана для двох варіантів: без вимоги позиціонування вантажу та з врахуванням цієї вимоги.

4. Аналіз моделювання руху крана показав робастність синтезованих регуляторів при зміні довжини гнучкого підвісу та впливу вітрових поривів. При цьому дія вітрових поривів збільшує витрати енергії на переміщення вантажу на 12,5%, що пов'язано з додатковими керуючими діями, направленими на усунення маятникових коливань вантажу.
5. Розроблено програму та методику проведення експериментальних досліджень, які виконані на фізичній моделі крана прольотного типу. Сплановано 16 експериментів, які сформовано в 3 блоки. Незалежними факторами виступали: наявність зовнішніх збурень (моделювались за допомогою силового впливу на вантаж під час руху), початкові умови руху вантажу (не нульове початкове відхилення вантажу від вертикалі, не нульова початкова швидкість руху вантажу), маса вантажу (13...27 кг), довжина підвісу (1,3...2 м) та відстань переміщення візка (1,5...2,5 м).
6. Аналіз експериментальних даних показав, що система регулювання руху крана успішно усуває маятникові коливання вантажу із забезпеченням переміщення крана на задану відстань та мінімізацією комплексного критерію, що включає тривалість руху і енергетичні показники руху крана. Зокрема, відносна похибка за показниками швидкості та переміщення крана і вантажу знаходиться в діапазоні від 0,09% до 27,7%. Відхилення експериментальних даних від теоретичних даних спричинені наявністю зовнішніх впливів на вантаж під час руху візка. Найбільші відхилення теоретичних і експериментальних даних спостерігаються де був присутній зовнішній вплив на рух вантажу.

7. Розроблено структурну схему системи оптимального керування рухом крана та алгоритм її функціонування. Крім того, надано рекомендації стосовно вибору апаратної частини системи оптимального керування (програмований мікроконтролер, датчики положення крана та вантажу, довжини гнучкого підвісу та частотного перетворювача), що забезпечує ефективну реалізацію оптимального керування на практиці.
8. Використання системи оптимального керування рухом крана призводить до підвищення продуктивності роботи крана, що визначає економічну ефективність її впровадження. Для різних типів кранів (козловий кран Weihua MG25t, мостовий кран Aicrane AQ-NLH та напівкозловий кран 60/12,5 т) річна економічна ефективність становить від 28521 до 67550 гривень на рік у цінах 2023 року.

ДОДАТКИ

Додаток А

Погоджено

Затверджую

Проректор з наукової роботи та
інноваційної діяльності
Національного університету
біоресурсів і
природокористування України

Директор ПРАТ " КУЛИКІВСЬКЕ
МОЛОКО"


Валерій КОНДРАТЮК
М.П. 
2023 р.


М.П. 
2023 р.

А К Т

про впровадження/використання результатів
дисертаційної роботи доктора філософії

Даним актом стверджується, що результати дисертаційної роботи на тему:

"Оптимізація регулювання руху вантажопідйомних кранів прольотного типу".

назва теми

що представлена на здобуття наукового ступеня кандидата (доктора) наук
доктора філософії (технічні науки) із спеціальності 133 – Галузеве
машинобудування

виконаної Макарем Валерієм Володимировичем
(ПІБ здобувача)

впроваджені у ПРАТ " КУЛИКІВСЬКЕ МОЛОКО"

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних результатів система оптимального керування рухом
(методика, рекомендації, пропозиції, модель, експериментальні дані тощо)
вантажопідйомних кранів

2. Новизна отриманих результатів постановка та методи розв'язування задачі
(патенти, авторські свідоцтва тощо)
усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі підчас переміщення вантажу

3. Практичне впровадження/використання результатів підвищилась
(місце впровадження/застосування)
продуктивність виконання навантажувально-розвантажувальних операцій

4. Значущість отриманих результатів річний економічний ефект у грошовому
(економічний, соціальний, науково-технічний ефект)

у грошовому виразі складає 67550 грн. (шістдесят сім тисяч п'ятсот
п'ятдесят гривень) на один вантажопідйомний кран у цінах 2023 року

5. Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами «Наукове

(назва, № держреєстрації)

обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-
параметричної оптимізації сучасних вантажопідйомних машин» (номер
державної реєстрації 0119U100848); «Розроблення високоефективних
автоматичних регуляторів» (номер державної реєстрації
0119U100758); «Динамічна оптимізація вантажопідйомних та
транспортуючих машин в агропромисловому виробництві» (номер
державної реєстрації 0118U004170).

**Від Національного
університету біоресурсів і
природокористування України**

Від організації

Начальник науково-дослідної
частини


(підпис)

Володимир ОТЧЕНАШКО


«08» 06 2023 р.

Головний інженер


(підпис) (ПІБ)

«08» 06 2023 р.

Заступник декана з наукової роботи
факультету конструювання та
дизайну


(підпис)

Юрій РОМАСЕВИЧ

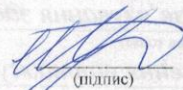
«8» 06 2023 р.

Головний бухгалтер


(підпис) (ПІБ)

«08» 06 2023 р.

Здобувач


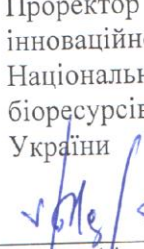

(підпис)

Валерій МАКАРЕЦЬ

«8» серпня 2023 р.



Додаток Б

Погоджено	Затверджую
Проректор з науково-педагогічної роботи Національного університету біоресурсів і природокористування України	Проректор з наукової роботи та інноваційної діяльності Національного університету біоресурсів і природокористування України
 Василь ШИНКАРУК	 Вадим КОНДРАТЮК
(підпис)	(підпис)
« 8 » <u>серпня</u> 2023 р.	« 8 » <u>серпня</u> 2023 р.

А К Т

про впровадження результатів дисертаційної роботи у навчальний процес

Даним актом стверджується, що результати дисертаційної роботи на тему: «Оптимізація регулювання руху вантажопідйомних кранів прольотного типу», яка представлена на здобуття наукового ступеня доктора філософії (технічні науки) за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, виконаної Макарем Валерієм Володимировичем впроваджено у навчальну програму при викладанні навчальних дисциплін: «Теорія технічних систем»; «Підйомно-транспортні машини».

У лекційному курсі викладаються матеріали з дисертаційної роботи, а саме способи розв'язання задач оптимізації руху вантажопідйомних кранів прольотного типу з вантажем на гнучкому підвісі на лабораторно-практичних заняттях із дослідження режимів руху вантажопідйомних кранів на кафедрі конструювання машин і обладнання у підготовці фахівців ОС «Магістр» із спеціальності 133 – Галузеве машинобудування в Національному університеті біоресурсів і природокористування України.

Декан факультету
конструювання та дизайну



Зіновій РУЖИЛО

Заступник декана з наукової роботи
факультету конструювання та дизайну



Юрій РОМАСЕВИЧ

Завідувач кафедри
конструювання машин і обладнання



Вячеслав ЛОВЕЙКІН

Додаток В

ТАБЛИЦЯ ОПТИМАЛЬНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ ДЛЯ НАЛАШТУВАННЯ
ПІД-РЕГУЛЯТОРА

Параметри системи		Знайдені коефіцієнти ПІД-регулятора		
l , м	m_2 , кг	K_P	K_I	K_D
1	2	3	4	5
2	500	2,027	5,706	12,449
2	1000	2,750	8,687	18,325
2	1500	2,702	8,626	18,065
2	2000	0,056	3,242	19,371
2	2500	0,932	3,134	11,186
2	3000	0,932	3,134	11,186
2	3500	0,192	2,553	16,189
2	4000	0,059	3,100	18,598
2	4500	2,724	8,471	17,676
2	5000	2,896	9,217	19,052
2	5500	2,854	8,785	18,200
2	6000	2,940	9,216	19,020
2	6500	0,078	3,403	19,946
2	7000	0,974	3,863	12,985
2	7500	0,712	1,319	1,426
2	8000	2,119	6,204	13,016
2	8500	0,054	3,076	18,236
2	9000	1,844	5,253	11,084
2	9500	0,419	0,621	4,997
2	10000	1,133	2,618	6,159

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
2	10500	1,291	5,946	19,031
2	11000	2,253	6,655	13,801
2	11500	1,761	4,977	10,446
2	12000	0,183	2,244	14,313
2	12500	1,440	3,534	7,810
2	13000	3,047	9,665	19,541
2	13500	2,604	7,674	15,740
2	14000	0,717	1,246	1,206
2	14500	5,195	13,822	5,886
2	15000	0,052	3,144	18,334
2	15500	1,062	4,627	14,802
2	16000	1,982	5,972	12,227
2	16500	0,759	1,397	1,284
2	17000	13,642	19,366	8,654
2	17500	3,041	9,88	19,687
2	18000	0,725	1,366	1,234
2	18500	1,230	6,094	18,915
2	19000	2,881	8,656	17,421
2	19500	1,179	4,654	15,015
2	20000	0,757	1,432	1,237
3	500	2,923	6,86	20,00
3	1000	1,028	2,609	12,788
3	1500	1,512	3,06	9,479
3	2000	5,597	16,51	20,00
3	2500	0,321	2,329	19,568

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
3	3000	2,604	6,114	17,709
3	3500	0,371	1,768	16,073
3	4000	3,143	9,162	11,149
3	4500	3,84	11,00	13,303
3	5000	0,719	3,045	19,232
3	5500	1,356	3,772	17,57
3	6000	3,004	7,009	20,00
3	6500	2,318	5,379	15,406
3	7000	1,249	3,413	15,83
3	7500	2,758	6,488	18,408
3	8000	1,416	3,995	18,329
3	8500	2,959	7,114	20,00
3	9000	3,761	11,411	13,433
3	9500	5,480	16,782	19,65
3	10000	1,923	4,354	12,526
3	10500	5,266	15,539	18,141
3	11000	5,548	16,841	19,523
3	11500	5,433	16,169	18,797
3	12000	2,174	5,955	7,313
3	12500	5,385	16,761	19,336
3	13000	4,788	14,544	16,839
3	13500	2,990	7,022	19,444
3	14000	3,946	11,808	13,771
3	14500	4,826	14,455	16,717
3	15000	5,240	15,827	18,292

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
3	15500	2,796	6,588	18,250
3	16000	4,182	12,213	14,120
3	16500	4,579	13,684	15,849
3	17000	3,061	7,301	19,967
3	17500	5,452	16,626	19,094
3	18000	3,476	10,341	12,063
3	18500	5,663	17,062	19,645
3	19000	2,691	7,121	8,611
3	19500	1,677	3,399	9,882
3	20000	2,793	7,663	9,250
4	500	0,815	2,261	18,882
4	1000	1,804	4,234	6,768
4	1500	2,68	5,142	18,871
4	2000	5,032	12,666	19,326
4	2500	5,000	12,586	19,140
4	3000	5,225	13,189	20,00
4	3500	0,140	0,755	15,498
4	4000	5,255	13,314	20,00
4	4500	4,628	12,063	17,96
4	5000	3,778	9,711	14,51
4	5500	5,024	12,905	19,237
4	6000	5,161	13,103	19,408
4	6500	4,479	11,562	17,134
4	7000	2,442	4,652	16,711
4	7500	3,882	9,886	14,623

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
4	8000	2,990	7,486	11,170
4	8500	4,367	11,418	16,727
4	9000	5,193	13,551	19,814
4	9500	2,659	5,188	18,363
4	10000	5,319	13,794	20,00
4	10500	4,030	10,427	15,21
4	11000	0,840	2,534	20,00
4	11500	1,967	3,532	12,799
4	12000	5,117	13,458	19,393
4	12500	3,765	9,534	13,869
4	13000	4,788	12,36	17,812
4	13500	5,050	13,458	19,305
4	14000	5,292	13,954	19,975
4	14500	5,318	13,929	19,953
4	15000	5,270	14,096	19,980
4	15500	5,233	13,814	19,671
4	16000	5,422	13,947	19,900
4	16500	2,347	4,526	15,747
4	17000	5,325	13,953	19,745
4	17500	4,771	12,532	17,784
4	18000	0,087	1,167	20,00
4	18500	3,487	8,892	12,793
4	19000	4,517	11,98	17,009
4	19500	4,298	11,149	15,866
4	20000	5,326	13,836	19,538

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
5	500	1,362	2,453	17,690
5	1000	3,953	8,622	15,84
5	1500	2,737	4,393	19,561
5	2000	4,132	9,15	16,636
5	2500	3,841	8,596	15,559
5	3000	2,732	4,616	20,00
5	3500	2,425	3,961	17,301
5	4000	4,592	10,466	18,747
5	4500	3,012	6,752	12,169
5	5000	3,899	8,899	15,783
5	5500	1,884	3,077	13,501
5	6000	4,765	10,704	18,949
5	6500	2,529	5,513	9,913
5	7000	1,885	3,103	13,441
5	7500	2,212	4,753	8,588
5	8000	0,870	1,916	18,823
5	8500	4,318	9,910	17,355
5	9000	4,187	9,696	16,893
5	9500	5,010	11,554	20,00
5	10000	3,397	7,81	13,607
5	10500	2,804	4,741	20,00
5	11000	3,902	8,910	15,393
5	11500	4,688	10,908	18,759
5	12000	0,989	1,421	10,975
5	12500	2,144	4,733	8,372

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
5	13000	0,19	0,808	18,136
5	13500	1,818	2,831	12,271
5	14000	4,97	11,668	19,785
5	14500	4,615	10,931	18,429
5	15000	2,632	4,333	18,128
5	15500	4,903	11,413	19,292
5	16000	2,858	4,873	19,972
5	16500	4,854	11,363	19,063
5	17000	4,360	10,487	17,532
5	17500	1,986	4,158	7,455
5	18000	4,968	11,908	19,785
5	18500	1,167	15,93	17,987
5	19000	4,609	10,937	18,246
5	19500	0,662	0,872	10,515
5	20000	2,690	6,161	10,53
6	500	1,548	2,375	20,00
6	1000	3,807	7,849	16,540
6	1500	4,674	9,552	20,00
6	2000	4,496	9,207	19,206
6	2500	4,673	9,563	19,84
6	3000	4,55	9,34	19,331
6	3500	4,511	9,163	19,013
6	4000	3,970	8,175	16,951
6	4500	4,047	8,392	17,226
6	5000	3,223	6,622	13,695

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
6	5500	2,47	3,672	18,353
6	6000	4,177	8,738	17,811
6	6500	4,357	9,130	18,549
6	7000	0,143	0,089	0,001
6	7500	0,554	1,028	16,905
6	8000	4,724	9,755	19,65
6	8500	4,693	9,957	20,00
6	9000	3,691	7,585	15,281
6	9500	2,323	4,703	9,596
6	10000	2,504	3,765	18,395
6	10500	2,236	4,473	9,136
6	11000	4,543	9,701	19,181
6	11500	4,448	9,439	18,636
6	12000	4,609	9,832	19,285
6	12500	3,315	6,952	13,791
6	13000	4,718	10,243	20,00
6	13500	4,783	10,218	20,00
6	14000	1,521	2,513	19,791
6	14500	2,725	4,130	19,770
6	15000	2,931	6,134	12,093
6	15500	0,856	1,465	17,008
6	16000	4,247	9,051	17,479
6	16500	2,547	3,905	18,608
6	17000	3,626	7,867	15,173
6	17500	1,543	2,458	19,293

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
6	18000	3,487	7,463	14,434
6	18500	4,79	10,294	19,766
6	19000	3,575	7,574	14,578
6	19500	4,483	9,678	18,473
6	20000	4,644	10,059	19,158
7	500	1,402	8,572	19,931
7	1000	4,367	8,363	19,826
7	1500	0,779	1,031	15,012
7	2000	1,294	1,714	16,566
7	2500	3,386	6,356	14,979
7	3000	3,693	6,934	16,309
7	3500	4,416	8,409	19,572
7	4000	2,831	5,286	12,423
7	4500	0,611	1,132	20,00
7	5000	1,67	2,114	12,447
7	5500	4,521	8,658	19,899
7	6000	4,19	8,182	18,738
7	6500	4,19	8,182	18,738
7	7000	0,712	0,810	12,563
7	7500	2,585	3,599	20,00
7	8000	1,384	1,738	10,272
7	8500	2,800	5,372	12,303
7	9000	2,440	4,627	10,607
7	9500	1,046	1,147	7,447
7	10000	3,739	7,275	16,422

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
7	10500	3,698	7,212	16,26
7	11000	2,821	5,422	12,248
7	11500	1,935	3,62	8,342
7	12000	2,367	3,29	18,016
7	12500	4,401	8,656	19,154
7	13000	3,322	6,476	14,368
7	13500	1,637	2,915	6,907
7	14000	1,826	2,431	13,486
7	14500	3,384	6,647	14,718
7	15000	1,471	2,035	18,466
7	15500	4,410	8,828	19,292
7	16000	1,895	2,577	14,092
7	16500	4,01	7,986	17,461
7	17000	0,404	0,895	20,00
7	17500	4,384	8,698	18,815
7	18000	2,308	3,194	17,131
7	18500	0,918	1,4	18,183
7	19000	4,387	8,755	18,926
7	19500	1,399	1,923	17,382
7	20000	4,444	8,823	19,019
8	500	1,466	1,819	19,359
8	1000	2,274	2,885	18,350
8	1500	2,019	2,531	16,235
8	2000	3,069	5,385	14,168
8	2500	1,998	3,442	9,208

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
8	3000	1,360	2,191	6,158
8	3500	4,032	7,236	18,697
8	3500	4,032	7,236	18,697
8	4000	1,521	1,899	20
8	4500	3,537	6,277	16,268
8	5000	2,220	2,775	17,537
8	5500	4,356	7,794	20,00
8	6000	0,518	0,538	13,354
8	6500	1,708	2,882	7,663
8	7000	0,525	0,554	13,534
8	7500	0,519	0,561	13,573
8	8000	4,124	7,431	18,813
8	8500	1,754	2,141	13,514
8	9000	2,487	3,197	19,627
8	9500	2,525	3,270	19,950
8	10000	2,229	2,800	17,257
8	10500	1,525	1,937	19,778
8	11000	2,501	3,170	19,351
8	11500	2,54	3,212	19,688
8	12000	0,646	1,016	20,00
8	12500	3,485	6,381	15,743
8	13000	4,366	8,135	19,917
8	13500	3,271	5,914	14,627
8	14000	1,442	1,633	10,565
8	14500	4,145	7,629	18,643

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
8	15000	1,670	2,051	12,675
8	15500	1,730	3,003	7,692
8	16000	4,248	7,912	19,039
8	16500	4,436	8,29	19,931
8	17000	2,198	3,938	9,743
8	17500	1,216	1,451	15,082
8	18000	4,389	8,089	19,468
8	18500	4,320	8,184	19,523
8	19000	2,388	3,120	18,393
8	19500	1,908	2,424	14,537
8	20000	1,52	2,507	6,551
9	500	0,584	0,672	16,528
9	1000	1,650	1,822	13,237
9	1500	0,658	0,842	19,444
9	2000	3,616	6,095	17,518
9	2500	0,647	0,876	19,763
9	3000	0,926	1,073	18,314
9	3500	0,627	0,806	18,657
9	4000	1,893	2,180	15,289
9	4500	3,595	6,108	17,322
9	5000	4,150	7,059	19,791
9	5500	2,446	2,891	19,917
9	6000	3,626	6,134	17,219
9	6500	4,205	7,189	20,00
9	7000	2,265	3,817	10,787

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
9	7500	3,964	6,821	18,849
9	8000	4,074	7,089	19,512
9	8500	2,280	2,715	18,350
9	9000	4,196	7,274	19,934
9	9500	3,96	6,804	18,694
9	10000	2,221	2,662	17,911
9	10500	4,207	7,338	20,00
9	11000	0,625	0,809	18,338
9	11500	3,744	6,507	17,688
9	12000	2,384	2,843	18,917
9	12500	2,488	2,971	19,774
9	13000	4,165	7,332	19,567
9	13500	0,647	0,853	19,013
9	14000	3,984	6,940	18,599
9	14500	2,303	2,788	18,363
9	15000	4,266	7,536	20,00
9	15500	3,256	5,628	15,064
9	16000	3,797	6,712	17,783
9	16500	4,038	7,093	18,792
9	17000	4,025	7,152	18,887
9	17500	4,218	7,478	19,712
9	18000	2,320	2,814	18,281
9	18500	1,339	2,031	5,965
9	19000	4,034	7,195	18,727
9	19500	2,288	2,767	18,018

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
9	20000	4,302	7,635	19,796
10	500	2,313	2,572	19,573
10	1000	3,932	6,322	19,844
10	1500	0,869	0,886	16,987
10	2000	0,389	0,179	4,801
10	2500	3,627	5,842	18,215
10	3000	1,388	1,446	18,503
10	3500	0,939	1,009	18,664
10	4000	2,367	2,693	20,00
10	4500	3,854	6,263	19,121
10	5000	3,129	5,038	15,433
10	5500	2,334	2,574	19,284
10	6000	3,346	5,383	16,42
10	6500	3,396	5,475	16,656
10	7000	2,410	2,699	19,912
10	7500	0,976	1,129	20,00
10	8000	3,500	5,731	17,207
10	8500	1,571	2,394	7,584
10	9000	3,807	6,282	18,731
10	9500	2,156	3,434	10,394
10	10000	2,177	2,437	17,958
10	10500	4,123	6,805	20,00
10	11000	3,100	5,130	15,130
10	11500	4,06	6,734	19,688
10	12000	4,107	6,785	19,861

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
10	12500	3,450	5,711	16,694
10	13000	3,251	5,404	15,767
10	13500	2,545	4,124	12,206
10	14000	0,217	0,083	1,411
10	14500	4,149	6,92	20,00
10	15000	3,547	5,914	17,150
10	15500	4,029	6,763	19,479
10	16000	3,956	6,702	19,228
10	16500	2,166	3,506	10,281
10	17000	3,812	6,449	18,346
10	17500	2,768	4,583	13,219
10	18000	3,189	5,367	15,324
10	18500	3,486	5,943	16,869
10	19000	4,108	6,929	19,649
10	19500	3,181	5,275	15,061
10	20000	3,87	6,493	18,365
11	500	2,089	2,15	17,903
11	1000	1,160	1,090	15,541
11	1500	2,069	2,167	17,807
11	2000	2,309	2,460	20,00
11	2500	2,349	3,533	11,954
11	3000	2,097	2,208	17,981
11	3500	3,701	5,708	18,893
11	4000	0,121	0,058	0,180
11	4500	2,610	3,946	13,203

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
11	5000	3,071	4,769	15,706
11	5500	3,822	5,914	19,39
11	6000	3,723	5,754	18,845
11	6500	3,746	5,793	18,94
11	7000	3,337	5,22	16,981
11	7500	3,547	5,566	18,036
11	8000	0,114	0,053	0,036
11	8500	0,326	0,227	1,327
11	9000	2,604	4,04	13,162
11	9500	3,625	5,698	18,283
11	10000	3,957	6,255	20,00
11	10500	0,958	1,019	19,619
11	11000	1,494	2,178	7,361
11	11500	3,781	6,007	18,915
11	12000	2,383	3,723	11,888
11	12500	0,968	0,98	19,12
11	13000	3,651	5,821	18,257
11	13500	1,514	1,501	12,311
11	14000	2,325	2,516	19,494
11	14500	3,834	6,042	18,917
11	15000	2,999	4,757	14,911
11	15500	4,006	6,470	20,00
11	16000	3,609	5,748	17,875
11	16500	1,471	1,459	11,874
11	17000	2,196	2,377	18,227

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
11	17500	3,963	6,386	19,496
11	18000	3,656	5,88	17,988
11	18500	4,023	6,491	19,756
11	19000	3,854	6,305	19,114
11	19500	2,299	2,503	19,054
11	20000	2,607	4,113	12,735
12	500	3,421	5,012	18,158
12	1000	3,766	5,547	20,00
12	1500	2,855	4,161	15,09
12	2000	0,291	0,189	1,358
12	2500	1,158	1,017	9,803
12	3000	3,751	5,517	19,733
12	3500	0,979	0,946	20,00
12	4000	2,24	2,282	19,652
12	4500	3,446	5,119	18,138
12	5000	3,450	5,138	18,15
12	5500	2,150	2,184	18,807
12	6000	3,531	5,265	18,36
12	6500	2,057	2,094	17,947
12	7000	2,469	3,632	12,779
12	7500	1,54	1,508	13,227
12	8000	2,71	4,013	14,015
12	8500	3,359	5,114	17,559
12	9000	2,297	2,314	19,715
12	9500	3,860	5,871	20,00

Продовження таблиці В.1

1	2	3	4	5
12	10000	0,768	0,579	14,026
12	10500	2,801	4,206	14,478
12	11000	3,381	5,108	17,408
12	11500	3,376	5,127	17,468
12	12000	0,911	0,845	17,930
12	12500	1,916	1,932	16,285
12	13000	1,540	9,027	20,00
12	13500	2,421	3,645	12,348
12	14000	2,328	2,397	19,791
12	14500	3,538	5,454	18,115
12	15000	2,059	2,08	17,420
12	15500	3,539	5,455	18,032
12	16000	3,381	5,197	17,199
12	16500	3,858	5,964	19,656
12	17000	3,704	5,732	18,897
12	17500	3,608	5,546	18,304
12	18000	1,332	1,263	17,842
12	18500	2,962	4,541	14,899
12	19000	3,815	5,918	19,365
12	19500	2,099	3,161	10,566
12	20000	3,781	5,931	19,156

Додаток Г
ОПИС МОДИФІКОВАНОГО МЕТОДУ РОЮ ЧАСТОК
ME-D-PSO

Г.1 PSO-алгоритм

У поточному підрозділі коротко буде описана суть алгоритму PSO. Рій розглядається як сукупність деяких частинок з різними положеннями. Положення частинки – це набір її координат $(x_1, x_2, \dots, x_d, \dots, x_D)$ у просторі пошуку розмірності D . На початковій стадії канонічного алгоритму PSO ініціалізуються випадкові положення частинок. Кожна частинка також має вектор швидкості, який на початковій ітерації дорівнює нулю. У наступних ітераціях алгоритму компоненти векторів положення та швидкості кожної частинки оновлюються за формулами:

$$\begin{cases} v_{d,j} = wv_{d(j-1)} + c_1r_1(p_{d(j-1)} - x_{d(j-1)}) + c_2r_2(g_d - x_{d(j-1)}); \\ x_{d,j} = x_{d(j-1)} + v_{d,j}, \end{cases} \quad (\text{Г.1})$$

де j – номер поточної ітерації ($j \in \overline{(1, J)}$); J – загальна кількість ітерацій; $v_{d,j}$ і $x_{d,j}$ – нові d -й компоненти векторів швидкості і положення частинок; $p_{d,j}$ – кращий d -й компонент вектора положення частки, який вона знайшла на попередніх ітераціях (персональний мінімум); g_d – найкращий d -й аргумент мінімізованої функції, який був знайдений роєм на попередніх ітераціях (глобальний мінімум); w – коефіцієнт інерції; c_1 і c_2 – когнітивний та соціальний коефіцієнти відповідно; r_1, r_2 – випадкові числа, які рівномірно сформовані на інтервалі $[0, 1]$.

Після застосування формул (Г.1) значення p_{dj} та g_d слід оновити відповідно до таких виразів:

$$\begin{cases} p_j = x_j, & \text{if } f(x_j) < f(p_j); \\ g_j = p_j, & \text{if } f(p_j) < f(g_j), \end{cases} \quad (\text{Г.2})$$

де f – цільова функція (функція ціни).

Г.2 Новий модифікований метод на базі PSO (ME-D-PSO)

Перш за все буде описаний алгоритм ME-PSO. Як було зазначено раніше, основна ідея цього методу – це моніторинг ефективності алгоритму під час його виконання. Якщо рій схильний до збіжності і має низьку ефективність пошуку, це означає, що він потрапив у область притягання поганого мінімуму. Критерій, що відображає цей стан рою, такий:

$$AR \geq \frac{g_j - g_{(j-1)}}{g_j}, \quad (\text{Г.3})$$

де AR – це прийнятна швидкість зменшення глобального кращого (це значення має бути встановлено в діапазоні від 0,1 ... 0,001). Права частина нерівності показує відносне зменшення глобального кращого під час ітерації. Якщо нерівність (Г.3) буде порушена, то рій слід переініціалізувати. Для першої ітерації переініціалізованого рою глобальне краще буде рівне глобальному кращому попередньої епохи рою.

З метою покращення пошукової здатності нової модифікації PSO, вона була вдосконалена за допомогою методу різноманітності. Термін «різноманітність» означає різні особливості частинок, які забезпечують різний спосіб їх руху. Від ітерації до ітерації закономірності руху частинок змінюються. Це, у свою чергу, покращує шанси знайти хороший (або навіть глобальний) мінімум цільової функції. У рамках дослідження різноманітність забезпечується постійною зміною коефіцієнтів w , c_1 та c_2 . Використовується стохастичний метод їх зміни. Зокрема, коефіцієнти w , c_1 та c_2 задаються як псевдовипадкові числа в деяких діапазонах: w_{min} і w_{max} – для w ; c_{1min} і c_{1max} – для c_1 ; c_{2min} і c_{2max} – для c_2 . Від ітерації до коефіцієнти w , c_1 та c_2 змінюються. Однак, більш загальний випадок алгоритму дозволяє уповільнити зміни коефіцієнтів w , c_1 та c_2 : можливі зміни не на кожній з ітерацій. Такий випадок не розглядається в цих дослідженнях.

Алгоритм ME-D-PSO можна описати за допомогою наступного псевдокоду:

- 1) задати розмірність рою, критерій зупинки (кількість ітерацій, значення цільової функції тощо), параметри w_{\min} , w_{\max} , $c_{1\min}$, $c_{1\max}$, $c_{2\min}$, $c_{2\max}$ та AR ;
- 2) ініціалізувати положення та швидкості частинок;
- 3) розрахувати найкраще глобальне g_1 ;

4) робити

- 4.1) встановити параметри c_1 , c_2 , w ;
- 4.2) оновити положення та швидкості частинок;
- 4.3) обчислити особисте найкраще та глобальне найкраще;
- 4.4) обчислити $\frac{g_j - g_{(j-1)}}{g_j}$;
- 4.5) перевірити умову: **якщо** $AR \geq \frac{g_j - g_{(j-1)}}{g_j}$ **тоді** переініціалізувати положення та швидкості частинок;

Доки умова зупинки не буде виконана.

Таким чином, реініціалізація перешкоджає передчасній збіжності алгоритму, а різноманітність частинок у рої забезпечує хорошу пошукову здатність. Алгоритм, який містить ці механізми, отримав назву Multi-Epoch-Diversity-PSO (ME-D-PSO).

Додаток Д

**КОД ПРОГРАМИ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ЧАСТОТНИМ
ПЕРЕТВОРЮВАЧЕМ ТА ЗБОРУ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ
ЗА ДОПОМОГОЮ МІКРОКОНТРОЛЕРА ARDUINO UNO R3**

```
#include <TimerOne.h>
#include <SPI.h>
#include <SD.h>
#include <MovingAverage.h>
#include <Wire.h>

#include <Adafruit_MCP4725.h>

Adafruit_MCP4725 dac;

MovingAverage<float>test(3, 1);

MovingAverage<float>test1(20, 2);

MovingAverage<float>test2(20, 2);

long EncB = 0;
long interruptPinA = 3;
long interruptPinB = 2;
long EncA = 0;
float prev_rotA = 0;
float prev_rotB = 0;
volatile long tm;
float spdEncA = 0;
float spdEncB = 0;

float f1 = 0;
float fx = 81.6;
float f = 0;
float f0 = 0;
float xsp = 2.5;
float a = 0;
float da = 0;
float x = 0;
float dx = 0;
float m = 0;
float n = 0;
```

```

float k = 0;
void setup()
{
  Serial.begin(9600);
  dac.begin(0x60);
  Timer1.initialize(100000);
  Timer1.attachInterrupt(callback);
  attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(interruptPinA), detectA, RISING);
  attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(interruptPinB), detectB, RISING);
  pinMode(5, INPUT);
  pinMode(6, INPUT);
}
void detectA()
{
  if (digitalRead(5)==HIGH)
  {
    EncA++;
  }
  if (digitalRead(5)==LOW)
  {
    EncA--;
  }
}
void detectB()
{
  if (digitalRead(6)==HIGH)
  {
    EncB++;
  }
  if (digitalRead(6)==LOW)
  {
    EncB--;
  }
}
void callback()
{
  spdEncA = EncA-prev_rotA;
  prev_rotA = EncA;

  spdEncB = EncB-prev_rotB;
  prev_rotB = EncB;
}

void loop()
{

```

```
test.push(EncB);
test1.push(spdEncA);
test2.push(spdEncB);
```

```
Serial.print("{");
  Serial.print(x);
Serial.print(",");
for (uint8_t k = 0; k < test1.size(); k++){ }
  Serial.print(dx);
Serial.print(",");
for (uint8_t i = 0; i < test.size(); i++){ }
Serial.print(a);
Serial.print(",");
  for (uint8_t u = 0; u < test2.size(); u++){ }
Serial.print(da);
Serial.print("}");
Serial.print(",");
m = test1.get();
n = test.get();
k = test2.get();
```

```
x = EncA * 0.001 ;
dx = m * 0.01 ;
a = n/13.9;
da = (k/13.9)*0.1;
```

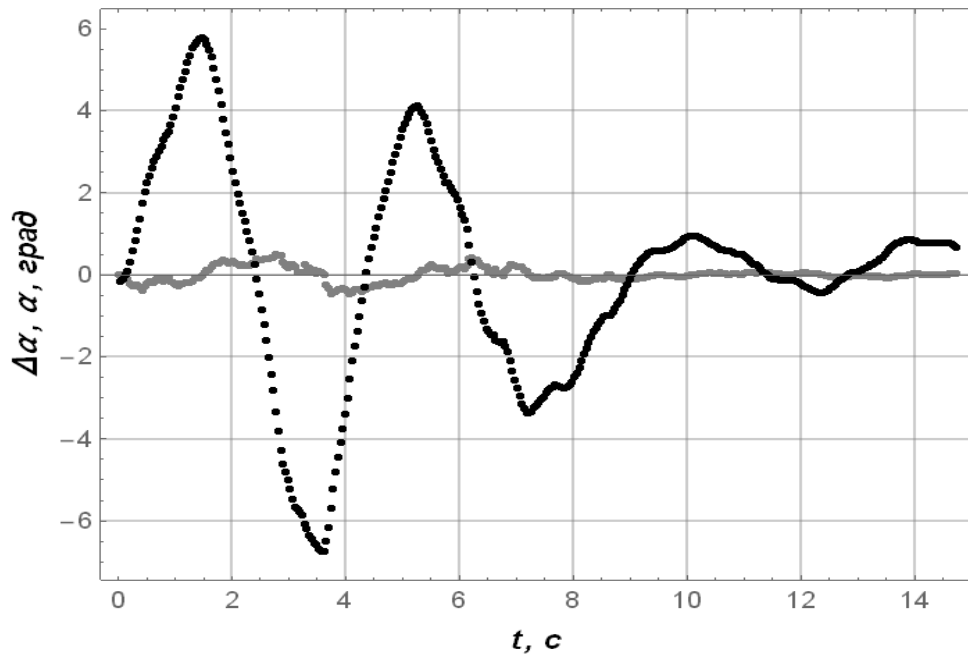
```
f0 = -9.9 * a + 2.5 * da + 199.6 * (xsp - x) + (- 103.6 * dx);
```

```
if ( 0 <= f0 <= 50) {
  f = f0;
};
if (0 > f0) {
  f = 0;
};
if (f0 > 50) {

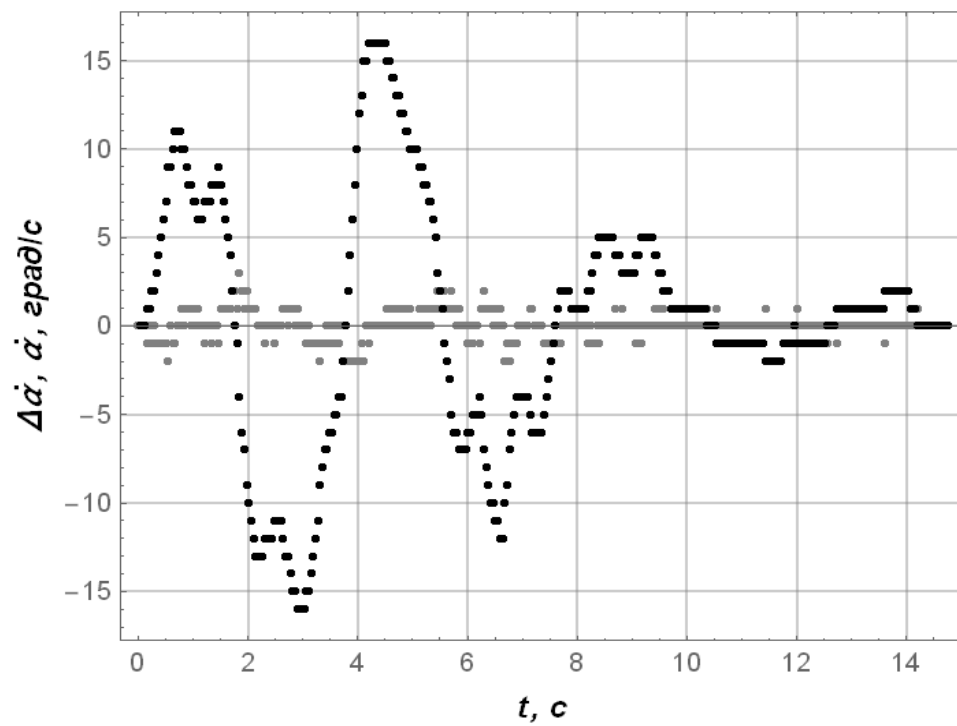
  f = 50;
};
f1 = f * fx;
dac.setVoltage(f1, false);
}
```

Додаток Е

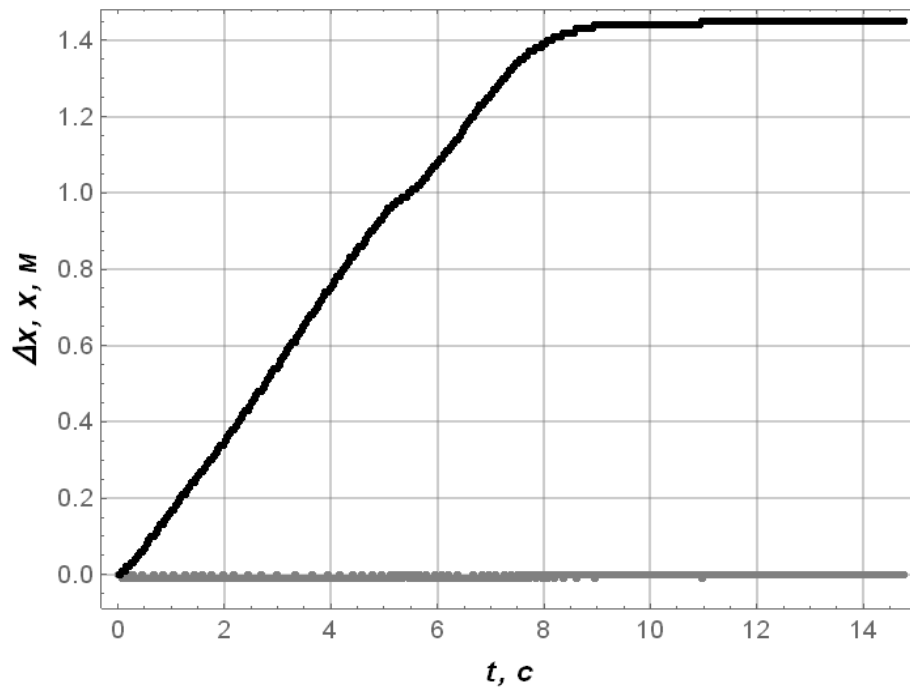
ГРАФІКИ РЕЗУЛЬТАТІВ ПРОВЕДЕНИХ ЕКСПЕРИМЕНТІВ №2-15



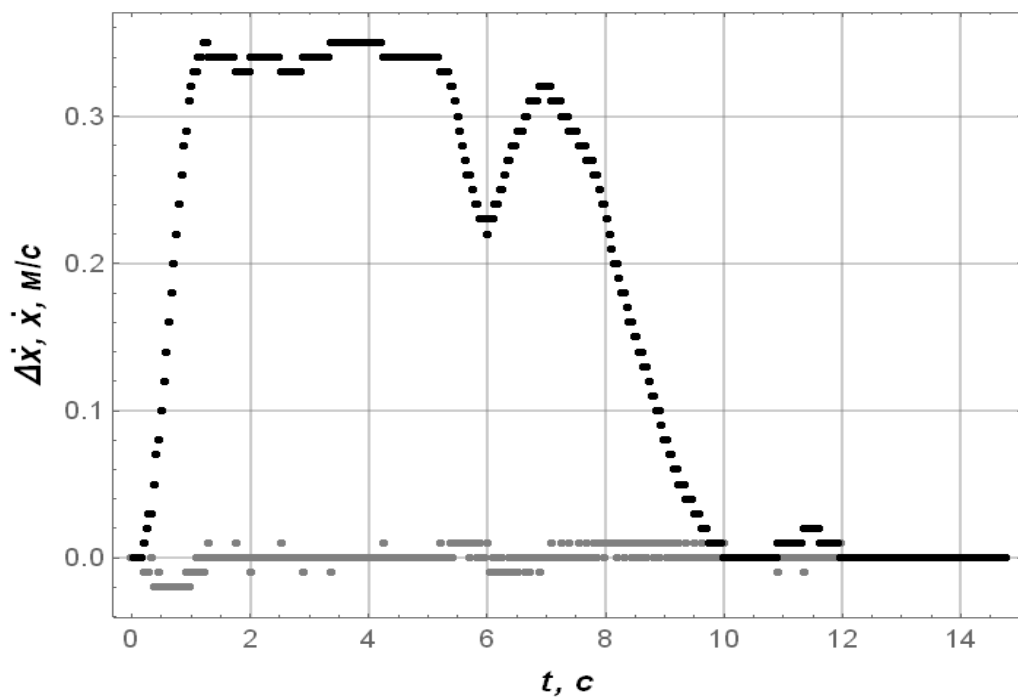
а)



б)



в)

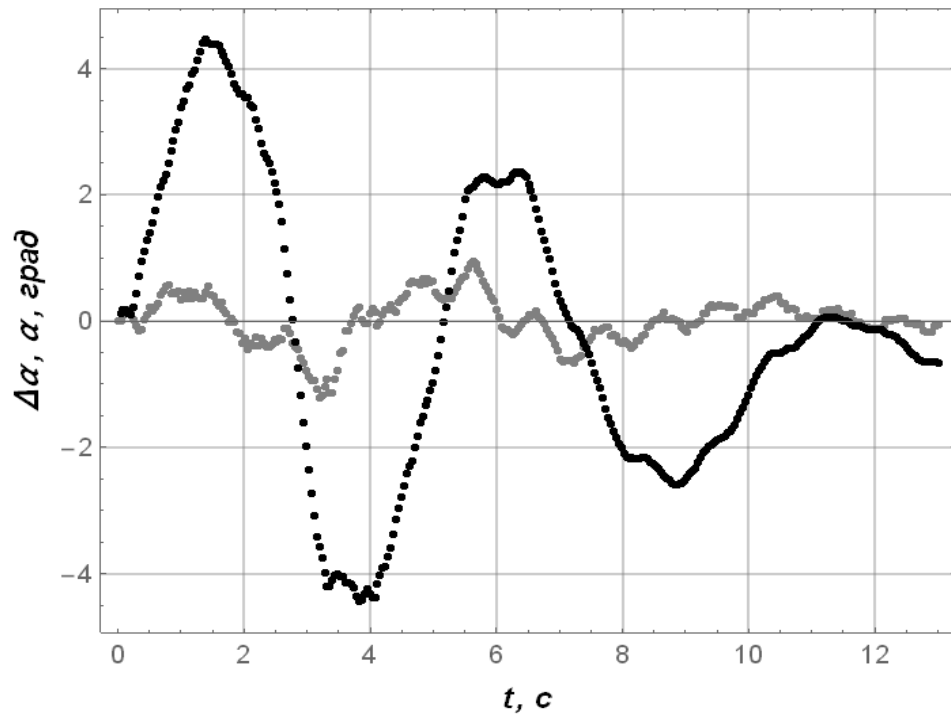


г)

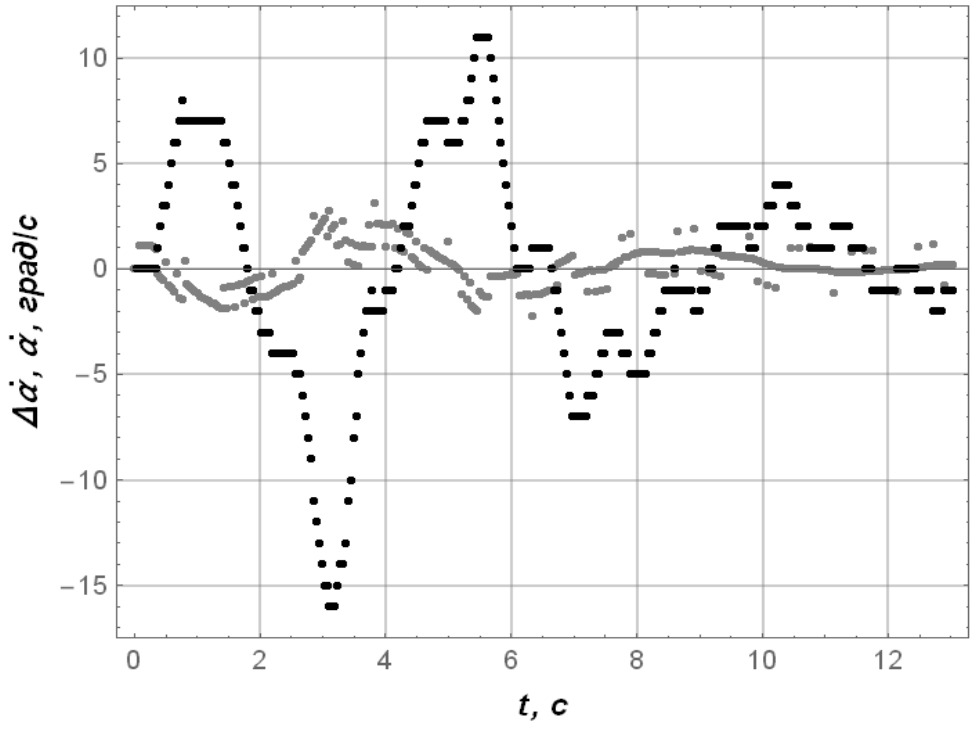
Рисунок Е.1 – Графіки даних для експерименту №2: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.1. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №2

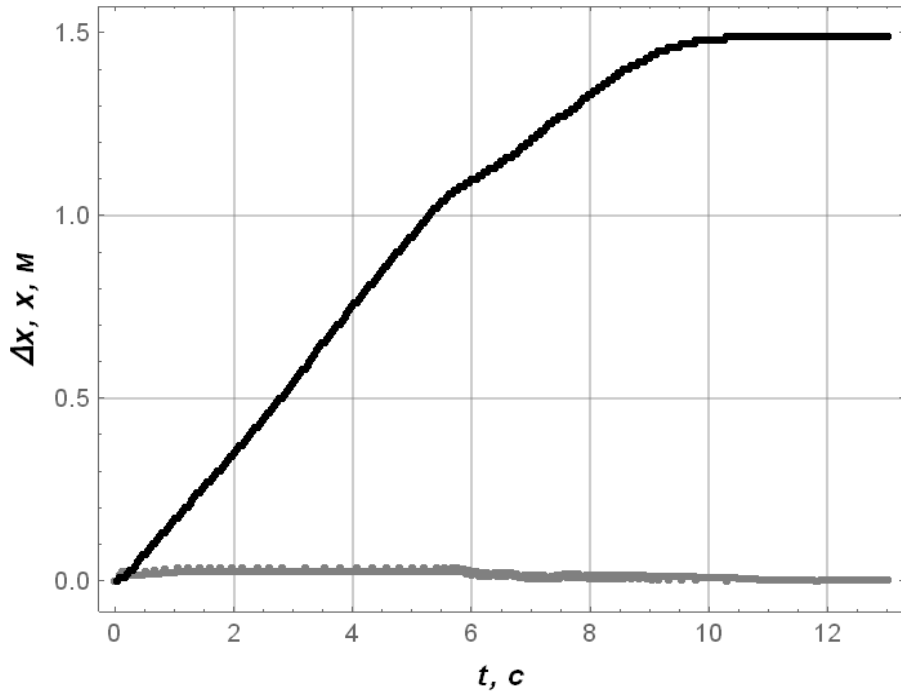
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-8,11 \cdot 10^{-3}$	$3,44 \cdot 10^{-2}$	$1,90 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,33 \cdot 10^{-1}$	$2,27 \cdot 10^{-1}$	$5,35 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-1,18 \cdot 10^0$	$1,30 \cdot 10^0$	$5,58 \cdot 10^{-1}$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-3,51 \cdot 10^0$	$3,52 \cdot 10^0$	$1,19 \cdot 10^0$



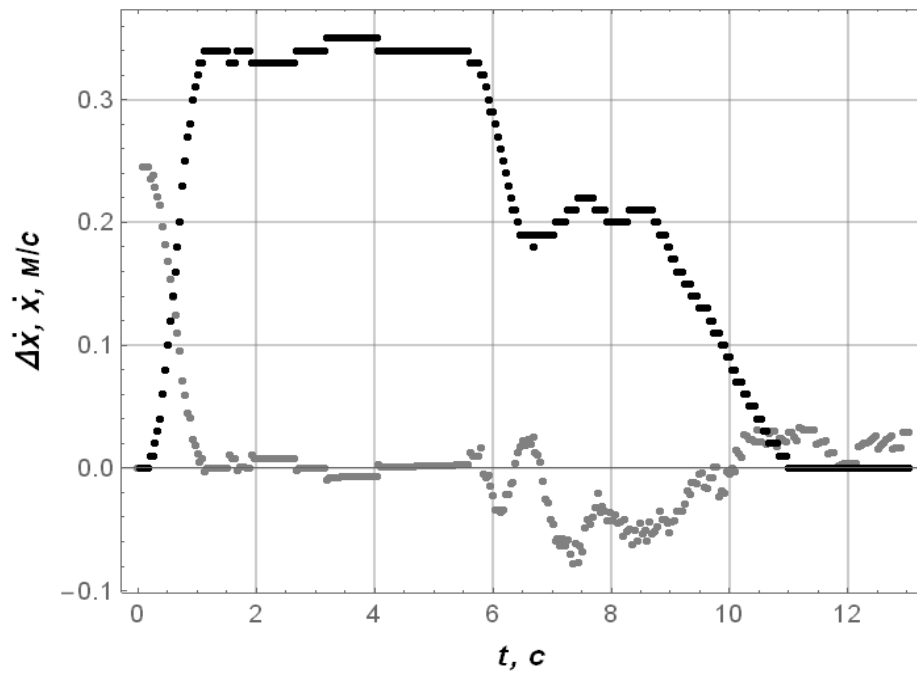
a)



б)



в)

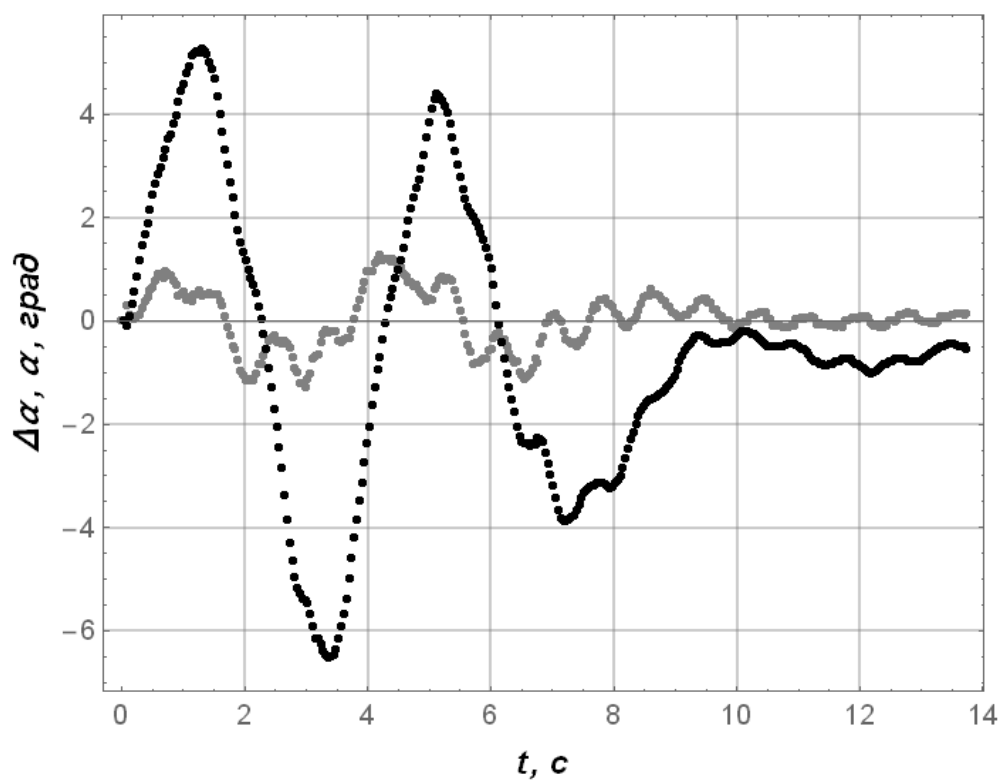


г)

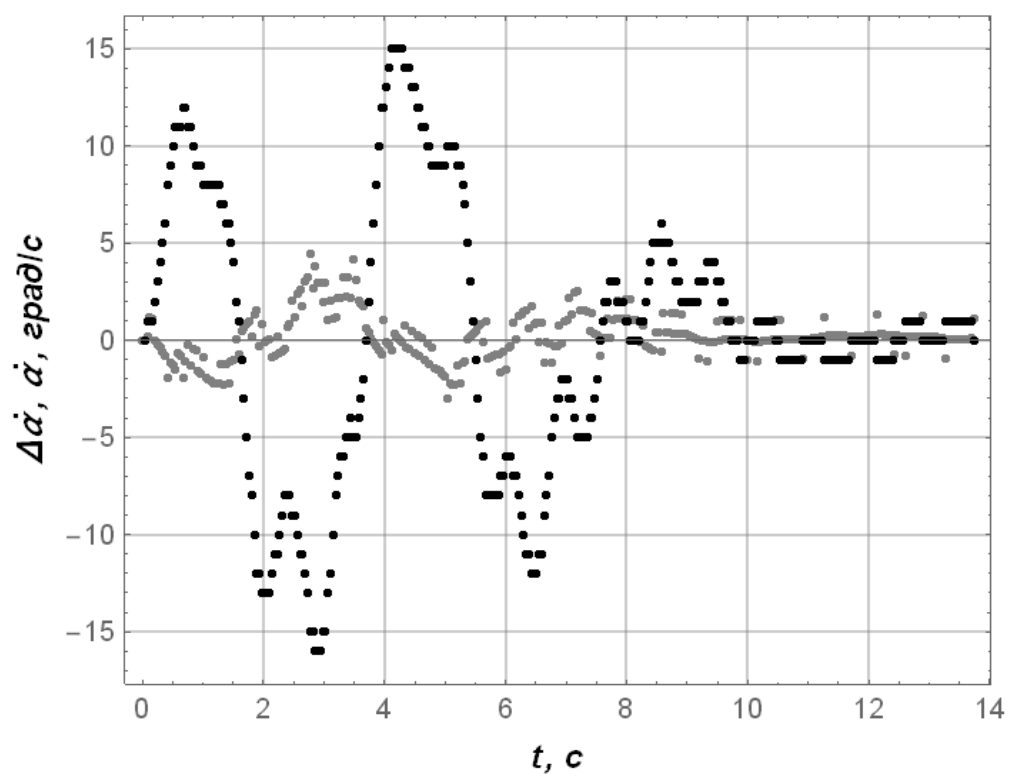
Рисунок Е.2 – Графіки даних для експерименту №3: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.2. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №3

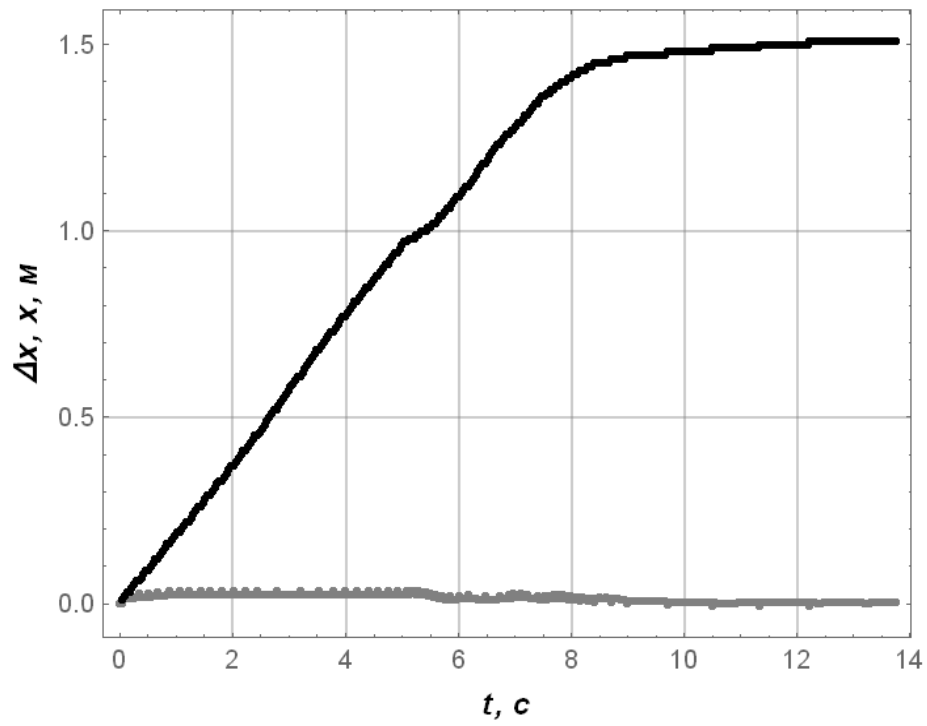
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-1,39 \cdot 10^{-3}$	$3,43 \cdot 10^{-2}$	$1,87 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-7,19 \cdot 10^{-2}$	$2,27 \cdot 10^{-1}$	$4,75 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-1,23 \cdot 10^0$	$9,54 \cdot 10^{-1}$	$3,84 \cdot 10^{-1}$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-2,25 \cdot 10^0$	$3,12 \cdot 10^0$	$9,75 \cdot 10^{-1}$



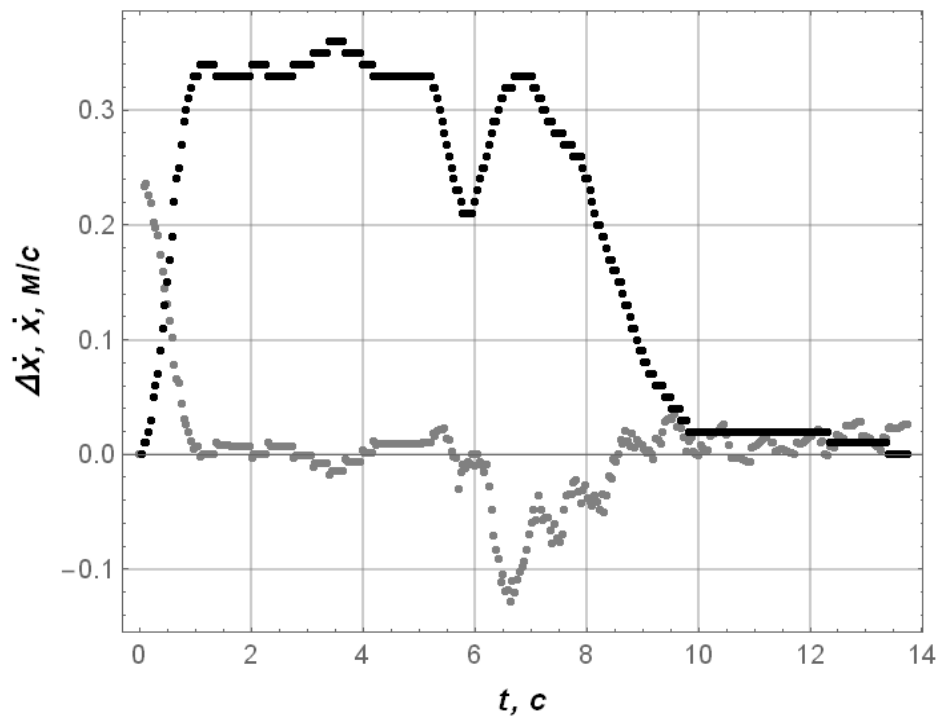
a)



б)



в)

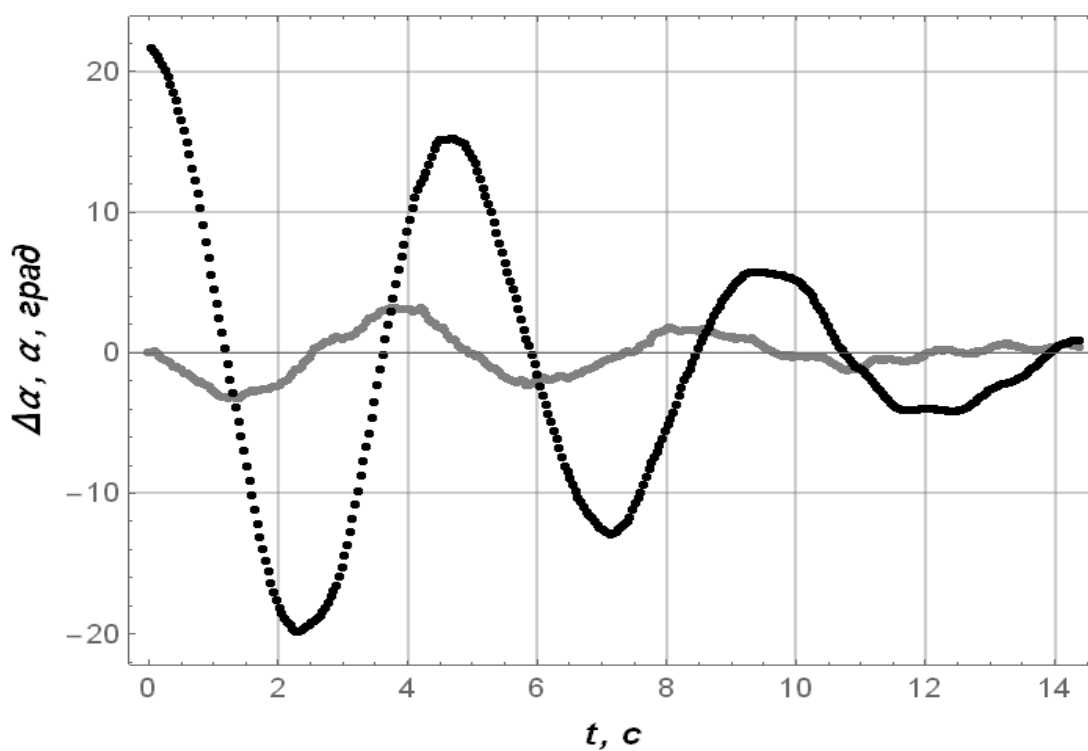


г)

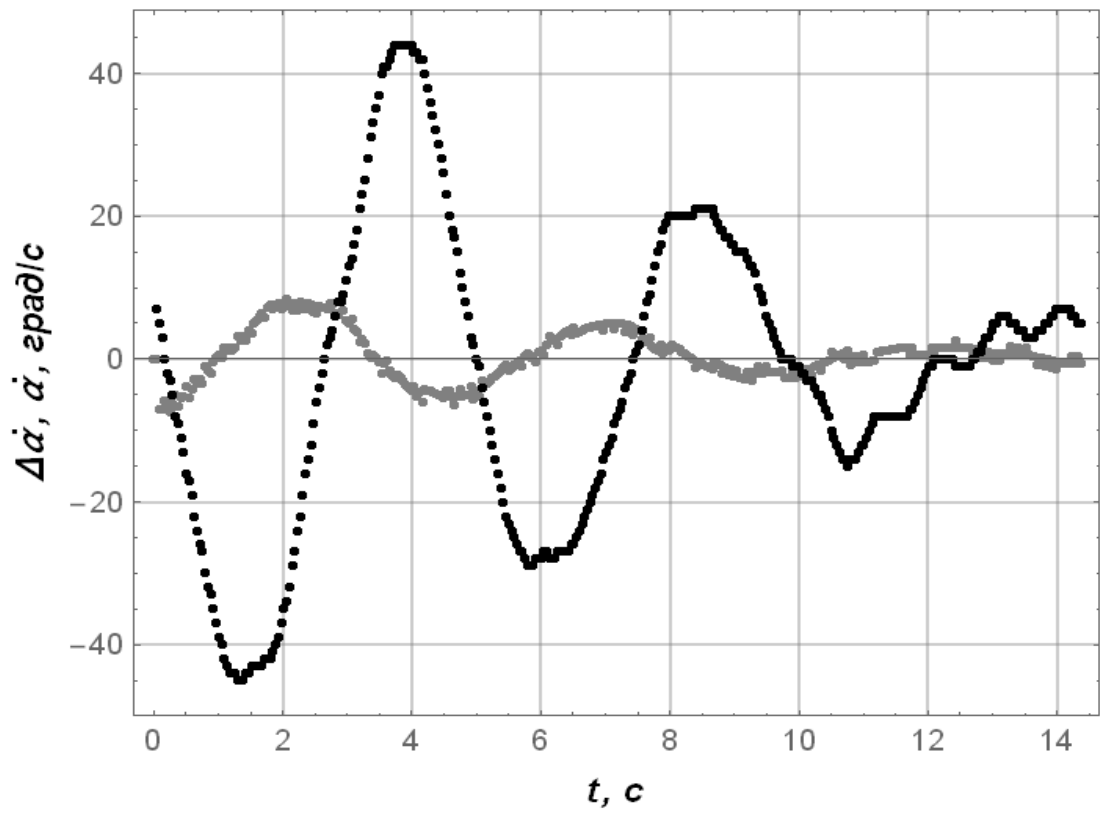
Рисунок Е.3 – Графіки даних для експерименту №4: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.3. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №4

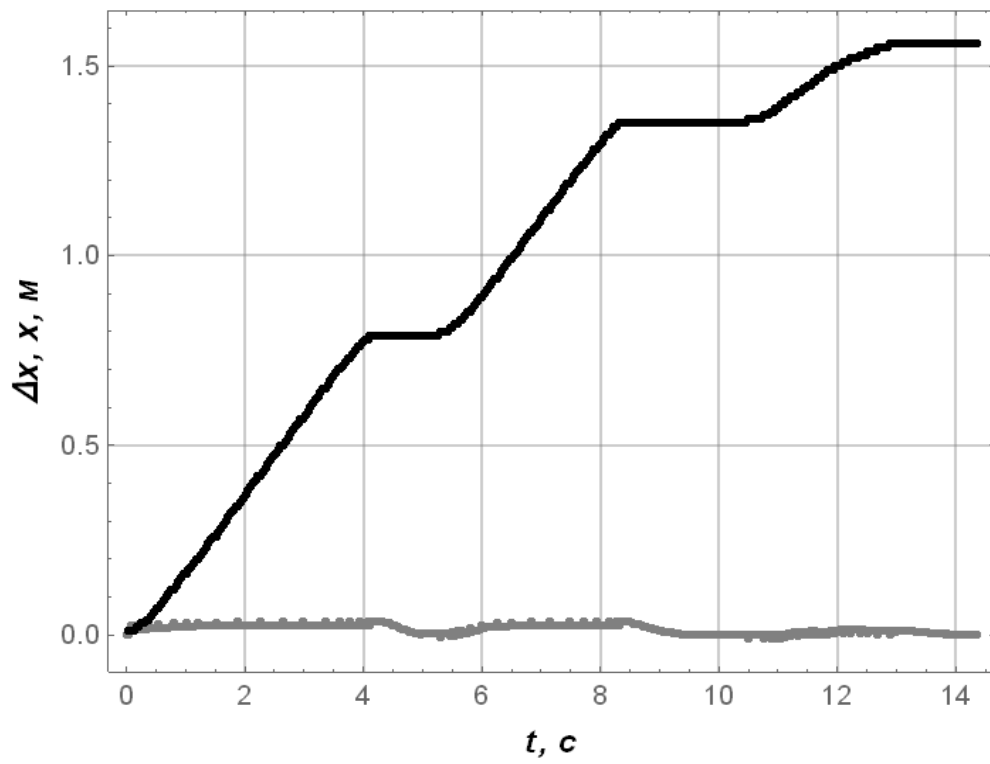
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-6,91 \cdot 10^{-3}$	$3,45 \cdot 10^{-2}$	$1,82 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,19 \cdot 10^{-1}$	$2,21 \cdot 10^{-1}$	$4,48 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-1,26 \cdot 10^0$	$1,28 \cdot 10^0$	$5,25 \cdot 10^{-1}$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-3,03 \cdot 10^0$	$4,47 \cdot 10^0$	$1,18 \cdot 10^0$



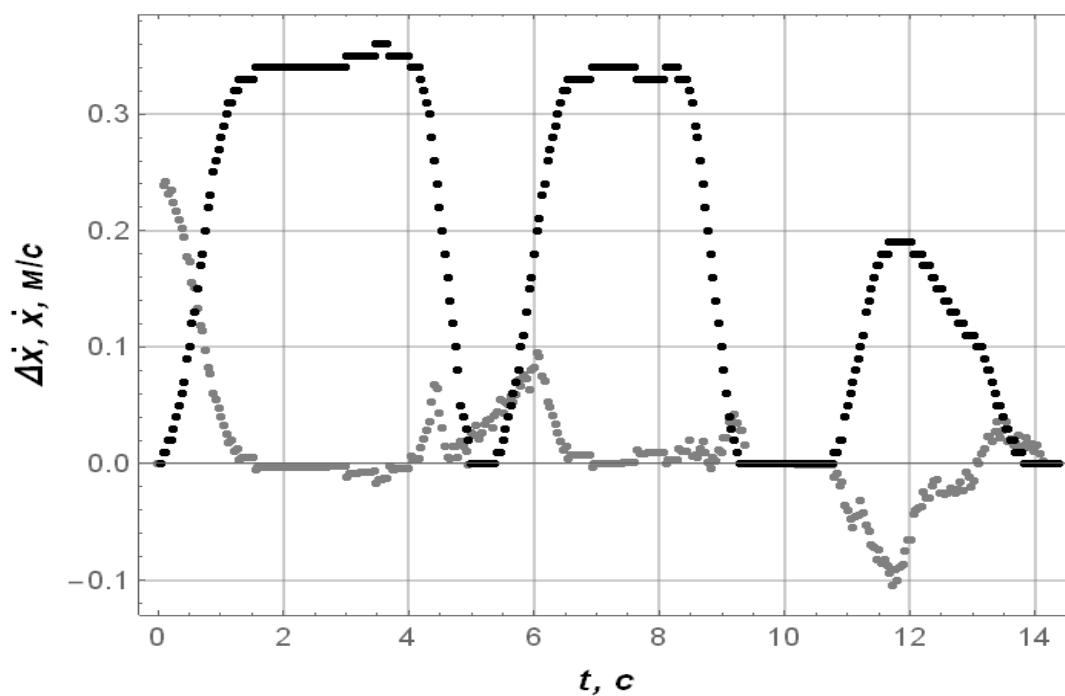
a)



б)



в)

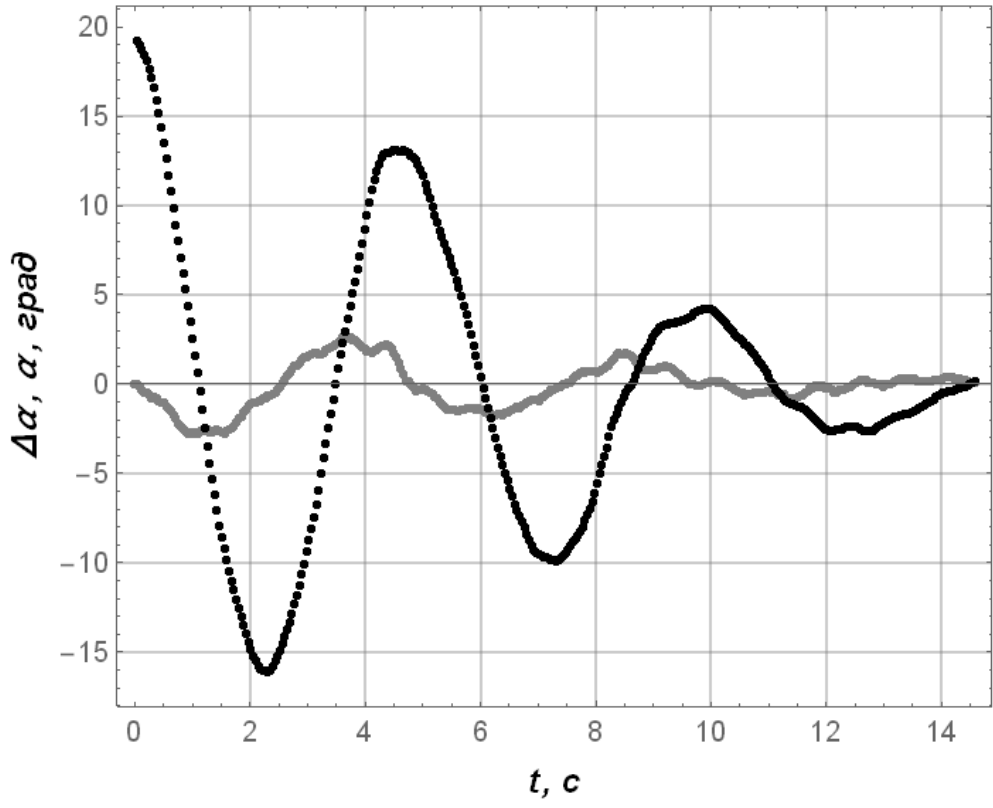


г)

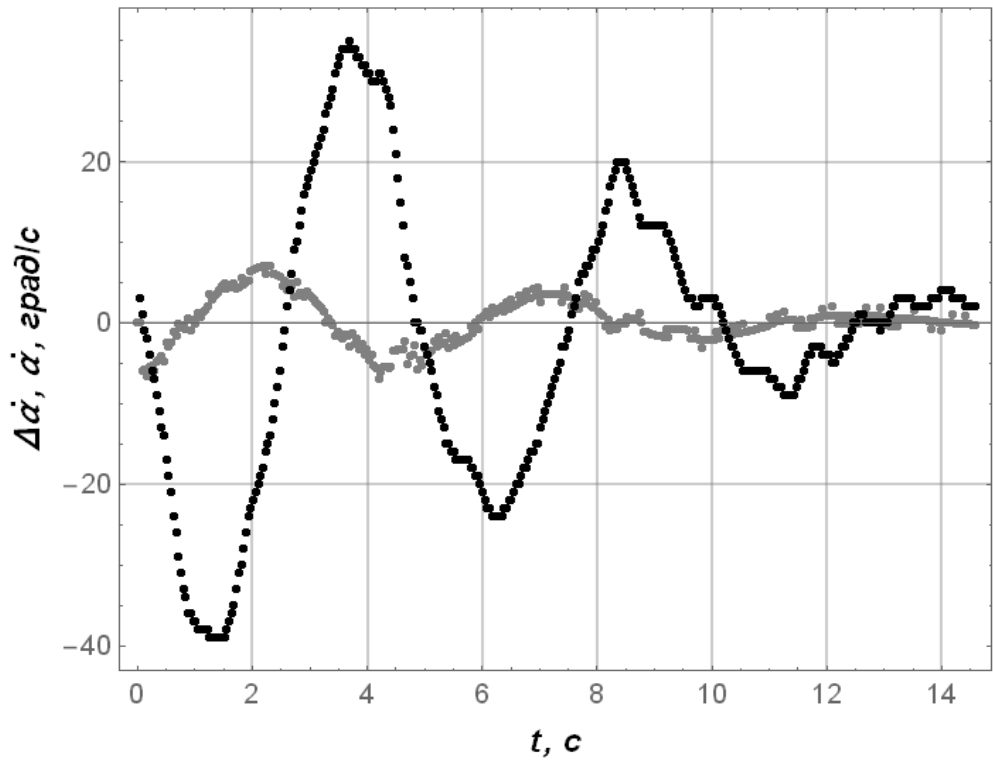
Рисунок Е.4 – Графіки даних для експерименту №5: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.4. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №5

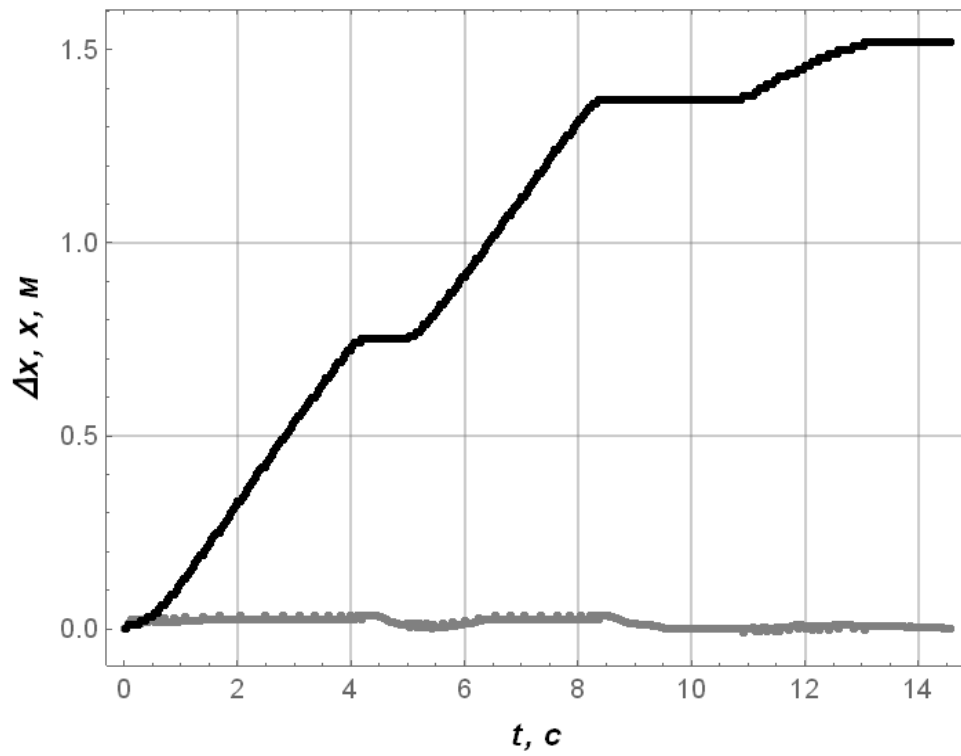
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-1,01 \cdot 10^{-2}$	$3,47 \cdot 10^{-2}$	$1,90 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,04 \cdot 10^{-1}$	$2,41 \cdot 10^{-1}$	$5,21 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-3,24 \cdot 10^0$	$3,21 \cdot 10^0$	$1,49 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-7,42 \cdot 10^0$	$8,47 \cdot 10^0$	$3,46 \cdot 10^0$



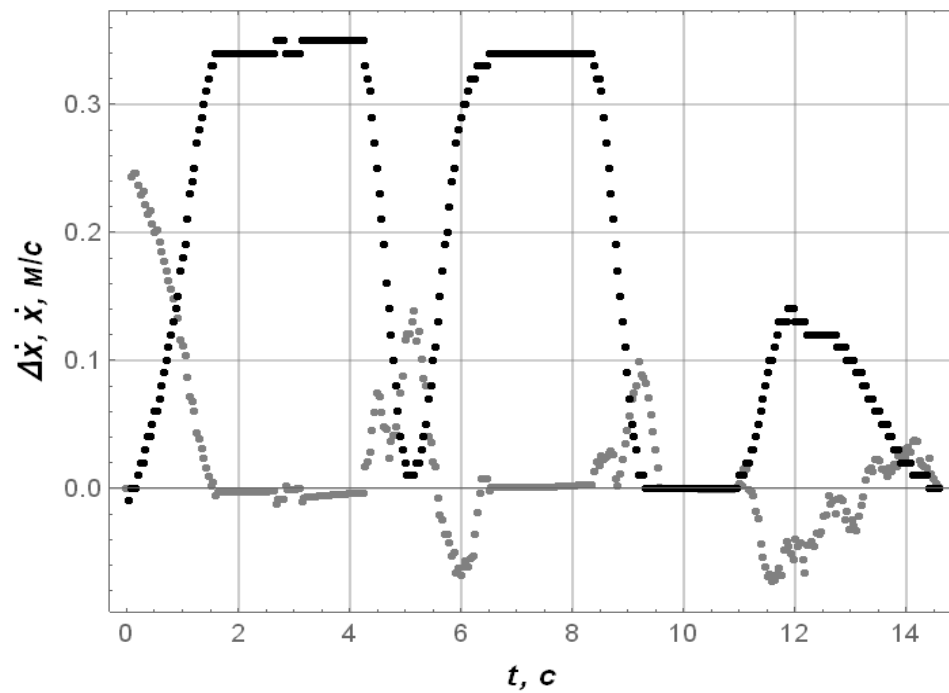
a)



б)



в)

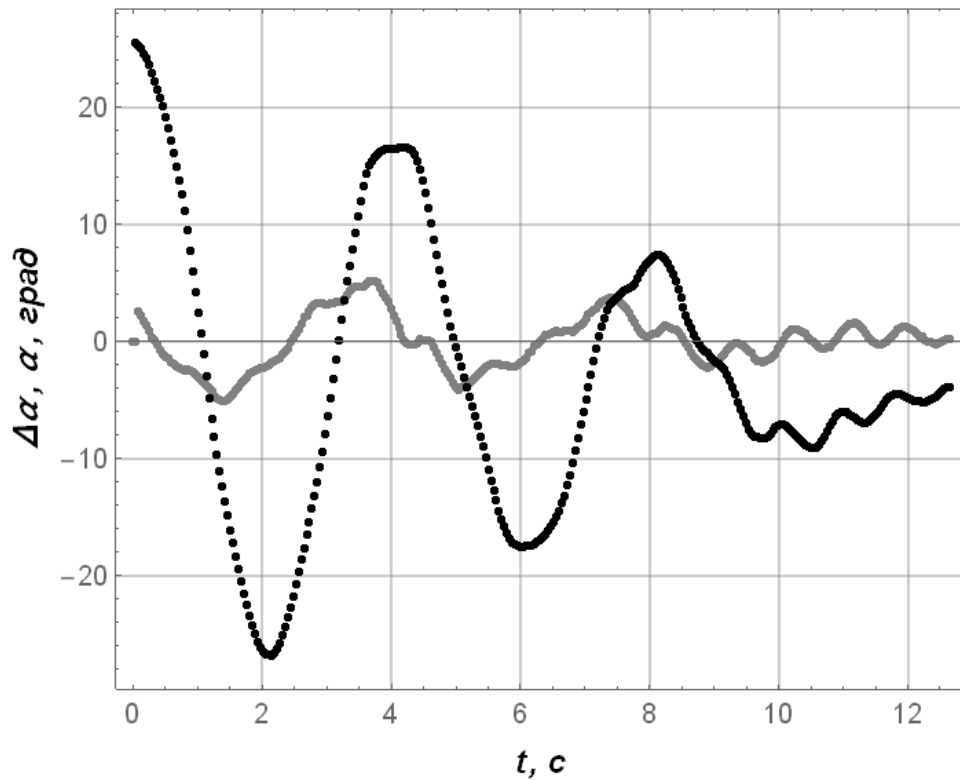


г)

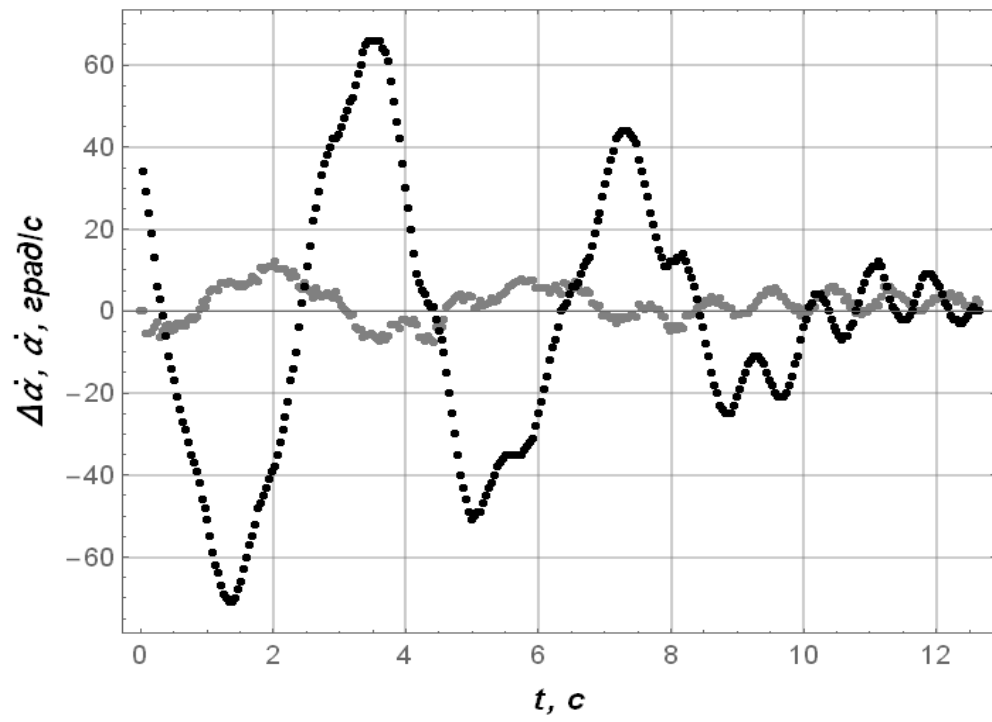
Рисунок Е.5 – Графіки даних для експерименту №6: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.5. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №6

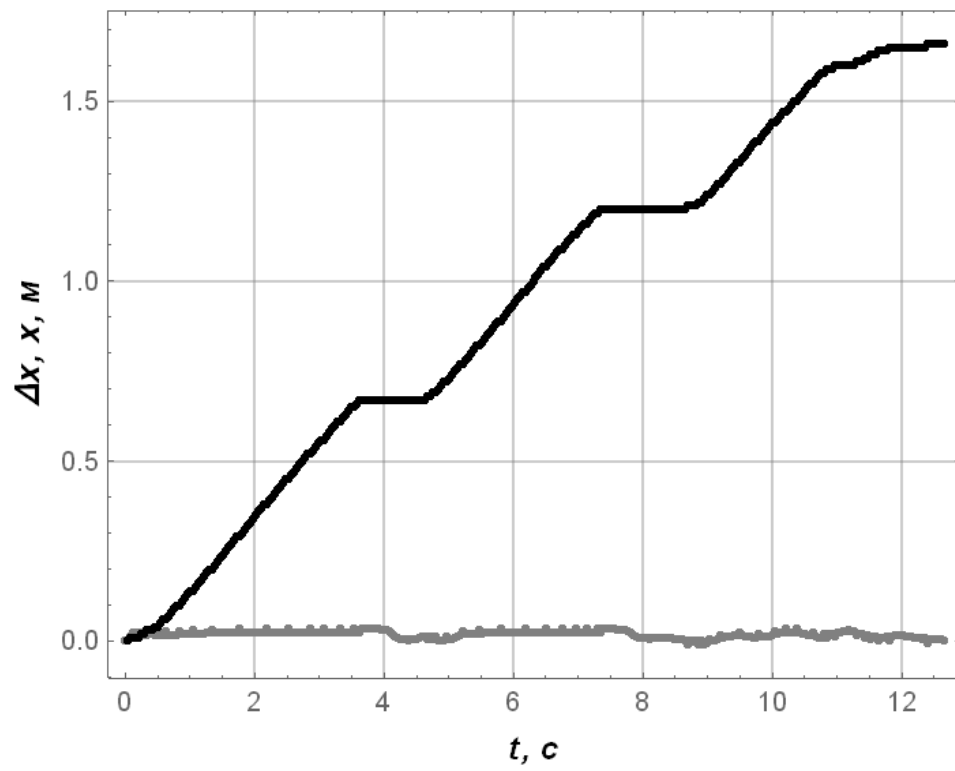
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-9,97 \cdot 10^{-3}$	$3,46 \cdot 10^{-2}$	$1,90 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-6,83 \cdot 10^{-2}$	$2,23 \cdot 10^{-1}$	$5,74 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-2,78 \cdot 10^0$	$2,60 \cdot 10^0$	$1,23 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-6,85 \cdot 10^0$	$7,12 \cdot 10^0$	$2,72 \cdot 10^0$



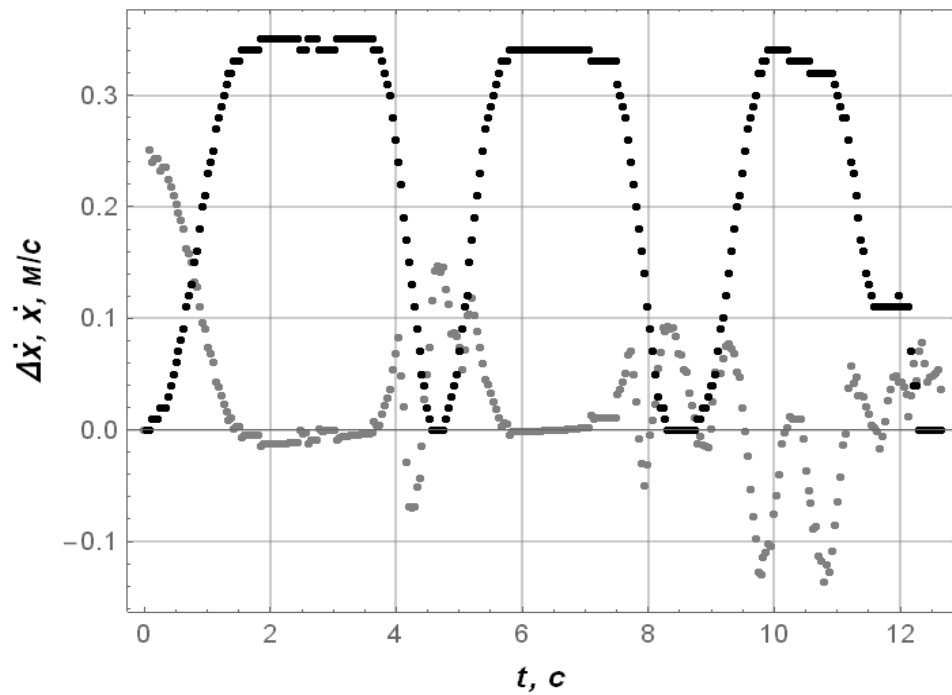
a)



б)



в)

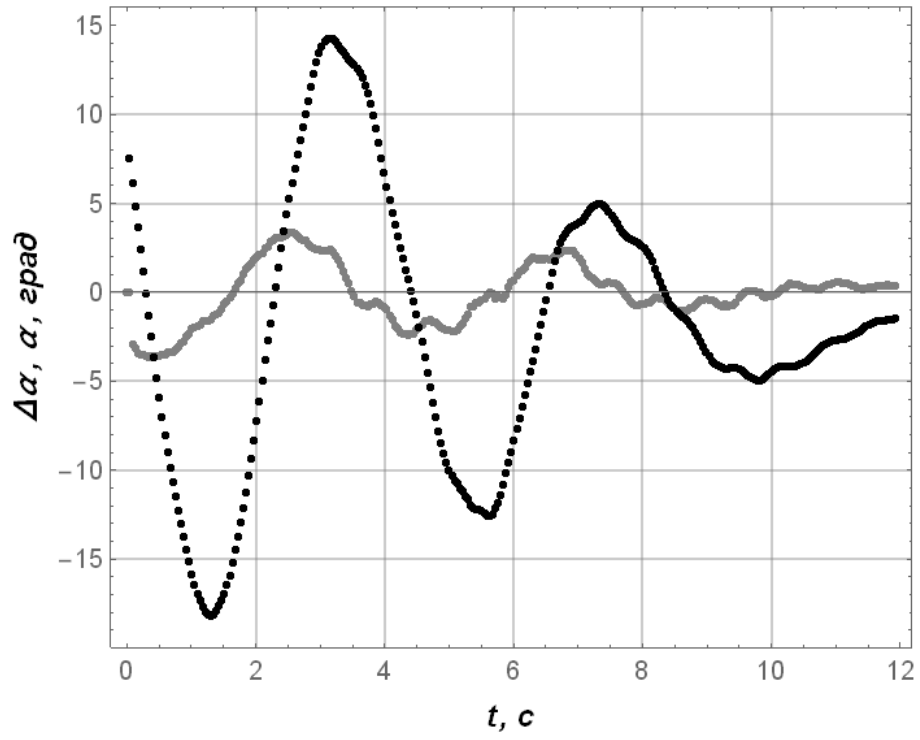


г)

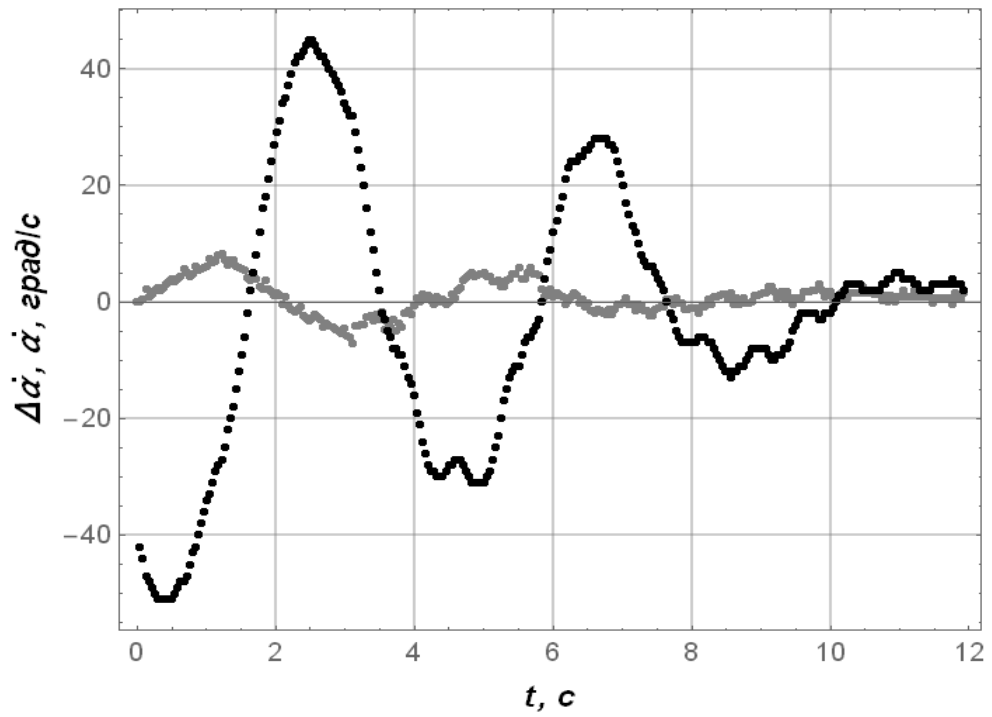
Рисунок Е.6 – Графіки даних для експерименту №7: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.6. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №7

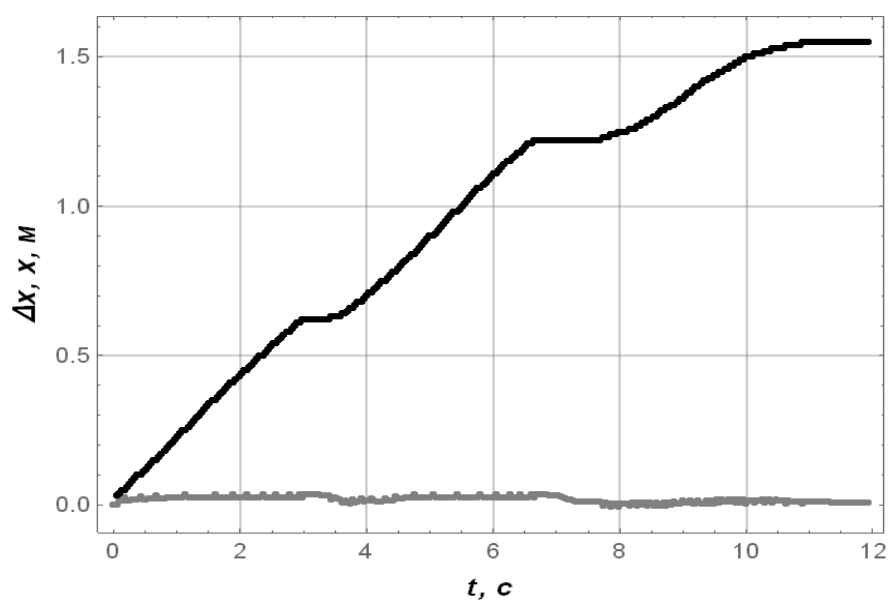
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-9,33 \cdot 10^{-3}$	$3,47 \cdot 10^{-2}$	$2,11 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,26 \cdot 10^{-1}$	$2,33 \cdot 10^{-1}$	$6,65 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-5,08 \cdot 10^0$	$5,18 \cdot 10^0$	$2,24 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-7,44 \cdot 10^0$	$1,23 \cdot 10^1$	$4,51 \cdot 10^0$



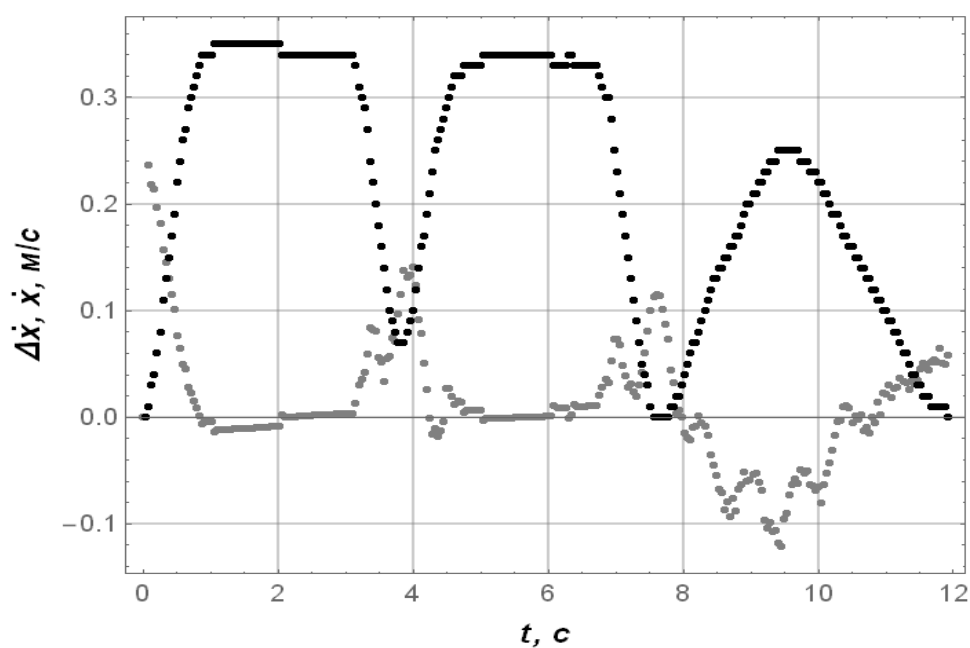
a)



б)



в)

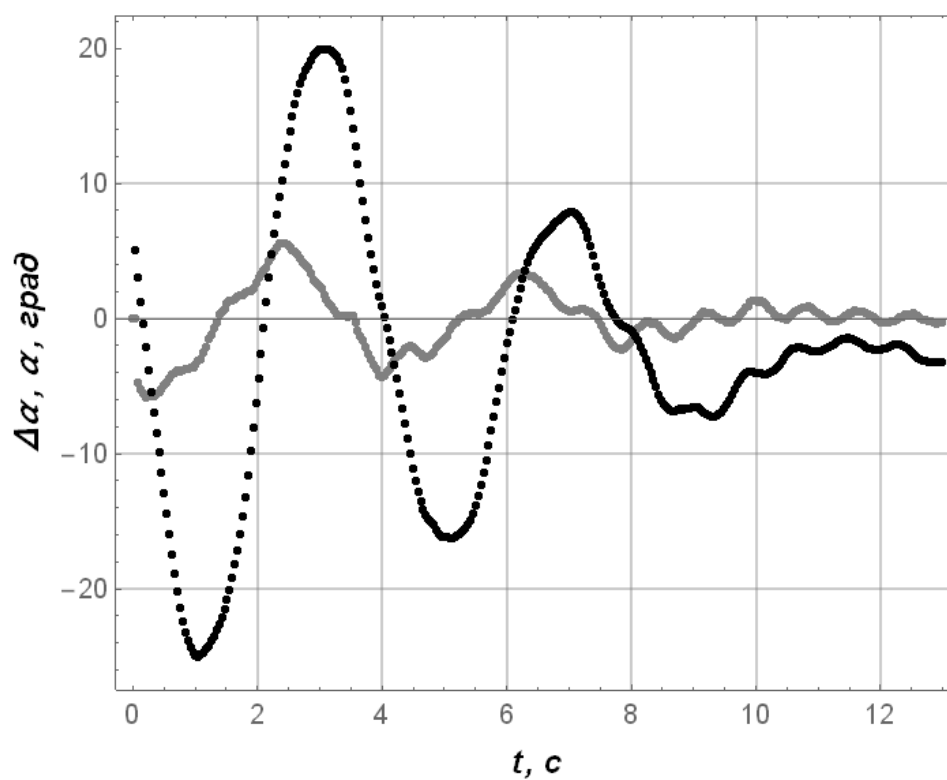


г)

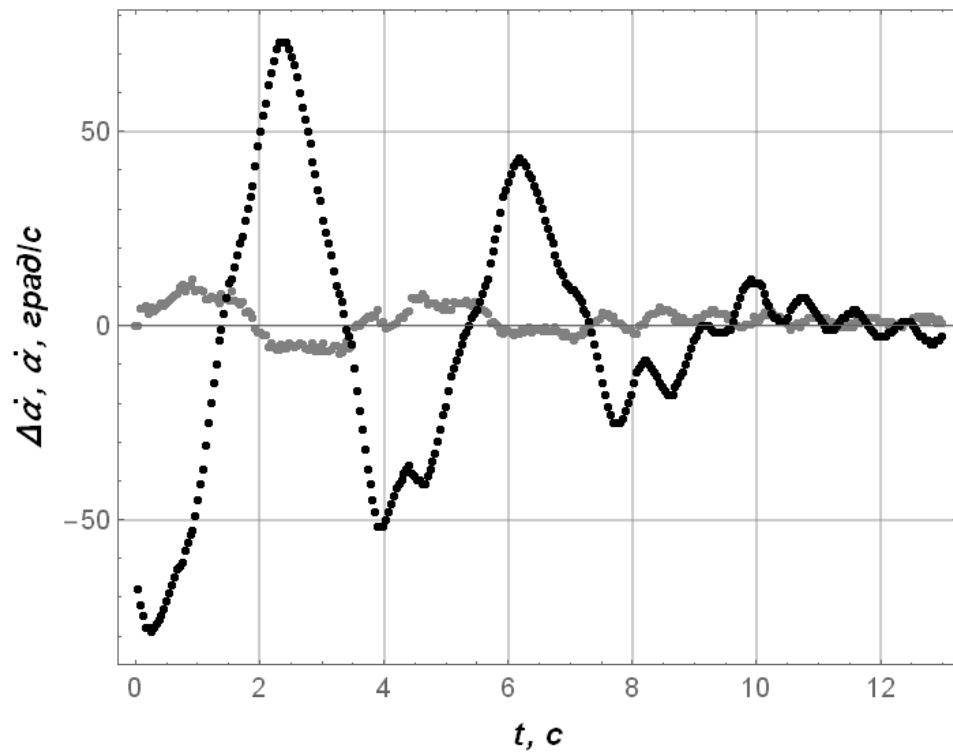
Рисунок Е.7 – Графіки даних для експерименту №8: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.7. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №8

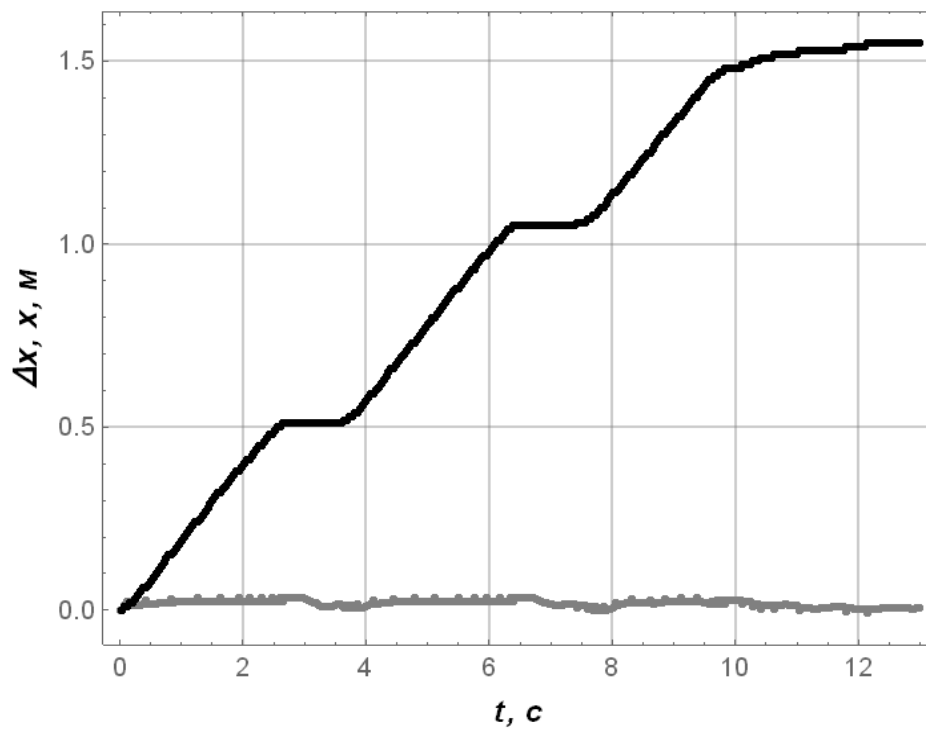
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-6,93 \cdot 10^{-3}$	$3,43 \cdot 10^{-2}$	$2,03 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,19 \cdot 10^{-1}$	$2,33 \cdot 10^{-1}$	$5,60 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-3,64 \cdot 10^0$	$3,38 \cdot 10^0$	$1,63 \cdot 10^{-1}$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-7,12 \cdot 10^0$	$8,18 \cdot 10^0$	$2,92 \cdot 10^0$



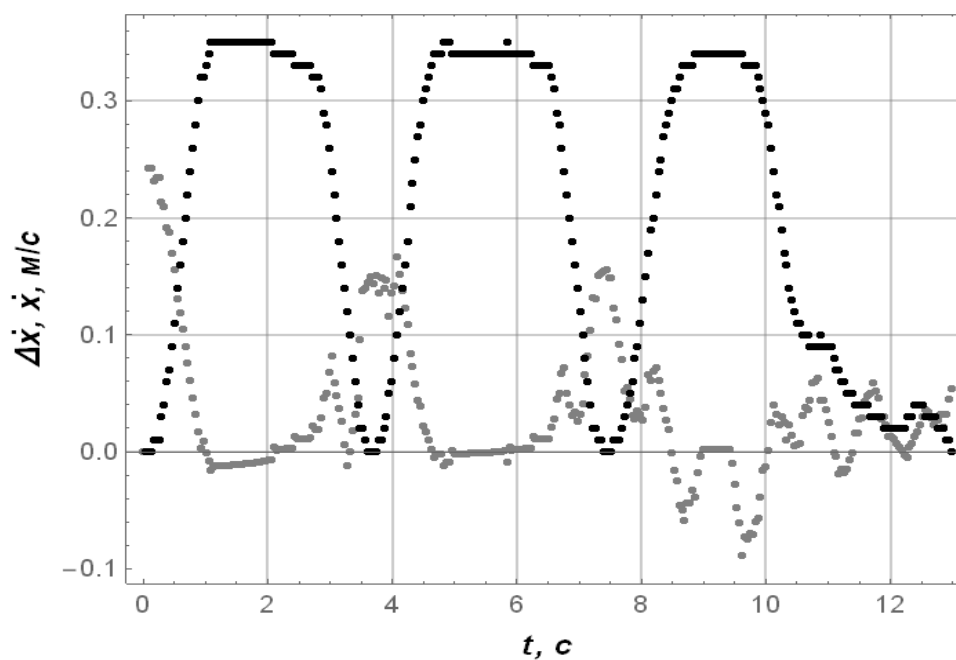
a)



б)



в)

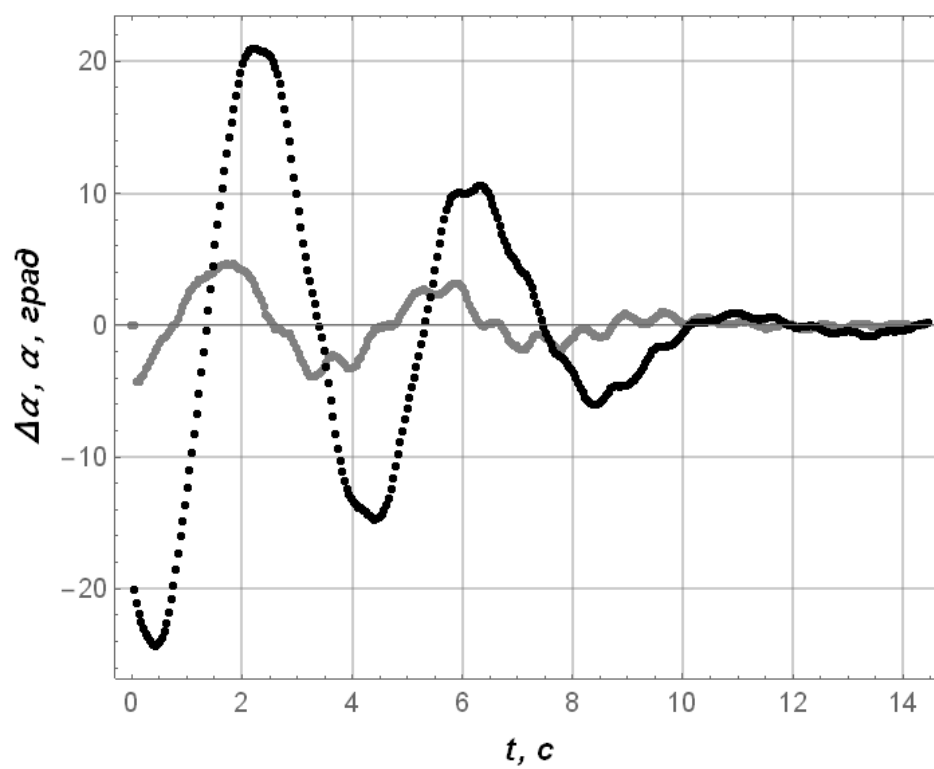


г)

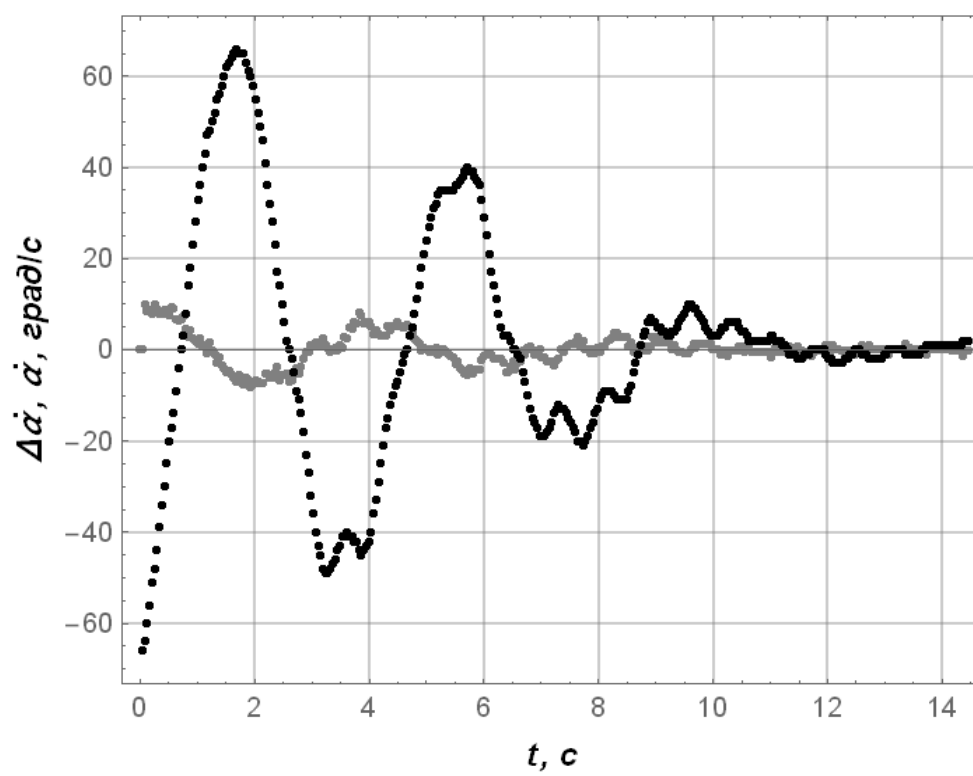
Рисунок Е.8 – Графіки даних для експерименту №9: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.8. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №9

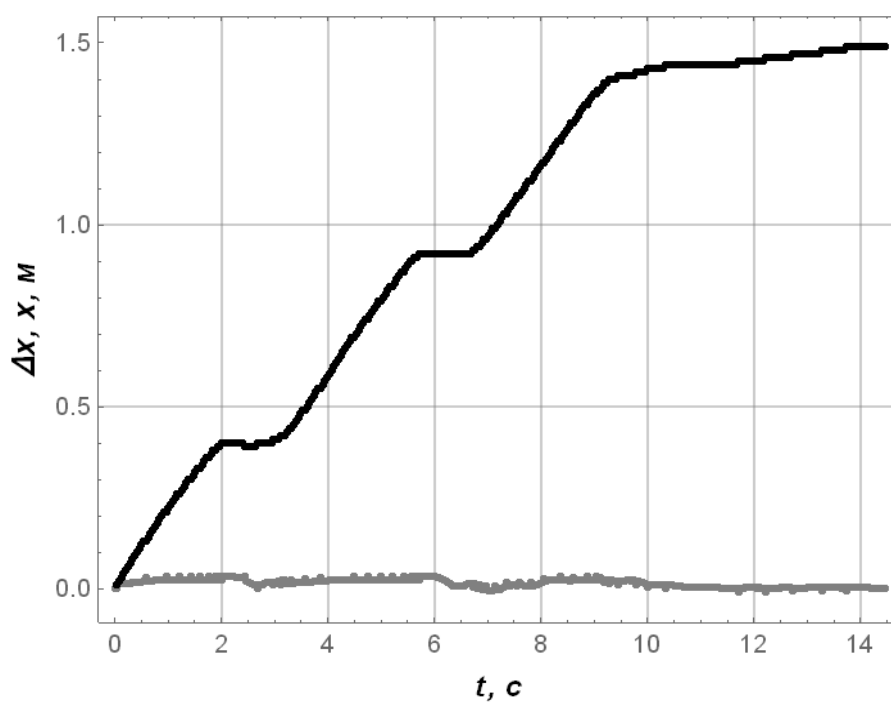
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-7,62 \cdot 10^{-3}$	$3,43 \cdot 10^{-2}$	$2,07 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-8,33 \cdot 10^{-2}$	$2,22 \cdot 10^{-1}$	$6,26 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-5,79 \cdot 10^0$	$5,55 \cdot 10^0$	$2,26 \cdot 10^{-1}$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-7,15 \cdot 10^0$	$1,17 \cdot 10^1$	$3,96 \cdot 10^0$



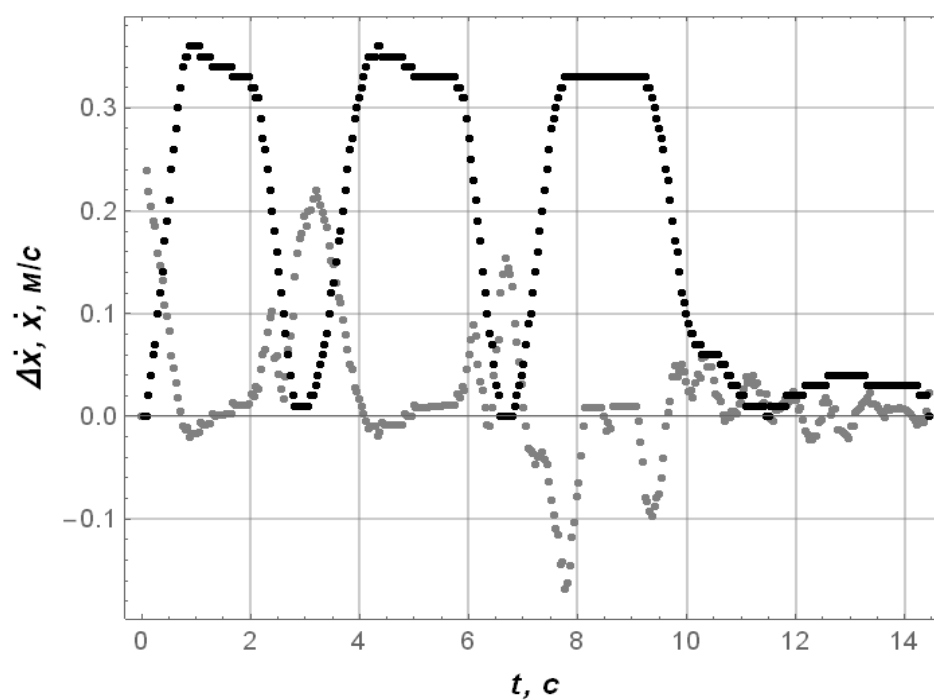
a)



б)



в)

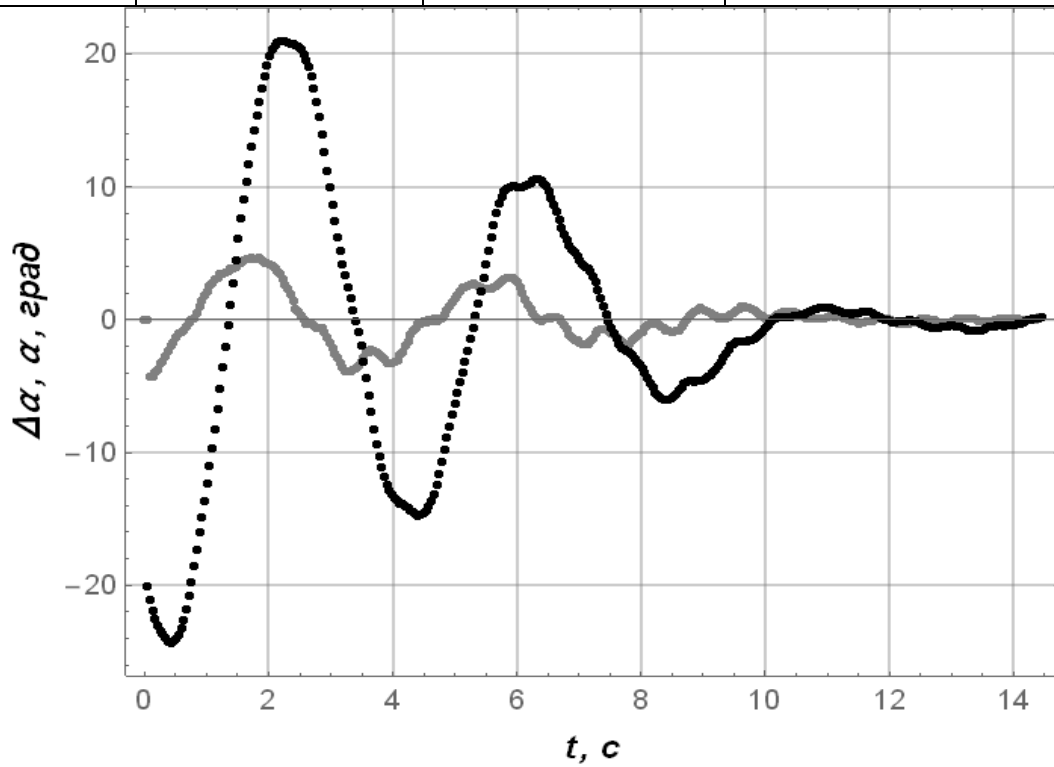


г)

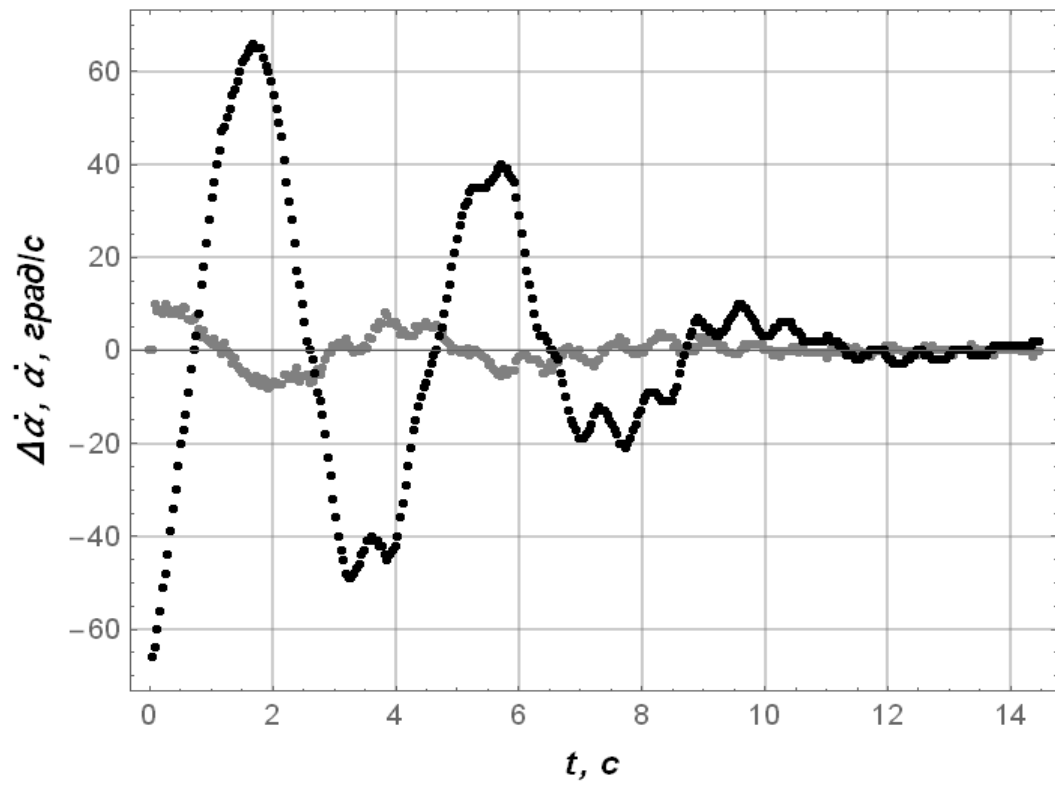
Рисунок Е.9 – Графіки даних для експерименту №10: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.9. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №10

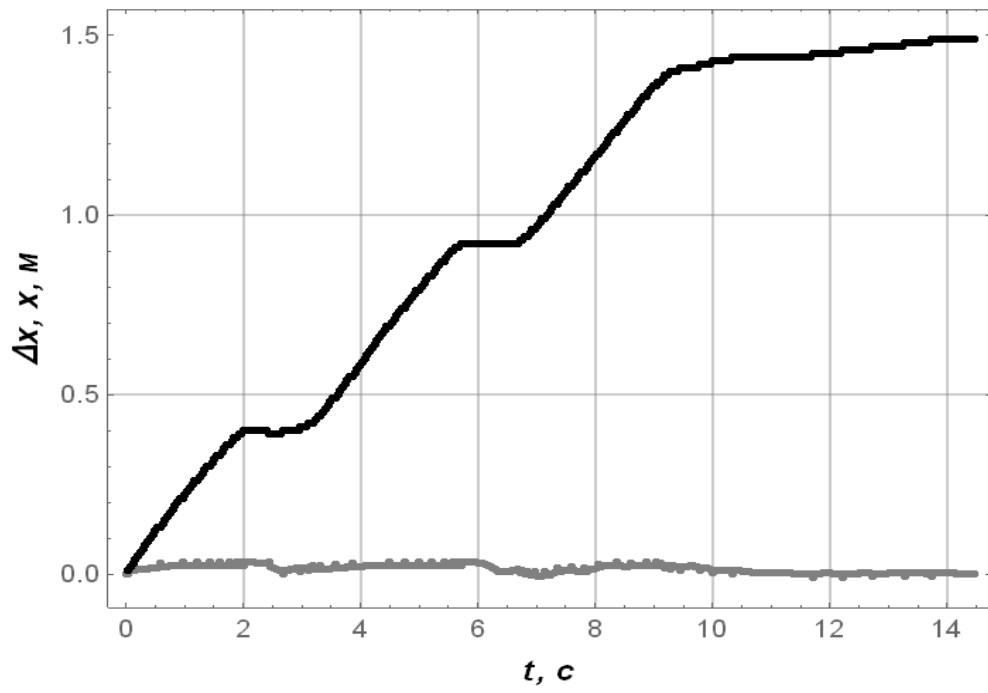
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-8,83 \cdot 10^{-3}$	$3,43 \cdot 10^{-2}$	$1,89 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,67 \cdot 10^{-1}$	$2,38 \cdot 10^{-1}$	$6,76 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-4,30 \cdot 10^0$	$4,66 \cdot 10^0$	$1,81 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-8,08 \cdot 10^0$	$9,94 \cdot 10^0$	$3,31 \cdot 10^0$



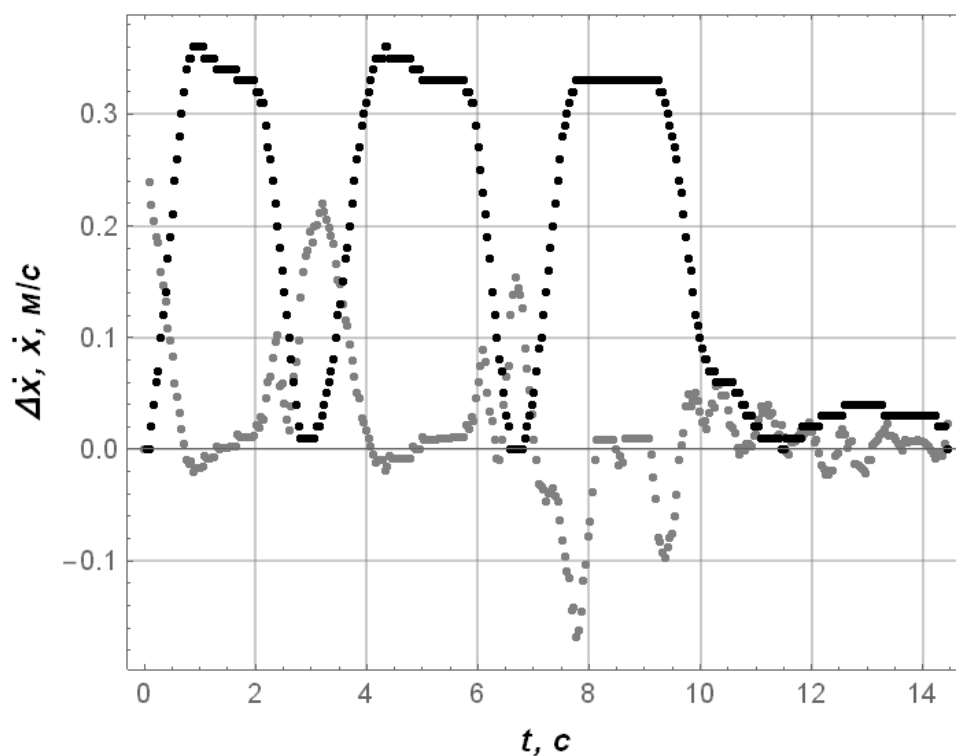
a)



б)



B)

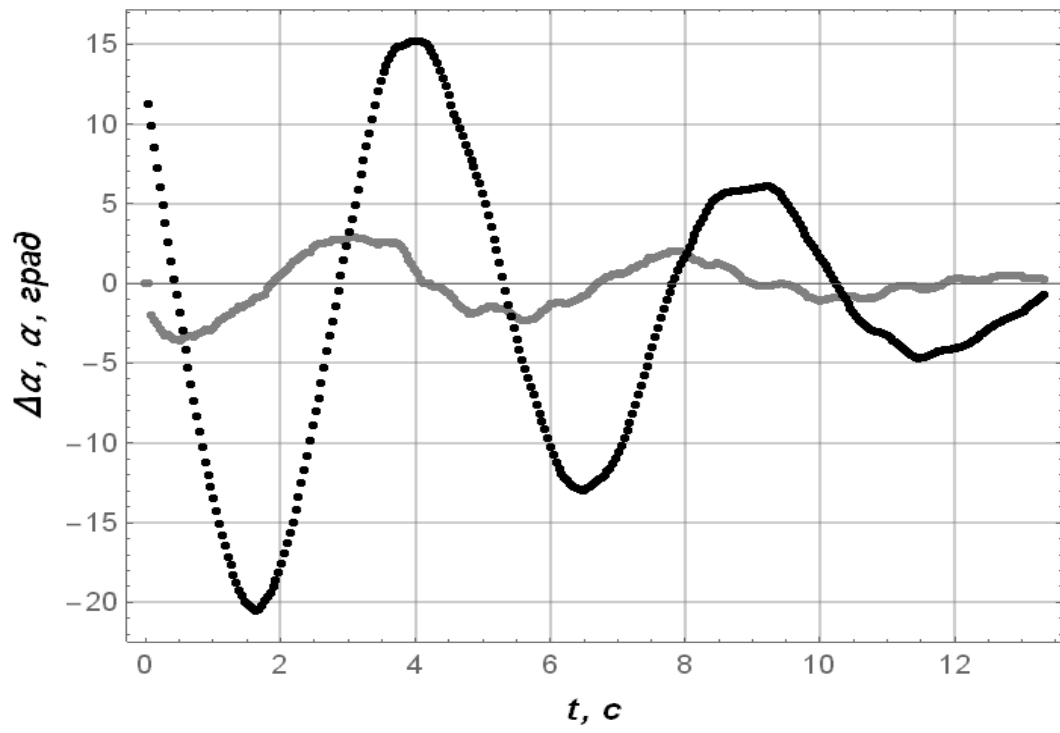


г)

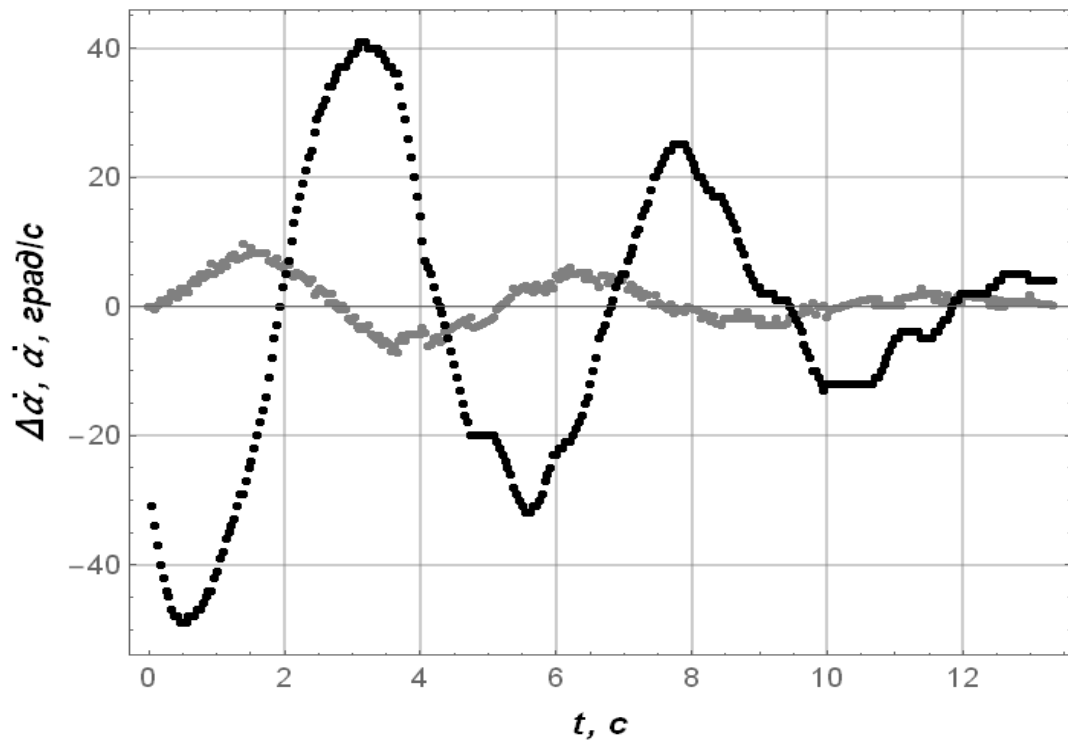
Рисунок Е.10 – Графіки даних для експерименту №11: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.10. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №11

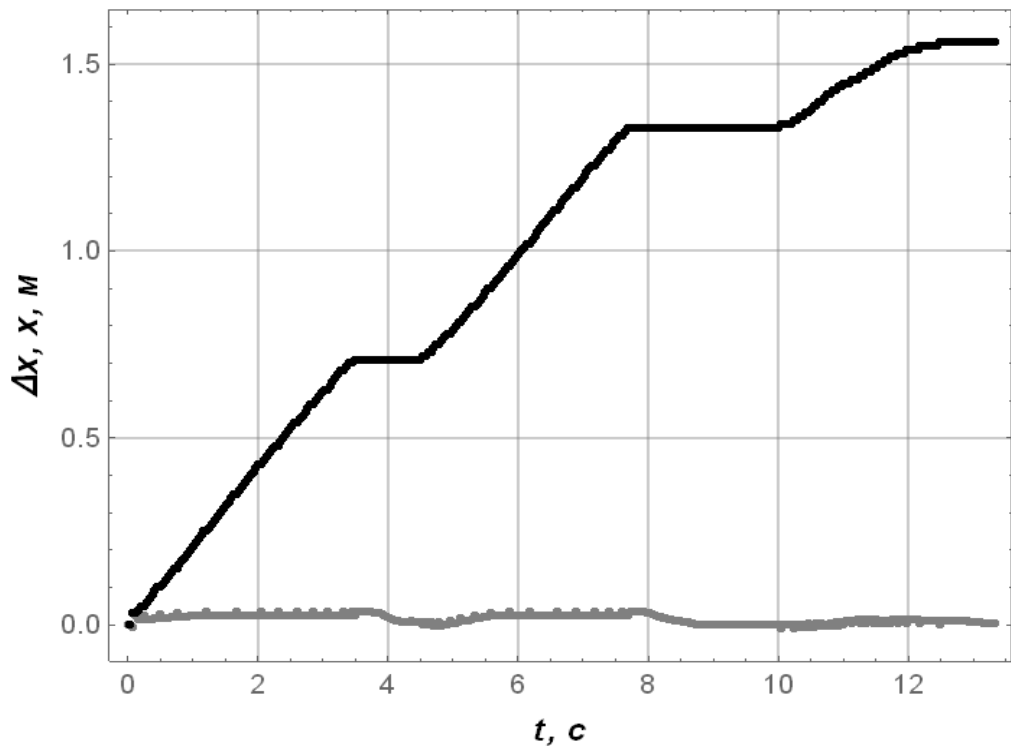
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
x_1 , м	$-1,01 \cdot 10^{-2}$	$3,47 \cdot 10^{-2}$	$1,92 \cdot 10^{-2}$
\dot{x}_1 , м/с	$-1,13 \cdot 10^{-1}$	$2,28 \cdot 10^{-1}$	$4,79 \cdot 10^{-2}$
α , град	$-3,55 \cdot 10^0$	$2,88 \cdot 10^0$	$1,55 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha}$ град/с	$-7,23 \cdot 10^0$	$9,67 \cdot 10^0$	$3,44 \cdot 10^0$



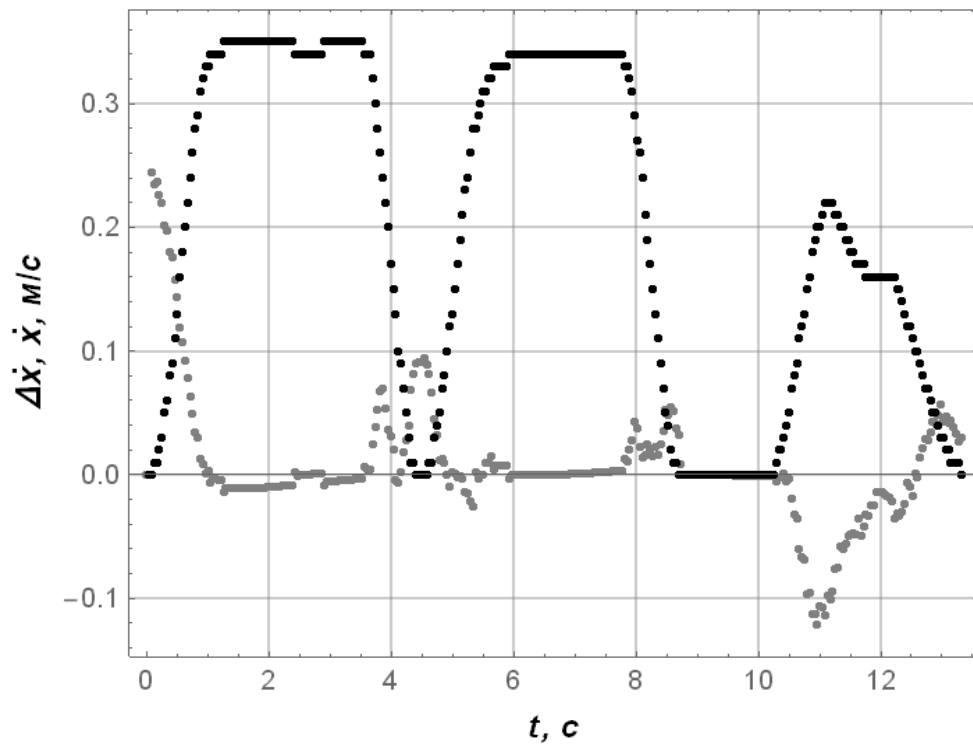
a)



б)



в)

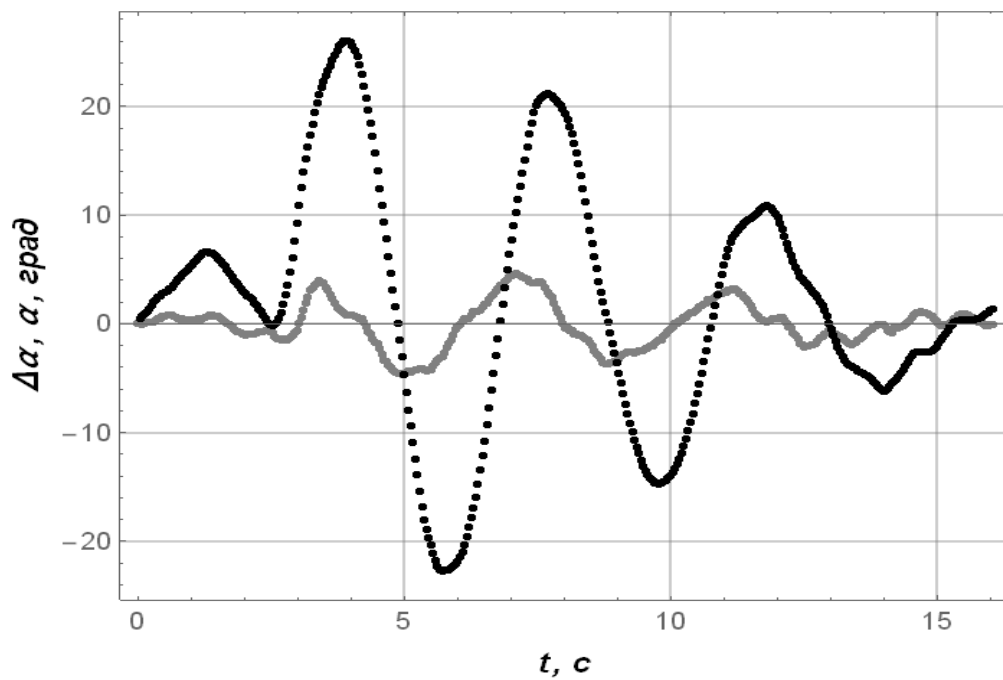


г)

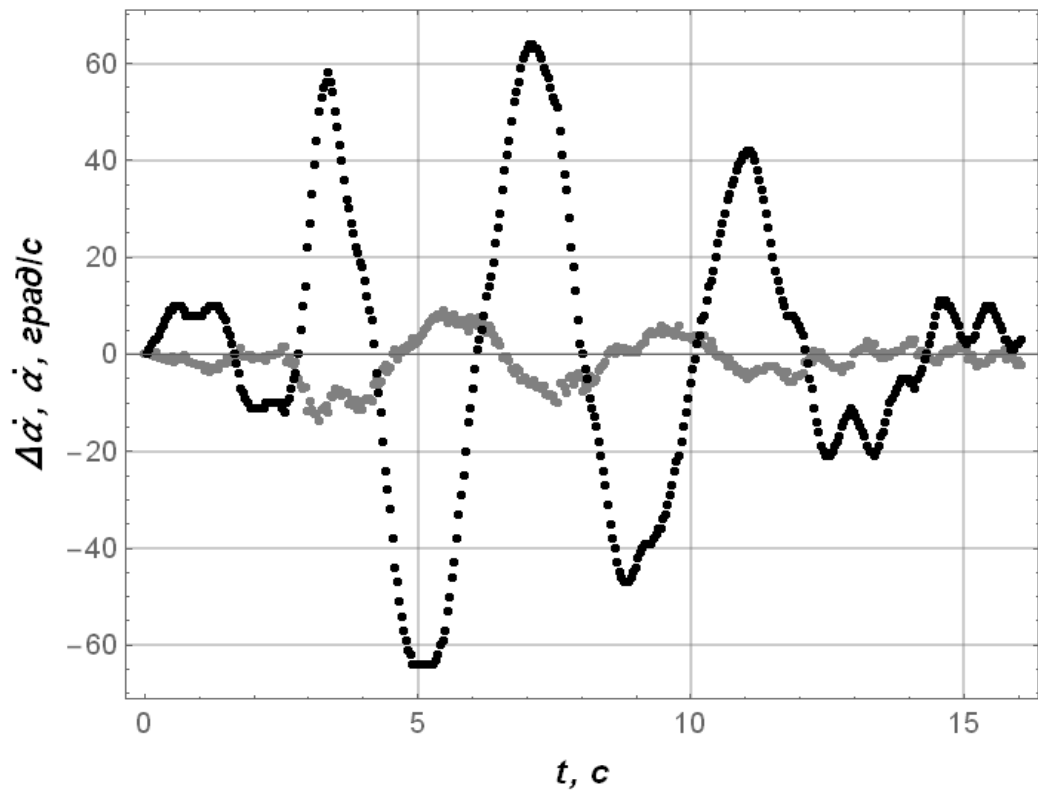
Рисунок Е.11 – Графіки даних для експерименту №12: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.11. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №12

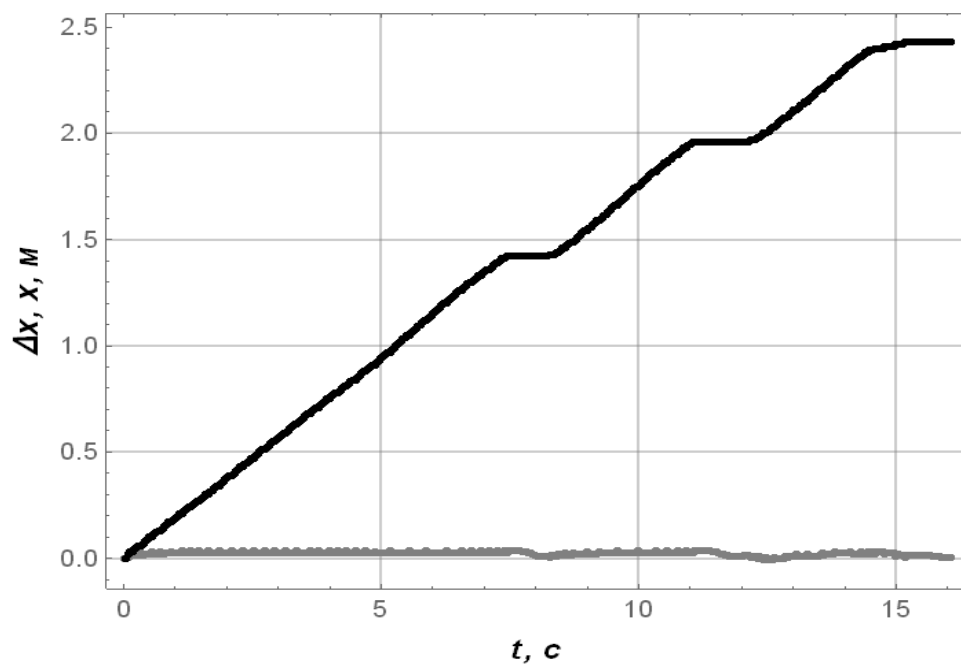
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-1,01 \cdot 10^{-2}$	$3,46 \cdot 10^{-2}$	$1,98 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,26 \cdot 10^{-1}$	$2,19 \cdot 10^{-1}$	$5,23 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-4,24 \cdot 10^0$	$3,63 \cdot 10^0$	$1,69 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-6,69 \cdot 10^0$	$9,47 \cdot 10^0$	$3,88 \cdot 10^0$



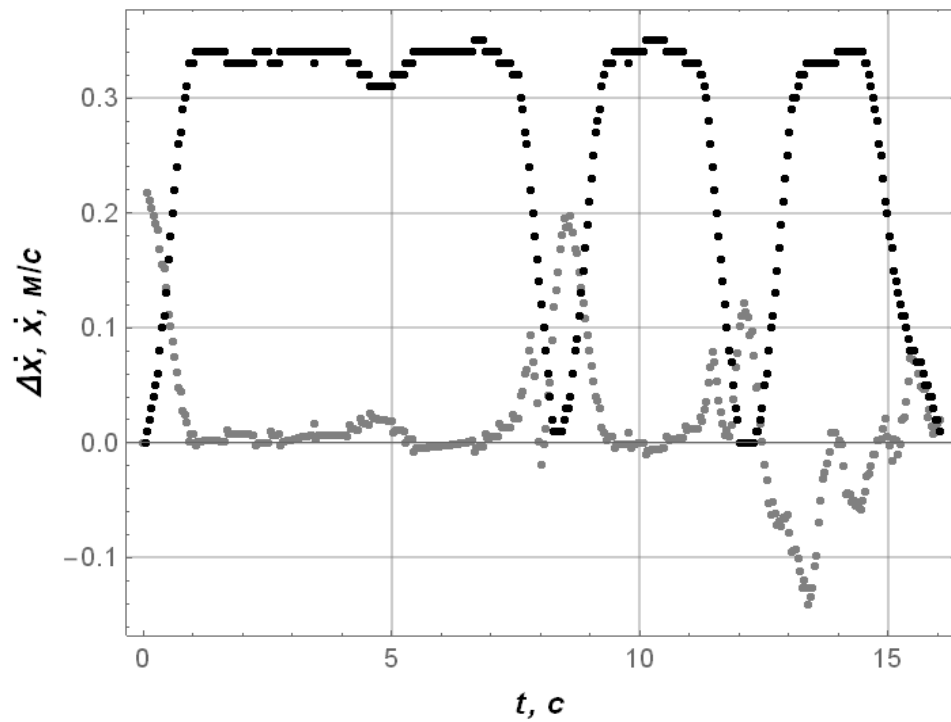
a)



б)



в)

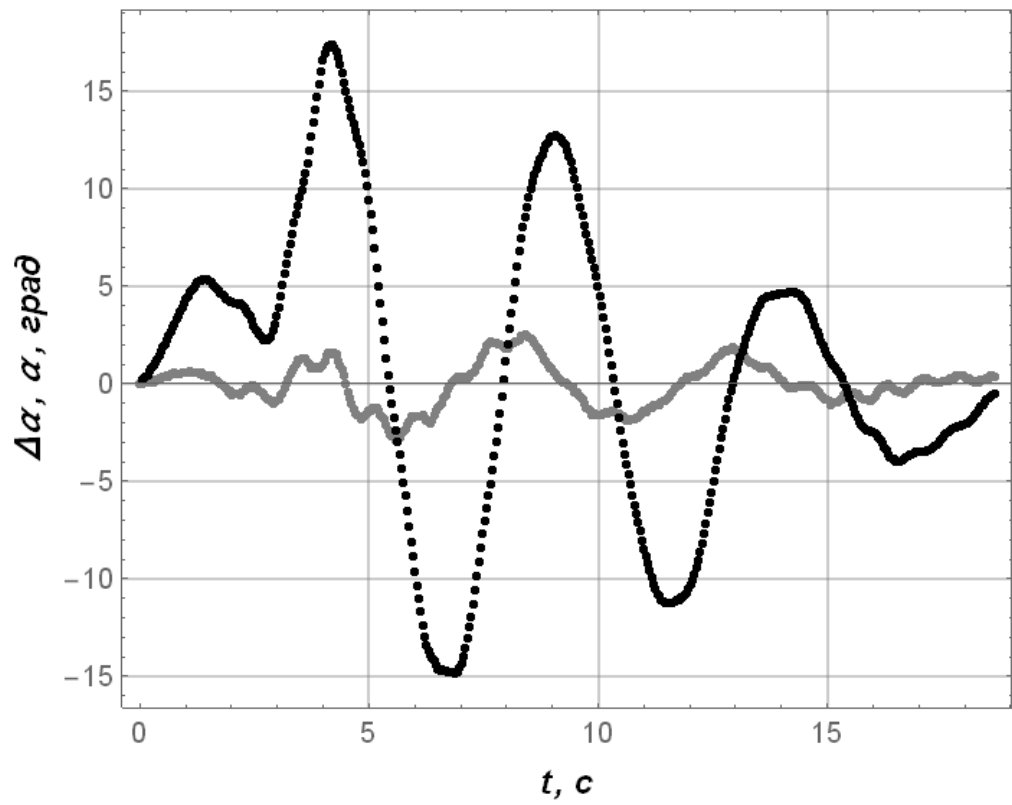


г)

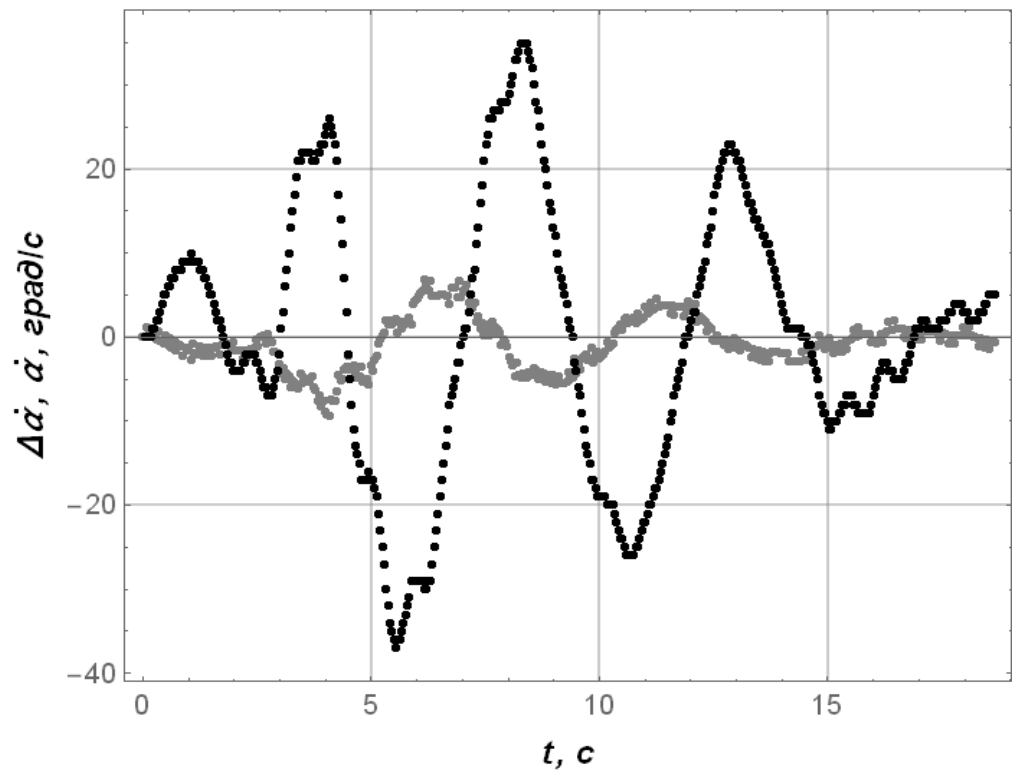
Рисунок Е.12 – Графіки даних для експерименту №13: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.12. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №13

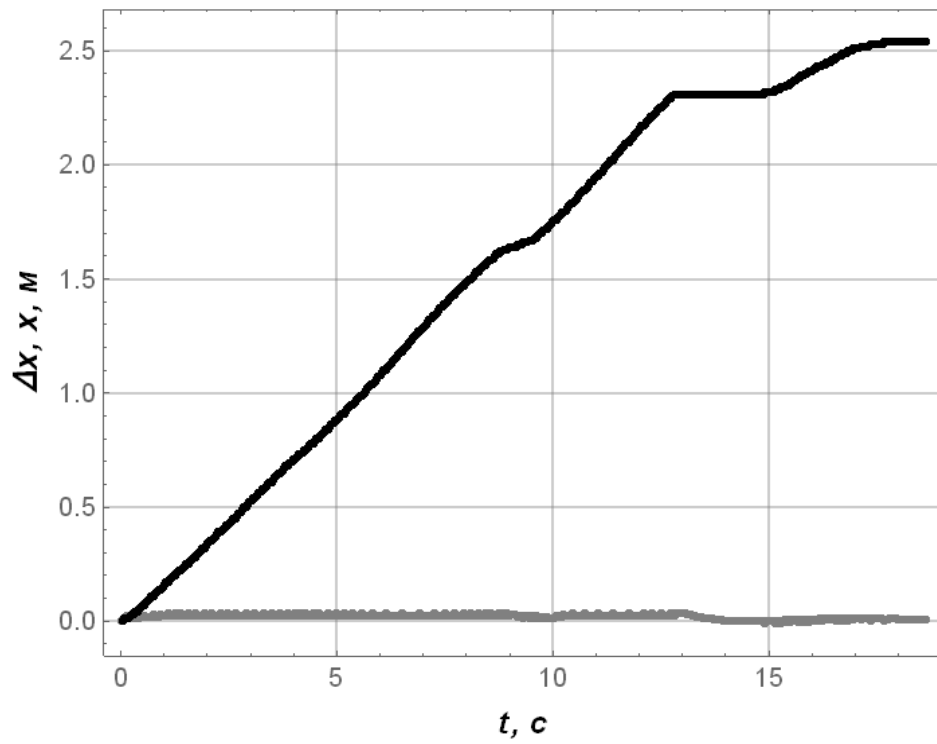
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-7,36 \cdot 10^{-3}$	$3,46 \cdot 10^{-2}$	$2,33 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,40 \cdot 10^{-1}$	$2,17 \cdot 10^{-1}$	$5,86 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-4,67 \cdot 10^0$	$4,64 \cdot 10^0$	$2,06 \cdot 10^{-1}$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-1,37 \cdot 10^1$	$8,88 \cdot 10^0$	$4,43 \cdot 10^0$



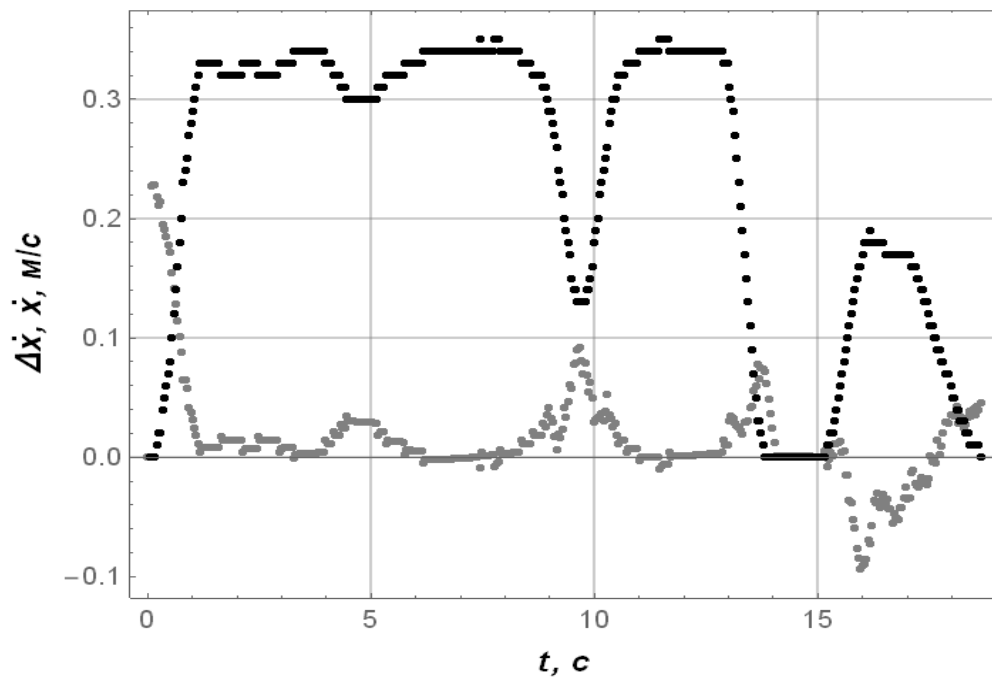
a)



б)



в)

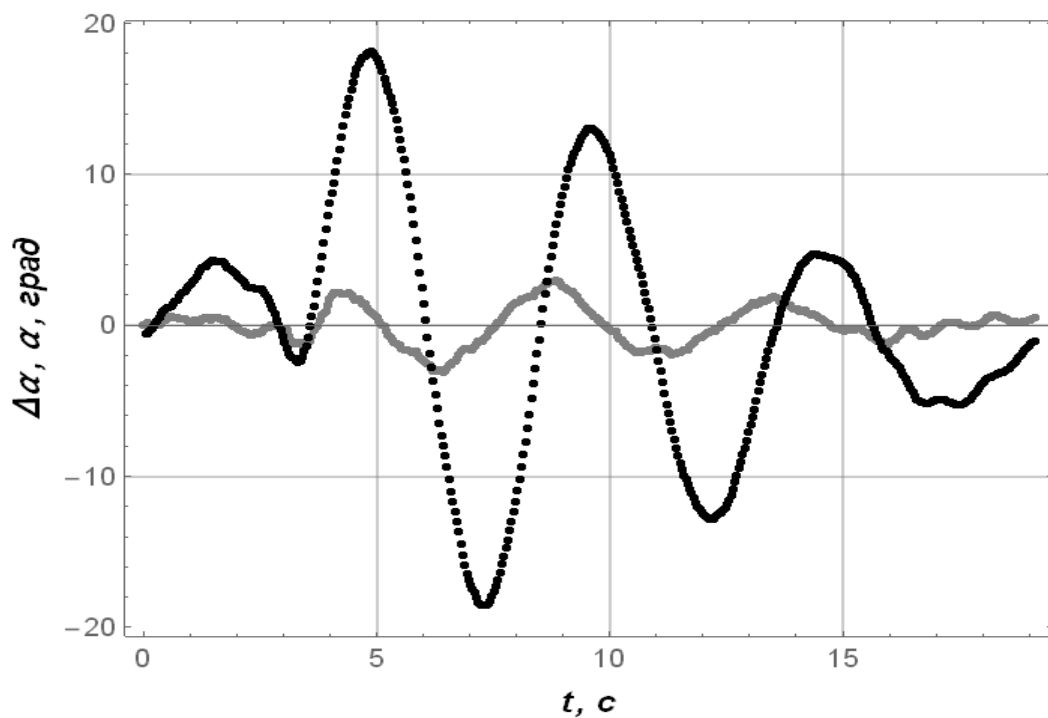


г)

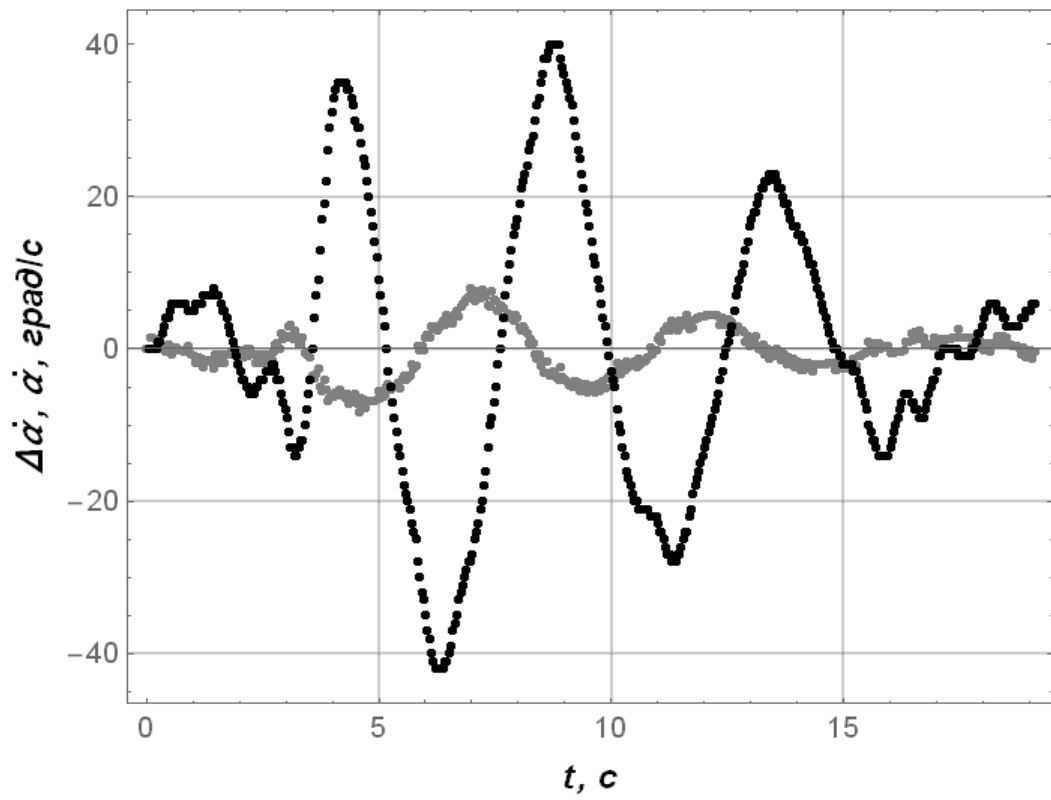
Рисунок Е.13 – Графіки даних для експерименту №14: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.13. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №14

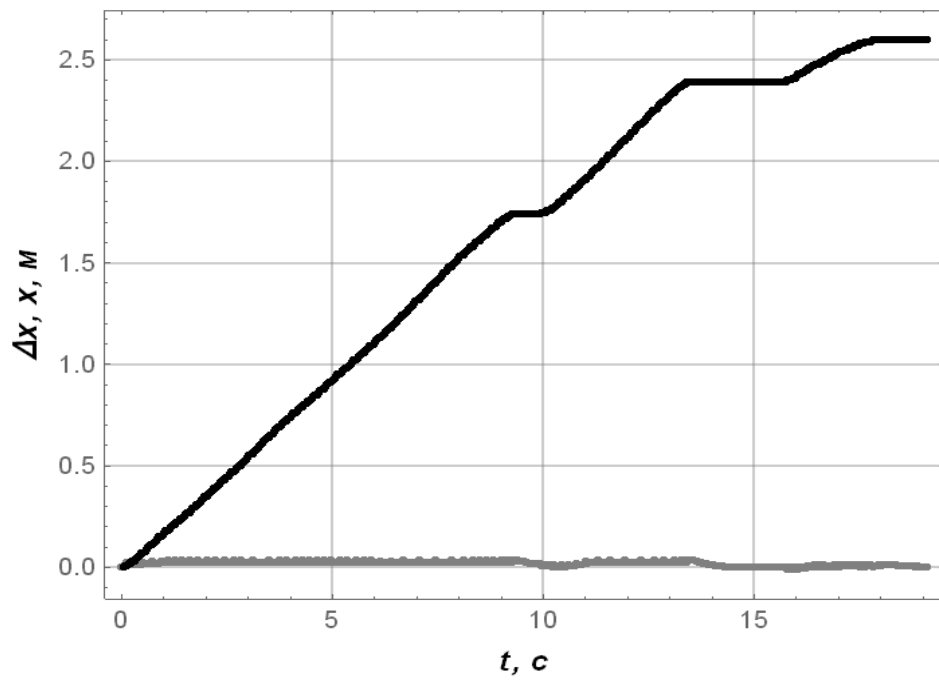
Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-9,21 \cdot 10^{-3}$	$3,46 \cdot 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-9,83 \cdot 10^{-2}$	$2,43 \cdot 10^{-1}$	$4,78 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-2,90 \cdot 10^0$	$2,50 \cdot 10^0$	$1,11 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha} \text{ град/с}$	$-9,36 \cdot 10^0$	$6,93 \cdot 10^0$	$3,08 \cdot 10^0$



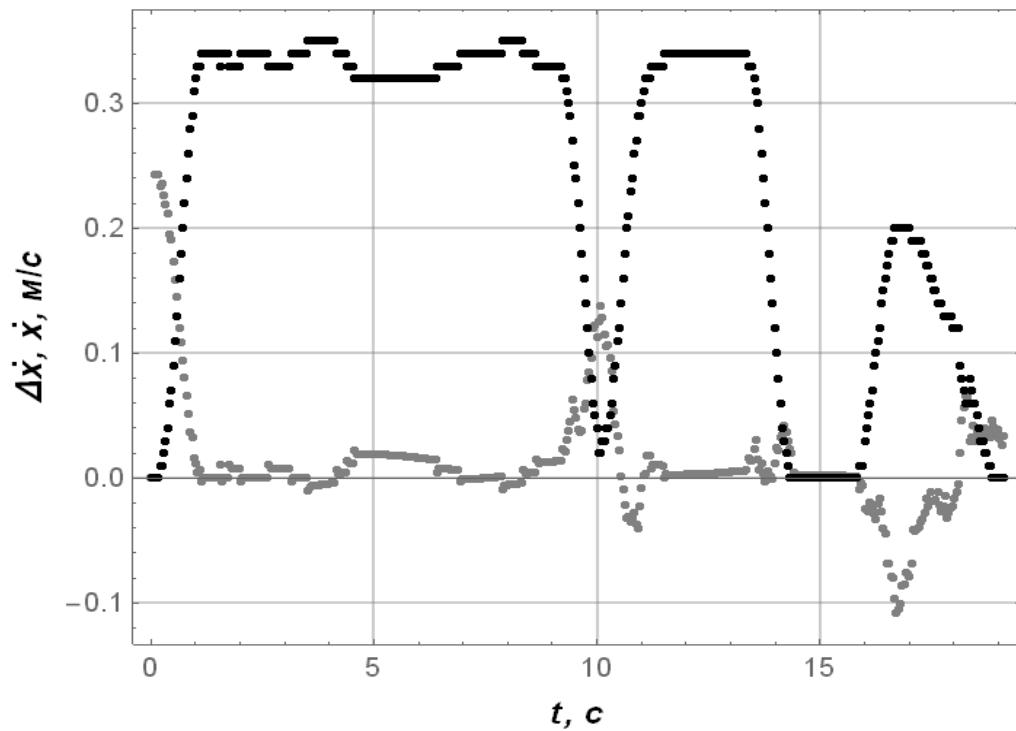
a)



б)



в)



г)

Рисунок Е.14 – Графіки даних для експерименту №15: а) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі; б) швидкість коливання вантажу; в) положення візка; г) швидкість руху візка

Таблиця Е.14. Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних для експерименту №15

Фазові координати	Оціночні показники відхилення теоретичних і експериментальних даних		
	Мінімальне значення	Максимальне значення	Середньоквадратичне значення
$x_1, \text{ м}$	$-9,88 \cdot 10^{-3}$	$3,46 \cdot 10^{-2}$	$2,17 \cdot 10^{-2}$
$\dot{x}_1, \text{ м/с}$	$-1,08 \cdot 10^{-1}$	$2,45 \cdot 10^{-1}$	$4,82 \cdot 10^{-2}$
$\alpha, \text{ град}$	$-3,08 \cdot 10^0$	$2,94 \cdot 10^0$	$1,25 \cdot 10^0$
$\dot{\alpha}, \text{ град/с}$	$-8,35 \cdot 10^0$	$8,01 \cdot 10^0$	$1,18 \cdot 10^0$