

Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Сподоба О. О.

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ
КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З
ГІДРОПРИВОДОМ**

Монографія

Київ – 2021

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О.

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА- МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ

Монографія

Київ – 2021

УДК 621.87
ББК 22.21.Я73

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 2 від 29 вересня 2021 р.).

Рецензенти:

Киричок Петро Олексійович – доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України, директор поліграфічно-видавничого інституту Національного технічного університету «КПІ»

Гайдайчук Віктор Васильович - доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України, завідувач кафедри теоретичної механіки Київського національного університету будівництва і архітектури.

Головач Іван Володимирович – доктор технічних наук, професор, член кореспондент Національної академії аграрних наук України, професор кафедри механіки Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Ловейкін В.С.

Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з гідроприводом. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, О.О. Сподоба. – К.: ЦК „КОМПРІНТ”, 2021. – 262 с.

Монографія написана на основі теоретичних та експериментальних досліджень режимів руху гідравлічних механізмів приводу ланок стрілової системи крана-маніпулятора. Побудовано математичні моделі динаміки переміщення вихідних ланок механізмів приводу та відповідно ланок стрілової системи. На основі математичних моделей проведено динамічний аналіз режимів роботи механізмів приводу та ланок стрілової системи.

Наведено програму та методику експериментальних досліджень режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора. Керування рухом під час проведення експериментів виконано за допомогою розробленого конструктивно зміненого золотника. Для обробки масивів експериментальних даних використані розроблені авторами методи та методи статистичного аналізу. Встановлено загальні положення, які дозволяють підвищити ефективність роботи механізмів приводу ланок стрілової системи за рахунок реалізації оптимальних режимів руху.

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

УДК 621.87

© Ловейкін В.С.,
Ромасевич Ю.О.,
Сподоба О.О. 2021
© НУБіП України, 2021

Вступ

При виконанні вантажопідйомних і транспортних операцій широко використовуються вантажні крани-маніпулятори з гідроприводом в будівельній, аграрній, лісотехнічній та інших галузях виробництва. Це зумовлено рядом їх переваг, таких, як покращення умов праці робітників та підвищення продуктивності при вантажопідйомних і транспортних операціях.

Крани-маніпулятори набули широкого застосування для навантажувально-розвантажувальних робіт у галузях сільського господарства, лісового комплексу, будівництва та інших галузях промисловості.

Логістика вантажоперевезень з використанням кранів-маніпуляторів встановлених на вантажному автотранспорті дозволяє зменшити час простою техніки до 50% та на 30% зменшити кількість залученої техніки для виконання розвантажувально-завантажувальних робіт. Що в результаті призводить до підвищення доставки вантажів на підприємства тим самим зменшуючи час простою робітників і збільшуючи продуктивність виробництва.

У процесі переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем у металоконструкції та приводних механізмах виникають динамічні навантаження, що викликає зміну енергетичних характеристик, значення яких може набувати пікових величин, які у багатьох випадках значно перевищують номінальні параметри системи. Динамічні навантаження виникають у період роботи коли швидкість руху мас конструктивних елементів крана-маніпулятора і швидкість руху вантажу змінюється за абсолютним значенням. Найбільші навантаження виникають у періоди несталого руху вихідної ланки приводних механізмів при пуску та гальмуванні. Значення динамічних навантажень істотно залежать від способу керування приводними механізмами.

Під дією динамічних навантажень у спряжених елементах «палець-втулка» виникає підвищене зношування. У свою чергу у елементах металоконструкції стрілової системи можливе виникнення тріщин. В елементах конструкції гідравлічної системи виникають небажані коливання, що можуть спричинити пошкодження трубопровідної арматури, виникає підвищене зношування елементів гідравлічної системи за рахунок ударних навантажень та неусталеного руху робочої рідини. Загалом в цілому виникає умова неможливості забезпечення точного переміщення та позиціонування вантажу, зменшується міжремонтний цикл, ресурс та надійність системи. Зменшується продуктивність та падає економічна ефективність роботи крана-маніпулятора. Тому для усунення вище перелічених недоліків, які виникають при виконанні технічного процесу, є актуальним розв'язати оптимізаційну задачу вибору режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом [178].

Крім того, автори ставлять за мету підвищити ефективності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом шляхом визначення оптимальних режимів руху привідних механізмів. Розробити конструкцію системи керування гідравлічними механізмами приводу, що забезпечить реалізацію оптимальних режимів руху стрілової системи крана-маніпулятора. Провести експериментальні дослідження переміщення, як окремих ланок стрілової системи так і при поєднанні їх одночасної роботи.

Монографія написана на основі результатів науково-дослідної роботи «Наукове обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних вантажопідйомних машин» (номер державної реєстрації № 0119U100848).

Перший та третій розділи роботи написані О.О. Сподобою. Другий розділ четвертий та п'ятий розділи монографії написані В.С. Ловейкіними, Ю.О. Ромасевичем та О.О. Сподобою.

РОЗДІЛ 1

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КРАНІВ-МАНІПУЛЯТОРІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

1.1. Типи кранів-маніпуляторів та області їх застосування

Історія і розвиток вантажопідйомних кранів-маніпуляторів досить молода [21]. Початково було створено в 60-70-х роках Великолукським машинобудівним заводом «Торфмаш» валочно-пакетувальну машину ЛП-2, яка набула широкого розповсюдження та успішно експлуатувалась майже протягом 10 років. Такі машини забезпечують достатню продуктивність та зберігають цінність порід [22].

Взявши за основу досвід створення та експлуатацію машини ЛП-2 у 70-80-х роках вітчизняні вчені та конструктори розробили та створили комплекс лісотехнічних машин маніпуляторного типу: ЛП-18, ЛП-49 (Пермське промислове об'єднання «Комунар»), валочно-пакетувальна машина ЛП-19 (Йошкар-Олинський машинобудівний завод «Лісмаш»), трелювальні машини ТБ-1 (Онежський тракторний завод) які дали змогу підвищити рівень механізації заготівельних робіт до 60–65% [23].

У 80-х роках ХХ століття відбувся інтенсивний розвиток розробок вітчизняних кранів-маніпуляторів для лісогосподарського комплексу. Проаналізувавши перспективні технології проведення лісозаготівельних робіт встановили основні параметри кранів-маніпуляторів та типи їх конструктивного виконання [24, 25].

На сьогоднішній день застосування кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом ланок стрілової системи набуло досить широкого розповсюдження не тільки у лісозаготівельній промисловості, а й у багатьох сферах нашого існування, таких як сільське господарство, медицина, будівництво, виконанні будь-яких розвантажувально-завантажувальних робіт, монтажі та демонтажі перекриттів, машинобудуванні, підйомі

монтажників у спеціальних люльках, реконструкціях будівель та пам'яток архітектури, пожежних машинах.

Крани-маніпулятори підрозділяють на шарнірно-важільний, телескопічний та комбінований типи:

- шарнірно-важільний кран-маніпулятор складається із з'єднаних шарнірно стріли та рукояті;
- кран-маніпулятор телескопічного типу складається з декількох телескопічних рухомих ланок, а елемент конструкції рукоять – відсутня;
- кран-маніпулятор комбінованого типу відносять до шарнірно-важільного. В ньому рукоять містить телескопічну секцію.

Вимоги до типів конструкцій кранів-маніпуляторів:

- Можливість та зручність технічного обслуговування та агрегатного ремонту елементів стрілової системи;
- зручне транспортування внаслідок розбирання на частини;
- зручне проведення монтажних та демонтажних робіт;
- використання різних робочих органів, що становлять комплектацію крана-маніпулятора.

Шарнірно-важільні крани-маніпулятори набули широкого використання у особливо важких процесах з потрібним моментом більше 110 кНм, у той момент коли комбіновані та телескопічні зазвичай використовують у поєднанні з різноманітними машинами для розвантажувально-завантажувальних операцій.

Для кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом висуваються такі технологічні вимоги:

- максимальний та мінімальний виліт стрілової системи;
- вантажопідйомний момент та кут повороту у горизонтальній площині;
- величина максимальної висоти підйому вантажу;
- обмеження крана-маніпулятора по власній масі;

- точність позиціонування вантажу.

Виходячи з вище перелічених вимог вчені та конструктори відшуковують можливості зменшення власної маси кранів-маніпуляторів, зменшення втомлюваності металоконструкції стрілової системи, зменшення коливань вантажу та динамічних навантажень використовуючи накопичений науково-технічний досвід [178].

1.2. Сучасний технічний рівень навантажувально-розвантажувальних кранів-маніпуляторів

Виліт стрілової системи, власна маса металоконструкції та показники надійності використовують для оцінки технічного рівня кранів маніпуляторів відповідно до їх типорозмірного ряду, який визначається вантажним моментом [21].

Маса крана-маніпулятора створює питомий тиск на ґрунт. Збільшення вильоту стрілової системи, при рівноцінних умовах, зберігає родючий шар ґрунту. Для цього застосовують спеціальні колісні трактори, вантажні автомобілі на яких встановлено крани-маніпулятори з вильотом стрілової системи від 8 м і більше.

При визначені вантажного моменту та максимального вильоту стрілової системи такий показник, як маса, залежить від конструктивного виконання крана-маніпулятора та застосування якісних матеріалів для його виготовлення, а також виготовлення гідравлічного приводу та обладнання, гідравлічної системи та робочих органів.

Надійність крана-маніпулятора з гідравлічним приводом залежить від надійності окремих вузлів та деталей які входять в його конструкцію. Робота кранів-маніпуляторів залежить від силових, кліматичних та температурних впливів та професіоналізму експлуатаційного персоналу. Передбачені технічними умовами показники надійності, що застосовуються до кранів-маніпуляторів необхідно обов'язково підтверджувати експериментальними

та експлуатаційними випробовуваннями. Процес випробовування у умовах експлуатації кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом є довготривалим, внаслідок якого в конструкції кранів-маніпуляторів можуть виникнути значні недоліки. Тому, раціонально проводити експериментальні випробовування та дослідження для визначення показників надійності та підтверджувати їх в умовах експлуатації.

Внаслідок використання методів оптимального проектування та наукових досліджень забезпечується високий технічний рівень:

- підвищення надійності металоконструкції крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок використання методів розрахунку, які забезпечать визначення діючих навантажень у процесі переміщення вантажу;
- правильний підбір якісних матеріалів для виготовлення металоконструкцій кранів-маніпуляторів, відповідно до умов їхньої експлуатації;
- забезпечення високої якості зварних з'єднань;
- покращення методів експериментальних випробувань та теоретичних досліджень для визначення діючих динамічних навантажень та їх порівняння;
- оптимізації кінематичних параметрів приводних механізмів з урахуванням інерційних сил;
- використання оптимальних режимів руху забезпечують мінімальні значення динамічних навантажень;
- вдосконалення системи керування гідравлічним приводом з метою зниження дії динамічних навантажень;
- використання гідравлічних розподільників з пропорційним керуванням, що дозволяють поєднувати одночасний рух декількох ланок;
- застосування демпферних механізмів у приводних гідравлічних циліндрах крана-маніпулятора;

- застосування системи з програмним керуванням, що забезпечує переміщення вантажу по заданій траєкторії.

У таблиці А.1 (додаток А), наведено технічні характеристики кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом різних виробників.

Світова наука містить велику кількість матеріалу по проектуванню кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом, технічний рівень яких залежить від оптимальної кінематичної схеми, якості методів розрахунку металоконструкції стрілової системи, технології виробництва, застосування якісних комплектуючих механізмів та підбір системи керування.

Питанням оптимального проектування металоконструкції та системи керування кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом присвячені роботи багатьох вчених, серед яких: К. М. Барінова, В.А. Александрова, Ю.Ю. Герасимова, В.Н. Андрєєва, С.П. Дорохова, Г.В. Каршева, В.І. Тимошенко, С.М. Кошуба, П.М. Мазуркина та інші [26...53].

Але залишаються недостатньо вивчені оптимальні режими руху кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом, динамічний аналіз зміни приводних зусиль для окремих ланок стрілової системи, як для почергового переміщення так і одночасного переміщення декількох ланок. Недостатньо вивчено питання оптимальних режимів руху для зменшення коливання вантажу на кінці стрілової системи [178].

1.3. Динаміка маніпуляторів з гідравлічним приводом

При проектуванні, конструюванні та експлуатації кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом виникають проблеми пов'язані з ними. При проектуванні та конструюванні виникає задача вибору оптимальної конструкції крана-маніпулятора [54...63]. Серед таких задач є:

- вибір оптимальних геометричних розмірів стрілової системи, яка дасть змогу забезпечити максимальну робочу зону;

- розробка оптимальних режимів руху механізмів приводу стрілової системи крана-маніпулятора, що враховують коливання вантажу, для мінімізації їх в момент його переміщення.

Під час експлуатації кранів-маніпуляторів основною задачею є забезпечення їх продуктивності, надійності, безпечності та довговічності. Головним фактором є динамічні навантаження, які виникають при переміщенні вантажу в елементах стрілової системи крана-маніпулятора та його приводних механізмах та впливають на вище перелічені показники [59...66].

Значний внесок у дослідження перехідних режимів руху кранів-маніпуляторів був виконаний Александровим В.А., який аналізуючи розрахункові схеми та випадки навантаження кранів-маніпуляторів зробив висновок про неможливість однозначного застосування розрахункових методів, які використовуються у суміжних галузях машинобудування у практичне проектування лісових машин.

У роботі [26] розглянуто моделювання взаємодії лісгосподарських машин з навколишнім середовищем та предметом праці. При визначеності динамічної навантаженості маси ланок стрілової системи зводяться до точки підвісу вантажу. Враховується жорсткість елементів металоконструкції стрілової системи та елементів гідравлічного приводу.

У роботі [45] наведені аналітичні залежності та методи розрахунку і підбору головних параметрів конструкції крана-маніпулятора. Наведено залежності динамічних навантажень від масових характеристик вантажу. Проведено динамічний аналіз при перехідних режимах руху. Розглянуто схему пружної системи в якій стрілова система крана-маніпулятора зображено балочною моделлю з врахуванням масових та жорстких характеристик по довжині [67...69]. Даний метод дає змогу визначити коефіцієнт динамічності у період перехідного процесу, однак, являється складним для інженерних розрахунків.

Динамічні навантаження, які виникають при розвантажувально-завантажувальних операціях краном-маніпулятором з гідравлічним приводом напряду залежать від характеристики механізму керування приводними гідравлічними циліндрами [70].

У працях [71, 72] встановлено залежність коефіцієнта динамічності від жорсткості металокопструкцій гідравлічного крана-маніпулятора.

В роботі [73] розглянуто дискретну розрахункову схему пружної системи. Розроблено 4-х масову динамічну модель та відповідно, математичну модель коливань автомобіля на якому встановлено кран-маніпулятор.

Л.М. Тарко [74] при вивченні перехідних режимів руху у гідравлічних механізмах враховував навантаження на виконавчий механізм, інерцію поршня гідравлічного циліндру та приєднаного до нього робочого органу, піддатливість робочої рідини в камерах гідравлічного циліндра, характеристику гідравлічного насосу, сили тертя які діють на поршень, піддатливість трубопроводної арматури та тривалість часу спрацювання елементів керування. Дослідив перехідні процеси за змінним навантаженням.

Питання динамічної навантаженості підйомно-транспортних машин досить глибоко вивчені у роботах [75...80]. Наведено розрахункові формули для визначення коефіцієнта динамічності різних типів вантажопідйомних кранів при роботі механізму підйому вантажу. Недостатньо дослідженими залишаються питання динамічного навантаження металокопструкцій стрілової системи при одночасному переміщенні декількох ланок крана-маніпулятора.

У праці [81] наведено, що прийняття найбільших динамічних навантажень під час одночасного переміщення декількох механізмів у вигляді суми динамічних навантажень, які виникають у цих механізмах буде підвищувати дійсну напруженість у металокопструкції крана-маніпулятора.

Динамічні навантаження у вантажопідйомних кранах отримані сумою навантажень при почерговій роботі механізму повороту та переміщення в

1,5...2 рази більше, ніж для випадку одночасного переміщення кількох ланок крана-маніпулятора [82].

К.М. Барінов та В.Ю. Мілютніков [83] перші розглянули поєднання рухів стріли та рукояті за допомогою узгоджувального пристрою. Завдання було вирішено не враховуючи інерційні сили. Запропонований авторами пристрій узгодження використовується для валильно-трелювальних машин.

Г.В. Каршев [36] запропонував метод визначення коефіцієнту динамічності навантаження без врахування жорсткості ланок крана-маніпулятора та гідравлічного приводу.

С.І. Кашуба та І.В. Турлай [39], у своїх дослідженнях вивели формулу, яка дозволяє оптимізувати геометричні розміри крана-маніпулятора з гідравлічним приводом з врахуванням його продуктивності. У роботі передбачено одночасне переміщення стріли та рукояті без врахування інерційної складової при виході на усталений рух.

А.С. Піскунов, П.І. Попик [84], у своїх роботах, при оптимізації параметрів механізму підйому стріли крана-маніпулятора враховують інерційні сили під час усталеного руху штоку гідравлічного циліндра.

Перехідні режими руху є основними робочими циклами кранів-маніпуляторів. Кожний з даних циклів супроводжується динамічними навантаженнями від яких залежить продуктивність, надійність і довговічність металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. Перехідні процеси у режимах зміни вильоту стрілової системи характеризуються навантаженнями, які перевищують сили опору при усталеному русі, тому врахування даних зусиль має дуже важливе значення. У роботах [57...60] наведено дані, які свідчать про те що, незначне зменшення динамічних навантажень при перехідних режимах руху впливають на покращення показників надійності.

Не рівномірність швидкості та прискорення вихідної ланки привідного гідравлічного циліндра стрілової системи крана-маніпулятора не дають змогу

точно позиціонувати вантажозахватний пристрій над вантажем, тим самим зменшуючи продуктивність крана-маніпулятора.

Під час експлуатації кранів-маніпуляторів необхідно досліджувати питання відхилення вантажу від вертикалі у початковий момент руху та гальмування. Вирішення даної задачі дасть змогу підвищити точність позиціонування вантажу, зменшення час робочого циклу, знизить динамічні навантаження, які виникають у металоконструкціях та механізмах приводу та відповідно підвищить продуктивність.

Автоматизація сучасного виробництва пов'язана із модернізацією існуючих та створенням високоефективних кранів-маніпуляторів. Такі технічні пристрої потребують дослідження динамічних, кінематичних властивостей та алгоритмів керування з оптимізацією складних систем, які моделюють роботу кранів маніпуляторів. Ці задачі висвітлені у багатьох наукових роботах [85...96]. Однак, проблематика маніпуляційних систем остаточно не вирішена, при цьому відсутня узагальнена кінематична схема та її динамічні властивості.

Аспектам маніпуляційних систем присвячено значну кількість праць. У роботах Е.П. Попова, М. Вукобратовича, С.Л. Зенкевича, А.Ф. Верещагіна, А.В. Тимофєєва, Л.А. Хмари, Є.І. Воробйова, Б.Я. Бакая [97...104] викладені основні питання кінематики, динаміки та процесу керування кранами-маніпуляторами. У роботах Н.А. Лакоти, В.С. Кулішова, В.С. Медведєва, А.С. Ющенко, А.Г. Лєскова, А.В. Тимофєєва, Е.І. Юрєвича [98, 105...107] розглядаються системи та алгоритми керування маніпуляторами.

Конструкції маніпуляторів, як промислових роботів та можливості застосування їх у виробництві наведені у роботах Е.І. Юркевича, Я.А. Шифрина, І.М. Макарова [61, 96, 108]. Результати для моделей кранів маніпуляторів у вигляді взаємопов'язаних твердих тіл стали основою механіки та оптимізації кранів маніпуляторів [109...121].

Динамічні навантаження, які виникають у елементах металоконструкції стрілової системи викликають появу пружних деформацій. Це явище несе

негативні наслідки, такі як: зменшення часу напрацювання шарнірних з'єднань ланок стрілової системи, погіршення точності позиціонування вантажу, що призводить до зменшення продуктивності крана-маніпулятора. Тому, задачі кінематики, динаміки та оптимізації режимів руху та керування кранами-маніпуляторами з врахуванням пружної піддатливості елементів конструкції та механізмів приводу викликають інтерес.

Методика моделювання динаміки кранів-маніпуляторів із врахуванням пружної деформації ланок наведено у роботах [122...126].

У роботах [101, 127, 128] для формування рівнянь руху крана маніпулятора використано принципи Даламбера та Даламбера-Лагранжа, що дозволяє враховувати інерційні властивості ланок стрілової системи крана-маніпулятора.

У роботі [129] наведено метод врахування впливу інерційних властивостей ланок стрілової системи на динаміку крана-маніпулятора.

Позитивна складова цього методу полягає у простоті формувань рівнянь руху крана-маніпулятора, що зводиться до скалярного добутку векторів моментів, інерційних сил та векторів можливих точок переміщень. При цьому не потрібно диференціювати вираз кінематичної енергії механізму.

У роботі [130] розглянуто метод створення динамічної моделі крана-маніпулятора на основі рівнянь Ньютона-Ейлера. При використанні якого, для кожної ланки використовують рівняння руху центра мас твердого тіла, як матеріальної точки так і динамічне рівняння Ейлера, яке у свою чергу описує обертання навколо центра мас.

«Алгоритми аналізу динаміки на основі принципу Гауса та рівняння Апеля наведені у роботах А.Ф. Верещагіна, Л. Лілова [99, 131]. В них для розрахунку узагальнених прискорень використовується пряма мінімізація функції Гіббса на основі принципу найменшого збудження Гауса» [149].

Розв'язання динамічних задач руху ланок стрілової системи кранів-маніпуляторів потребує складних математичних обчислень, що призвело до

появи нових методів обчислення з використанням прикладних комп'ютерних програм. У даному випадку, зручним у використанні є метод матриць, який наведено у роботі [101].

Дослідження виконані у роботі [64] показують, що динамічні навантаження, які виникають у металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора напряду залежать від величини коливань тиску робочої рідини у гідравлічному приводі.

У вище розглянутих роботах динамічна навантаженість машин з гідравлічним приводом розглянута при перехідних режимах руху для почергового переміщення ланок крана-маніпулятора. Питання проведення динамічного аналізу при суміщенні одночасного переміщення декількох ланок є актуальним. Розв'язок даної задачі надасть можливість підвищити продуктивність кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом.

У роботах [132...135] пропонується зменшити динамічні навантаження в кранах-маніпуляторах застосовуючи додаткові пристрої керування. А у роботах [136, 137] пропонується знизити динамічні навантаження за допомогою наперед запрограмованого керування. При цьому, підбір параметрів даних пристроїв керування та розроблення алгоритмів руху виконується на основі розв'язку оптимізаційних задач [178].

1.4. Дослідження оптимізаційних задач кранів-маніпуляторів

У роботі Б.А. Смольникова [56] запропоновано методику за якою відбувається побудова діапазонів зміни кутів у шарнірних з'єднаннях багатоланкових систем, дозволяючи виявити оптимізаційні області при надлишкових рухах. Розглянуто задачі оптимізації для пошуку мінімального значення похибки позиціонування робочого органу. Розв'язком даної задачі є варіаційні методи.

Розв'язок оптимізаційної задачі максимальної швидкості багатоланкової стрілової системи у дослідженнях Б.А. Смольникова полягає

у визначені конфігурації системи крана-маніпулятора, при якій лінійна швидкість переміщення вантажопідйомного пристрою досягала б максимального значення у будь-який момент часу. У якості цільової функції використано квадрат швидкості вантажопідйомного пристрою, яке виражене через кутові швидкості ланок стрілової системи крана-маніпулятора:

$$|v|^2 = \dot{\phi}^T \cdot M \cdot \dot{\phi}, \quad (1.1)$$

де: $\dot{\phi}^T$ – вектор кутової швидкості ланки стрілової системи крана-маніпулятора; M – матриця геометричних характеристик крана-маніпулятора.

У роботі [56] розглянута оптимізаційна задача рухів стрілової системи крана-маніпулятора за критерієм максимального зношування.

Оптимізаційна функція представлена, як сумарна робота моментів сухого тертя в шарнірах:

$$I = \int_A^B (\sum \alpha_k M_k \Delta \varphi_k) dt, \quad (1.2)$$

де: $\Delta \varphi_k$ – приріст шарнірних кутів; α_k – вагові коефіцієнти; M_k – силовий момент в шарнірі, визначає інтенсивність його зносу за рахунок тертя; A і B – часові проміжки.

Для погашення коливань у механічних системах використовують різноманітні демпфуючі пристрої [138...142].

«У роботі В.Е. Бербюка [143] розглядаються задачі динаміки та оптимізації маніпуляційних роботів. Характерною рисою наведеної роботи є задача врахування у математичних моделях кранів-маніпуляторів зосередженої сили та розподіленої пружної піддатливості елементів конструкції. У працях [144...146] розглянуто метод розв'язку оптимізаційних задач, які є розвитком методу заданих синергій М. Вукобратовича та напівзворотного методу Сен-Венана. В якості оптимізаційних критеріїв використовують рівняння руху жорсткої та пружної маніпуляторної систем, які отримують за принципом Гамільтона-Остроградського. Відкидаючи

вектор керуючих сил з рівняння руху та мінімізуючи отримане характеристичне рівняння, визначають кінематичні параметри руху системи, які і вважають оптимальними. Також розглянуто ряд задач по мінімізації норм прискорення та оптимізації геометричних характеристик крана-маніпулятора, представлені результати розвитку прямих методів розв'язку оптимальних задач за допомогою перших інтегралів рівнянь незбуреного руху» [149].

У праці М.Ф. Кириченка та Р.О. Сороки [147] розглянуто оптимізацію геометричних параметрів маніпуляційних систем. Критерієм оптимізації є функція геометричних характеристик стрілової системи крана-маніпулятора. Методом оптимізації виступає варіаційний метод за яким відбувається пошук максимуму інтегрального критерію з функцією Гамільтона.

У роботі [148] розглядається локальна оптимізація за критерієм швидкодії та економічності. Також розглянуто геометричну багатокритеріальну оптимізацію. У якості критерію якої виступає коефіцієнт об'єму робочого простору для виконання робочого процесу та коефіцієнт сервісу.

Головними параметрами в даних оптимізаційних задачах є геометричні розміри ланок стрілової системи крана-маніпулятора. Для локальної оптимізації, у праці [140], критерієм «економічності руху» є об'єм руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора W , що виражається через суму всіх його узагальнених координат:

$$W = \int_{t_0}^{t_1} \sum_{j=1}^n c_j \dot{\varphi}_j(t) dt, \quad (1.3)$$

де: c_j – ваговий коефіцієнт координати $\dot{\varphi}_j$; t_0, t_1 – проміжки часу на яких розглядається робота крана-маніпулятора.

Для пошуку оптимальних законів руху за критерієм «економічності руху» використовують варіаційні методи за якими знаходять максимуми та мінімуми інтегральних функціоналів.

При знаходженні оптимальних режимів руху ланок крана-маніпулятора використовуючи критерій швидкості, де у якості критерію є час, необхідний для виконання керування з поставленою метою.

У роботі [149] побудовано математичну модель динаміки зміни вильоту гідроманіпулятора з жорсткими ланками. Розраховано оптимальні режими руху стрілової системи маніпулятора з підвішеним на жорсткому підвісі вантажем, де враховано вплив масово-інерційних та геометричних характеристик жорсткого підвісу на усунення коливань вантажу протягом пуску (гальмування). Пошук функцій оптимального керування дослідником пропонується визначати шляхом мінімізації вказаних критеріїв за допомогою рівнянь Ейлера-Пуассона [178].

1.5. Огляд способів синтезу оптимального керування кранами-маніпуляторами

Головним завданням керування ланками стрілової системи крана-маніпулятора є зменшення тривалості завантажувально-розвантажувальних операцій при збереженні точності виконання технологічних робіт та надійності металоконструкції стрілової системи та елементів системи керування крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.

Існує велика кількість технічних пристроїв спрямованих на зменшення коливань вантажу під час переміщення. До яких належать: жорстке закріплення вантажопідйомного пристрою, різні демпфуючі пристрої, регульовані системи керування.

Виконуючи розробку алгоритмів керування у першу чергу необхідно звертати увагу на велику кількість обмежень та критеріїв, що залежать від типу виконуваних робіт та умов експлуатації. Такими критеріями є: тривалість робочого циклу та витрачена енергія на виконання розвантажувально-завантажувальних операцій. Використовуючи дані критерії та враховуючи важливість створення умов гасіння коливань вантажу

та динамічних навантажень у металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора постає задача оптимального керування.

У працях [150, 151] науковці пропонують теорію синтезу оптимальних законів керування на базі теорії моментів. Використовуючи дану теорію необхідно попередньо визначити закон за яким відбувається відхилення вантажу від вертикалі при якому будуть задовільнятися умови технологічного процесу крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. До цих умов відносяться: зменшення відхилення вантажу від вертикалі при виконанні технологічного процесу розвантажувально-завантажувальних операціях до виходу системи на усталений рух, та накладені обмеження на рушійні зусилля у приводних механізмах.

У [86, 87] досліджено відхилення вантажу від вертикалі які закріплені на гнучкому підвісі. Наведено теорію відхилення вантажу підйомно-транспортних машин.

Праця [152] присвячена проблематиці керування маятниковими системами. Отримано розв'язок задач оптимального переміщення маятника за різними обмеженнями параметрів керування.

Автори роботи [153] навели оптимальний закон керування краном-маніпулятором з використанням принципу максимуму Понтрягіна і методу фазової площини. За параметр керування прийнято рушійне зусилля. Для двомасової динамічної моделі крана-маніпулятора були отримані вирази для моментів перемикання режимів керування. Основною умовою даного методу є відсутність відхилення вантажу від вертикалі, як на початку руху так і при гальмуванні.

«П. Єскаров, О.В. Григоров [137, 154] пропонують спосіб отримання закону керування краном-маніпулятором з гасінням коливань вантажу на етапах розгону та гальмування використовуючи принцип максимуму Понтрягіна. Початковий закон керування визначається шляхом підбору відповідних коефіцієнтів оптимальної функції, яка записується у вигляді поліномів третього порядку. Прискорення крана-маніпулятора і рушійна сила

подаються поліномом п'ятого степеня. Недоліком такого методу використання релейного керування, яке базується на ступінчастій зміні програм керування» [149].

«В роботах В.С. Ловейкіна [155, 156] запропоновано синтезувати оптимальне керування рухом підйомно-транспортних машин, яке визначається шляхом оптимізації роботи підйомно-транспортної системи за критеріями у вигляді інтегральних функціоналів з підінтегральними функціями «енергії» прискорення різних порядків та відхилення кінематичних характеристик. Пошук функцій оптимального керування дослідником пропонується визначати шляхом мінімізації вказаних критеріїв за допомогою рівнянь Ейлера-Пуассона. Така оптимізація режимів руху вантажопідйомної машини дає можливість досягнути неперервності функцій швидкостей та пришвидшень різних порядків ланок системи, що призводить до значного зменшення їх коливань» [149].

Висновки до першого розділу

За результатами проведеного аналізу існуючих конструктивних виконань стрілової системи кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом та досліджень літературних джерел зроблено наступні висновки:

- 1) проведений огляд наявних недоліків у кранах-маніпуляторах з гідравлічним приводом показав, що підвищення ефективності їх використання напряду залежить від умов їх експлуатації, насамперед від вибору оптимальних режимів руху ланок стрілової системи, одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи та збільшення точності позиціонування вантажу;
- 2) існуючі методи розрахунку кранів-маніпуляторів не дають можливості зменшити динамічні навантаження не зменшуючи продуктивність машини, а також оптимізувати режими руху ланок стрілової системи.
- 3) існуючі методи оптимізації для кранів-маніпуляторів не вміщують в собі пошук оптимальних режимів руху ланок стрілової системи за динамічними критеріями;
- 4) сучасні системи керування гідравлічними механізмами приводу ланок стрілової системи являють собою програмне керування, що побудоване на основі регульованого гідравлічного приводу та дає можливість реалізувати оптимальний режим руху вихідних ланок механізмів приводу. Проте їх застосування потребує значних затрат.

Виходячи з проведеного аналізу поставлено завдання, які необхідно вирішити в роботі:

- 1) провести огляд наукових робіт у напрямку зменшення енергетичних витрат та динамічних навантажень, які виникають при переміщенні стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом;
- 2) обґрунтувати доцільність зменшення енергетичних витрат та динамічних навантажень в механізмах приводу та елементах стрілової системи крана-маніпулятора за рахунок вибору оптимальних режимів

руху;

- 3) побудувати математичну модель динаміки руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора.
- 4) проаналізувати режими переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора та обрати критерії оптимізації при зміні вильоту стрілової системи з вантажем;
- 5) визначити оптимальні режими руху стрілової системи крана-маніпулятора за обраними критеріями та провести аналіз їх впливу на динамічну навантаженість роботи крана-маніпулятора;
- 6) розробити фізичну модель крана-маніпулятора і визначити експериментальним шляхом дійсні динамічні навантаження, що діють на його ланки та кінематичні зв'язки;
- 7) розробити конструкцію системи керування гідравлічними механізмами приводу, що забезпечить реалізацію оптимальних режимів руху стрілової системи крана-маніпулятора.

Вирішення вище перелічених задач дозволить підвищити надійність роботи крана-маніпулятора, полегшить умови роботи оператора, значно знизить динамічні навантаження на механізми приводу та енергетичні витрати [178].

РОЗДІЛ 2

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ВАНТАЖЕМ

2.1. Математична модель динаміки переміщення стрілової системи з вантажем

Провівши аналіз існуючих кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом виявлено, що найпоширенішою є конструкція стрілової системи з шарнірно-зчленованими ланками та комбінованим кутовим та лінійним їхнім переміщенням. Для проведення динамічного аналізу та оптимізації режимів руху переміщення ланок стрілової системи з вантажем в процесі зміни вильоту розглянуто кран-маніпулятор виробництва «ВЕЛМАШ», моделі ОМТЛ-70-02 [157]. Загальний вигляд та розміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора зображено на рис. 2.1.

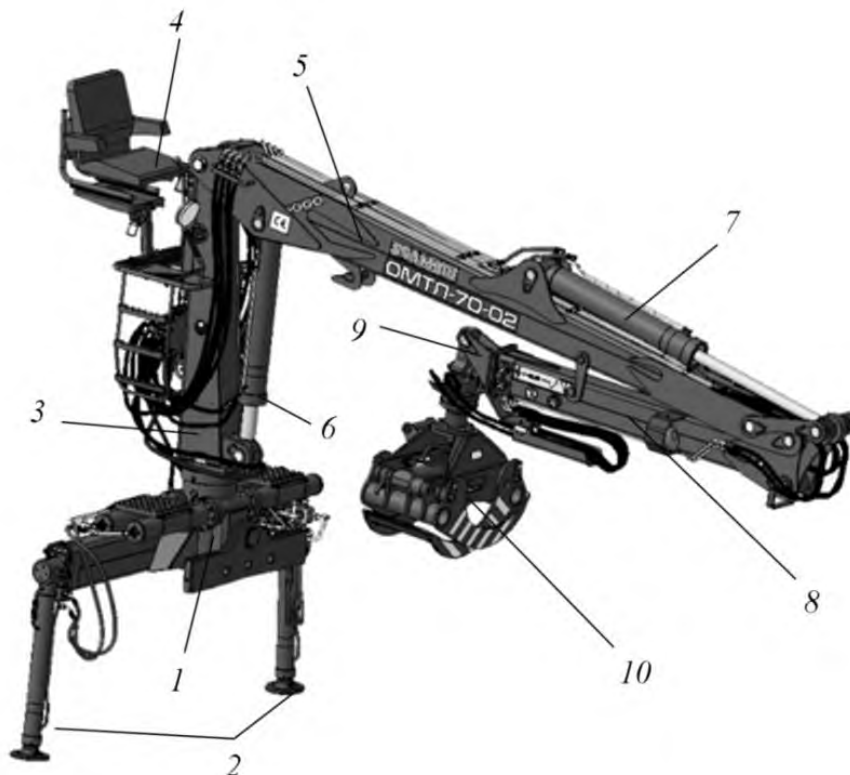


Рис. 2.1. Загальний вигляд крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02

Кран-маніпулятор, наведений на рис 2.1, складається з таких основних елементів: 1 – опорно-поворотний механізм з приводними гідравлічними циліндрами; 2 – аутригери; 3 – стійка; 4 – пост керування; 5 – стріла; 6 – гідравлічний циліндр приводу стріли; 7 – гідравлічний циліндр приводу рукояті; 8 – рукоять, в порожнині якої встановлено гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції; 9 – телескопічна секція; 10 – грейферний захват з ротатором.

Для переміщення елементів стрілової системи крана-маніпулятора застосовується об'ємний гідравлічний привід. На рис. 2.2 зображено схему гідравлічної системи крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02 [157].

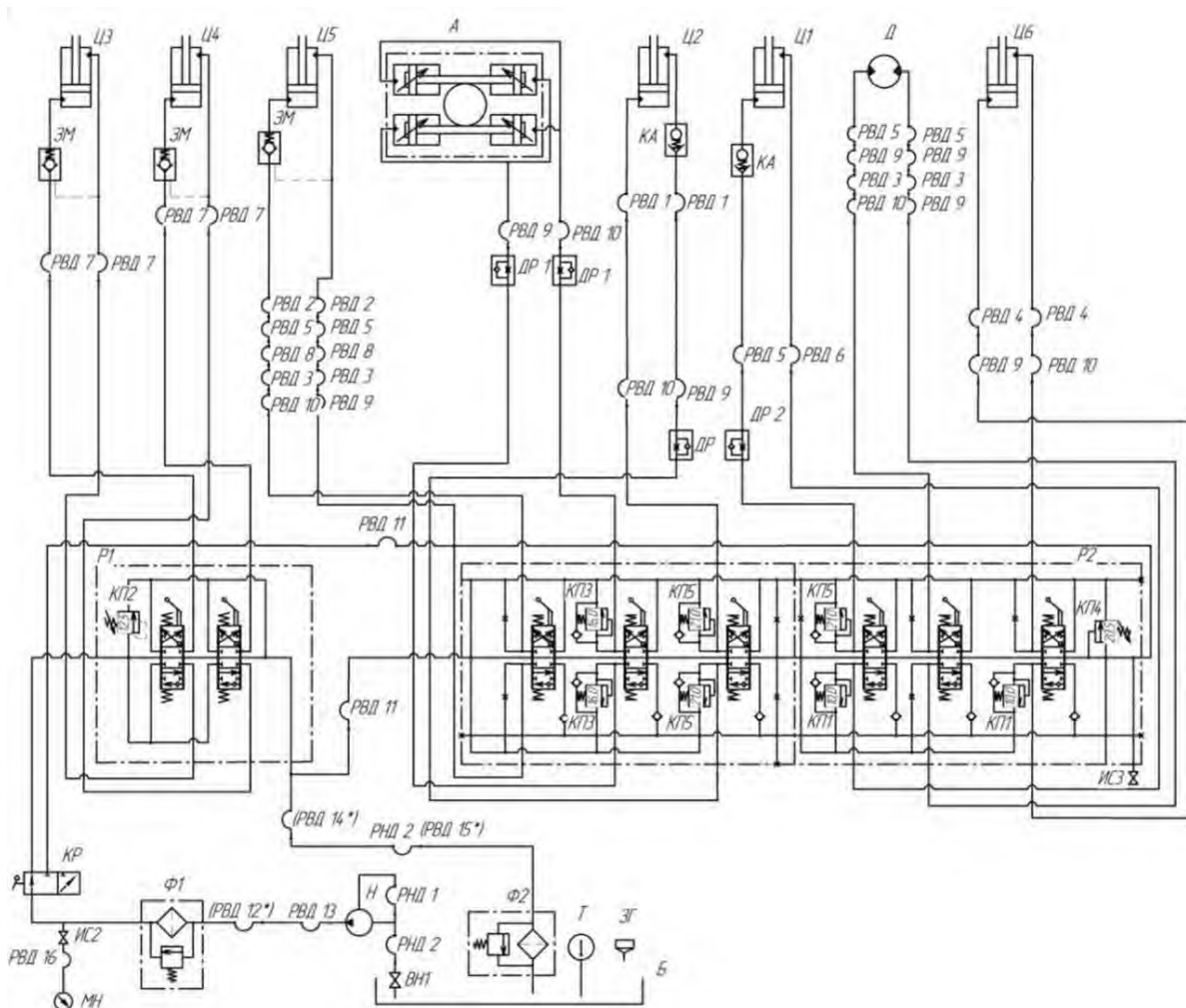


Рис. 2.2. Гідравлічна схема крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02

Гідравлічна схема, що зображена на рис. 2.2, включає в себе такі елементи та позначення: Б – бак з робочою рідиною; ВН1 – зворотній клапан;

Д – ротатор; *ДР, ДР1, ДР2* – дроселі; *ЗГ* – заливна горловина; *ЗМ* – гідравлічні замки; *КП1...КП5* – запобіжні клапани; *КР* – кран гідравлічний; *МН* – манометр; *Т* – термометр; *КА* – клапан аварійний; *Н* – гідравлічний насос; *Р1* – двосекційний гідравлічний розподільник; *Р2* – шестисекційний гідравлічний розподільник; *Ф1* – фільтр напірний; *Ф2* – фільтр зливний; *А* – опорно-поворотний механізм; *Ц1* – гідравлічний циліндр приводу стріли; *Ц2* – гідравлічний циліндр приводу рукояті; *Ц3, Ц4* – гідравлічні циліндри аутригерів; *Ц5* – гідравлічний циліндр грейферного захвату; *Ц6* – гідравлічний циліндр телескопічної секції; *РВД1 ... РВД16* – рукава високого тиску; *РНД1, РНД2* – рукава низького тиску.

Принцип роботи та керування елементами крана-маніпулятора ОМТЛ-70-02 здійснюється наступним чином.

Гідравлічним насосом *Н* робоча рідина з баку *Б* подається через рукава високого тиску *РВД13* до напірного фільтра *Ф1* та гідравлічного крану *КР*. В залежності від положення гідравлічного крану *КР*, потік робочої рідини подається до двосекційного гідравлічного розподільника *Р1* або шестисекційного гідравлічного розподільника *Р2*. При нейтральному положенні золотників гідравлічних розподільників *Р1* та *Р2* робоча рідина безпосередньо через рукава низького тиску *РНД2* потрапляє до зливного фільтру *Ф2* та в подальшому надходить в бак *Б*.

Захист гідравлічного насоса від перевантаження здійснюється за допомогою запобіжних клапанів *КП1...КП5*.

Гідравлічний розподільник *Р1* встановлений на опорно-поворотному механізмі *1* (рис 2.1). Перемиканням золотників гідравлічного розподільника *Р1* здійснюється керування гідравлічними циліндрами аутригерів *Ц3, Ц4*. Для забезпечення саморозвантаження гідравлічних циліндрів аутригерів *Ц3, Ц4* їх поршневі камери запираються гідравлічними замками *ЗМ*.

Гідравлічний розподільник *Р2* встановлений на посту керування *4* (рис 2.1). В залежності від величини переміщення золотників гідравлічного розподільника *Р2* здійснюється керування положенням та швидкістю

переміщення: гідравлічними циліндрами опорно-поворотного механізму *A*; гідравлічним циліндром приводу стріли *Ц1*; гідравлічним циліндром приводу рукояті *Ц2*; гідравлічним циліндром приводу телескопічної секції *Ц6*; гідравлічним циліндром грейферного захвату *Ц5* та ротатором *Д*.

Для зниження швидкості опускання стріли та рукояті в гідравлічних лініях циліндрів *Ц1* та *Ц2* встановлено дроселі *ДР2* та *ДР*. Для запобігання падіння вантажу та елементів металоконструкції в гідравлічних циліндрах *Ц1* та *Ц2* встановлено аварійні клапани *КА*.

Контроль тиску робочої рідини в напірній лінії здійснюється за допомогою манометра *МН*, а контроль температури робочої рідини, термометром *Т*.

Технологічний процес розвантажувально-завантажувальних робіт розглянуто в площині зміни вильоту стрілової системи з вантажем. Вантаж закріплений на жорсткому шарнірному підвісі та здійснює відхилення від вертикалі лише в площині зміни вильоту. При цьому положення і орієнтація ланок стрілової системи крана-маніпулятора та вантажу описані через положення і орієнтацію системи координат, зв'язану з вантажем по відношенню до інерціальної, базової системи координат [1] (Додаток Б.1).

Для дослідження динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено динамічну модель [9].

Кран-маніпулятор, наведений на рис. 2.1, має складне конструктивне виконання зі значною кількістю геометричних характеристик та властивостей матеріалу металоконструкції ланок стрілової системи, а також елементів гідравлічного приводу та інших показників, тому для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено динамічну модель.

В розробленій динамічній моделі прийнято наступні припущення: вважаємо, що усі ланки стрілової системи є абсолютно тверді тіла, а вантаж здійснює коливання на жорсткому шарнірному підвісі в площині зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора; люфти та зазори в шарнірних

з'єднаннях ланок стрілової системи та механізмах приводу відсутні; маси гідравлічних циліндрів приводу рукояті та телескопічної секції включено відповідно до мас стріли та рукояті, а маса металоконструкції телескопічної секції, за умови її неробочого стану включена до маси рукояті; центри мас ланок стрілової системи та вантажу співпадають відповідно з їх геометричними центрами; тертя в рухомих шарнірних елементах і в'язке тертя рідини в гідравлічній системі не враховуємо; стисливість робочої рідини в елементах гідравлічного приводу також не враховуємо [9].

Динамічну модель стрілової системи крана-маніпулятора представлено як голономну механічну систему з чотирма ступенями вільності, які визначаються кутовими положеннями стріли та рукояті, лінійним положенням телескопічної секції та кутовим відхиленням вантажу від вертикалі (рис. 2.3).

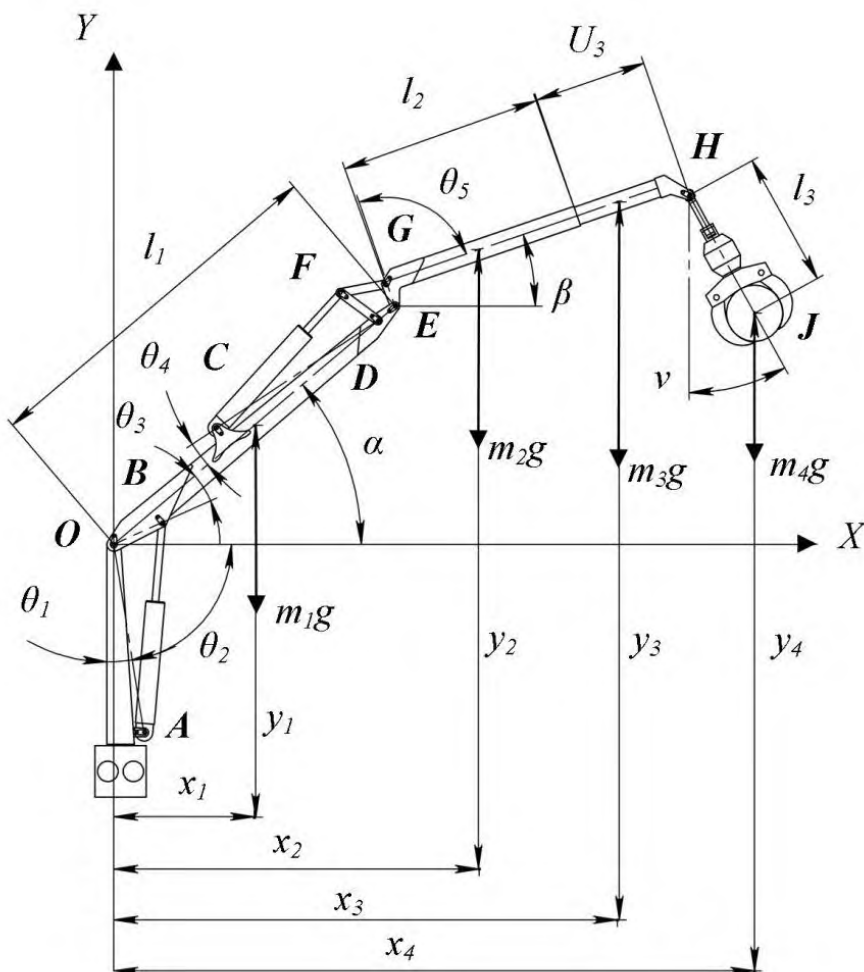


Рис. 2.3. Розрахункова схема крана-маніпулятора

На рис. 2.3 наведено такі позначення: l_1 – довжина стріли ($l_1 = 4$ м); l_2 – довжина рукояті ($l_2 = 2,1$ м); l_3 – довжина шарнірного підвісу ($l_3 = 0,8$ м); m_1 – маса стріли ($m_1 = 500$ кг); m_2 – маса рукояті ($m_2 = 155$ кг); m_3 – маса телескопічної секції ($m_3 = 65$ кг); m_4 – маса вантажу ($m_4 = 500$ кг); $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$ – кути, що утворені геометричними параметрами елементів стрілової системи та приводних гідравлічних циліндрів крана-маніпулятора ($\theta_1 = 0,192$ рад, $\theta_2 = 1,378$ рад, $\theta_3 = 0,384$ рад, $\theta_4 = 0,157$ рад, $\theta_5 = 1,57$ рад); x_1, x_2, x_3, x_4 – горизонтальні координати центрів мас стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу; y_1, y_2, y_3, y_4 – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу. За узагальнені координати прийнято кутові координати α, β , відповідно положення стріли та рукояті, кутову координату відхилення вантажу від вертикалі ν та лінійну координату положення телескопічної секції U_3 .

Координати центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем виражаються через узагальнені координати:

- для стріли:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{l_1}{2} \cos(\alpha); \\ y_1 = \frac{l_1}{2} \sin(\alpha); \end{cases} \quad (2.1)$$

- для рукояті:

$$\begin{cases} x_2 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + \frac{l_2}{2} \cdot \cos(\beta); \\ y_2 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + \frac{l_2}{2} \cdot \sin(\beta); \end{cases} \quad (2.2)$$

- для телескопічної секції:

$$\begin{cases} x_3 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + \left(l_2 + \frac{U_3}{2}\right) \cdot \cos(\beta) + l_3 \cdot \sin(\nu); \\ y_3 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + \left(l_2 + \frac{U_3}{2}\right) \cdot \sin(\beta) - l_3 \cdot \cos(\nu). \end{cases} \quad (2.3)$$

- для вантажу:

$$\begin{cases} x_4 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + (l_2 + U_3) \cdot \cos(\beta) + l_3 \cdot \sin(\nu); \\ y_4 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + (l_2 + U_3) \cdot \sin(\beta) - l_3 \cdot \cos(\nu). \end{cases} \quad (2.4)$$

Диференціюючи за часом координати центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем, знайдено залежності їхніх швидкостей (додаток Б.2) та прискорень (додаток Б.3).

Для складання рівнянь руху крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту стрілової системи з вантажем використано рівняння Лагранжа другого роду [7], які для динамічної моделі, наведеної на рис. 2.3, мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_\alpha - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_\beta - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{U}_3} - \frac{\partial T}{\partial U_3} = Q_{U_3} - \frac{\partial \Pi}{\partial U_3}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} - \frac{\partial T}{\partial \nu} = Q_\nu - \frac{\partial \Pi}{\partial \nu}, \end{cases} \quad (2.5)$$

де t – час; T, Π – відповідно кінетична та потенціальна енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу; $Q_\alpha, Q_\beta, Q_{U_3}, Q_\nu$ – неконсервативні складові узагальнених сил системи, що відповідають узагальненим координатам α, β, U_3, ν .

Кінетична енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту визначається наступною залежністю

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + \frac{1}{2} J_2 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + \frac{1}{2} J_3 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m_4 (\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2), \quad (2.6)$$

де: J_1, J_2, J_3 – момент інерції відносно власних осей обертання відповідно стріли, рукояті та телескопічної секції.

Потенціальна енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту визначається такою залежністю:

$$\Pi = (m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_4 y_4) g, \quad (2.7)$$

де g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

З виразів (2.6) та (2.7) знайдено частині похідні від кінетичної (Б.33) (додаток Б.4) та потенціальної (Б.34) (додаток Б.5) енергій, що входять в систему рівнянь (2.5).

Варіацію переміщення штоків гідравлічних циліндрів виразимо через варіацію узагальнених координат:

$$Q_\alpha = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \alpha} + F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \alpha};$$

$$Q_\beta = F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \beta}; \quad (2.8)$$

$$Q_{U_3} = F_3,$$

де: F_1, F_2, F_3 – зусилля, які розвивають гідравлічні циліндри приводу стріли, рукояті та телескопічної секції, H .

Підставивши вирази (2.6...2.18) в систему рівнянь (2.5), отримаємо систему диференціальних рівнянь руху стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем наведеної на рис. 2.3 [9]:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & J_1 \ddot{\alpha} + m_2 \left(\ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} \right) + m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial \alpha} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} \right) + \\
 & + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \alpha} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \alpha} + F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \alpha} - \\
 & - \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + m_3 \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) g; \\
 & (J_2 + J_3) \ddot{\beta} + m_2 \left(\ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \beta} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} \right) + m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial \beta} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial \beta} \right) + \\
 & + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \beta} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) = -F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \beta} - \\
 & - \left(m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + m_3 \frac{\partial y_3}{\partial \beta} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) g; \\
 & m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial U_3} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial U_3} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} \right) = \\
 & = -F_3 - \left(m_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} \right) g; \\
 & m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial v} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} \right) = -m_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} g,
 \end{aligned} \right. \quad (2.9)$$

де: $\frac{\partial x_i}{\partial \alpha}, \frac{\partial y_i}{\partial \alpha}, \frac{\partial x_i}{\partial \beta}, \frac{\partial y_i}{\partial \beta}, \frac{\partial x_i}{\partial U_3}, \frac{\partial y_i}{\partial U_3}, \frac{\partial U_1}{\partial \alpha}, \frac{\partial U_2}{\partial \alpha}, \frac{\partial U_2}{\partial \beta}$ – оператори передачі руху

[125], які зв'язують координати центрів мас відповідних ланок стрілової системи з узагальненими координатами (Додаток Б.6).

Для розв'язку системи рівнянь руху (2.9) знайдемо координати положення штоків гідравлічних циліндрів, що входять в систему рівнянь [9]. Лінійне положення штоку гідравлічного циліндру знайдемо з наступної залежності

$$AB = U_1 = \sqrt{AO^2 + OB^2 - 2 \cdot AO \cdot OB \cdot \cos(\theta_2 + \alpha - \theta_3)}. \quad (2.10)$$

Привід рукояті виконано через чотириланковий важільний механізм, кінематична схема якого наведена на рис. 2.4.

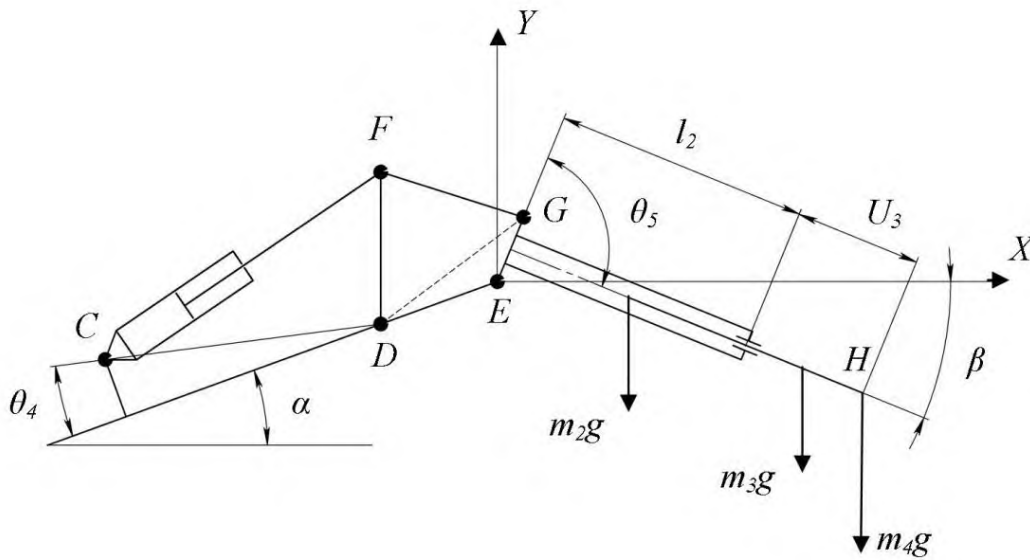


Рис. 2.4. Кінематична схема приводу рукояті та телескопічної секції з вантажем

З врахуванням всіх геометричних параметрів ланок стрілової системи, положення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті знаходимо з наступної залежності:

$$CF = U_2 = \sqrt{CD^2 + DF^2 - 2 \cdot CD \cdot DF \cdot \cos(\angle CDF)}. \quad (2.11)$$

Для визначення кута $\angle CDF$ спочатку розглянемо чотириланковий механізм $EDFG$ (рис. 2.4) і визначимо діагональ DG :

$$DG = \sqrt{EG^2 + DE^2 - 2 \cdot EG \cdot DE \cdot \cos(\angle DEG)}. \quad (2.12)$$

$$\angle DEG = \pi - (\theta_5 + \beta - \alpha) \quad (2.13)$$

Після підстановки виразу (2.11) в залежність (2.12) отримаємо:

$$DG = \sqrt{EG^2 + DE^2 - 2 \cdot EG \cdot DE \cdot \cos(\theta_5 + \beta - \alpha)}. \quad (2.14)$$

Використовуючи теорему синусів, запишемо:

$$\frac{\sin \angle DEG}{DG} = \frac{\sin \angle EDG}{EG}. \quad (2.15)$$

З рівняння (2.14) знайдемо:

$$\angle EDG = \arcsin\left(\frac{EG \cdot \sin(\theta_5 + \beta - \alpha)}{DG}\right). \quad (2.16)$$

Кут $\angle FDG$ знайдемо з виразу:

$$FG^2 = DF^2 + DG^2 - 2 \cdot DF \cdot DG \cdot \cos \angle FDG, \quad (2.17)$$

Відповідно кут $\angle FDG$ знайдемо з наступної залежності:

$$\angle FDG = \arccos\left(\frac{DG^2 + DF^2 - FG^2}{2 \cdot DF \cdot DG}\right). \quad (2.18)$$

Склавши вирази (2.16) і (2.18), знайдемо кут $\angle EDF$:

$$\angle EDF = \arcsin\left(\frac{EG \cdot \sin(\theta_5 + \beta - \alpha)}{DG}\right) + \arccos\left(\frac{DG^2 + DF^2 - FG^2}{2 \cdot DF \cdot DG}\right). \quad (2.19)$$

Тепер можна знайти кут $\angle CDF$:

$$\angle CDF = \pi - \angle EDF - \theta_4. \quad (2.20)$$

Після підстановки виразу (2.19) в залежність (2.10) отримаємо

$$U_2 = \sqrt{CD^2 + DF^2 + 2 \cdot CD \cdot DF \cdot \cos(\angle EDF - \theta_4)}. \quad (2.21)$$

Рушійні зусилля, які розвивають гідравлічні циліндри приводу ланок стрілової системи, знаходимо з їх механічних характеристик. Характеристики рушійних зусиль представлені у вигляді квадратичних залежностей між

діючими зусиллями та швидкостями переміщень штоків гідравлічних циліндрів [9]:

$$\begin{aligned}
 F_1 &= P_n \cdot A_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{A_1 \cdot \dot{U}_1}{Q_1}}; \\
 F_2 &= P_n \cdot A_2 \cdot \sqrt{1 - \frac{A_2 \cdot \dot{U}_2}{Q_2}}; \\
 F_3 &= P_n \cdot A_3 \cdot \sqrt{1 - \frac{A_3 \cdot \dot{U}_3}{Q_3}}
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

де P_n – тиск рідини в контурах гідравлічної системи; A_1, A_2, A_3 – відповідно робочі площі поршнів гідравлічних циліндрів підйому стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції; $\dot{U}_1, \dot{U}_2, \dot{U}_3$ – відповідно швидкості переміщення штоків гідравлічних циліндрів підйому стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції; Q_1, Q_2, Q_3 – об’ємна подача робочої рідини відповідно до гідравлічних циліндрів приводу стріли рукояті та телескопічної секції.

Витрата робочої рідини, яка протікає через гідравлічний розподільник, для надання гідравлічним циліндрам потрібного режиму пуску та швидкості переміщення ланок стрілової системи, визначається наступними залежностями, відповідно для гідравлічних циліндрів підйому стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції [158]:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_1}{\rho}}; \\
 Q_2 &= \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_2}{\rho}}; \\
 Q_3 &= \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_3}{\rho}},
 \end{aligned}
 \tag{2.23}$$

де: $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3$ – відповідно перепад тиску в гідравлічних циліндрах підйому

стріли, розгортання рукояті та переміщення телескопічної секції; μ – коефіцієнт витрати робочої рідини, який залежить від конструкції дроселя та визначається експериментально (для кромкових гідравлічних розподільників $\mu = 0,65 - 0,7$); f_1, f_2, f_3 – відповідно площі прохідного перерізу гідравлічного розподільника; ρ – питома маса (густина) робочої рідини.

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи з вантажем крана-маніпулятора ОМТЛ-70-02 [8], використано такі геометричні параметри елементів його стрілової системи (рис. 2.3 та рис. 2.4): $AO = 1,6$ м, $OB = 0,5$ м, $CD = 1,6$ м, $DF = 0,425$ м, $FG = 0,425$ м, $EG = 0,425$ м, $DE = 0,255$ м. Максимальний робочий тиск в гідравлічній системі становить $P_n = 2 \cdot 10^7$ Па.

Площа прохідного перерізу в гідравлічному розподільнику змінюється за лінійною характеристикою. Час повного переміщення золотника становить $\Delta t = 0,1$ с. В якості робочої рідини приймаємо гідравлічна олія МГЕ-46В з питома масою $\rho = 850$ кг/м³.

Площі поршнів для гідравлічних циліндрів приймають значення: для гідравлічного циліндру приводу стріли зі сторони поршневої камери $A_{1n} = 0,012265$ м², зі сторони штокової камери $A_{1ш} = 0,007241$ м²; для гідравлічного циліндру приводу рукояті зі сторони поршневої камери $A_{2n} = 0,012265$ м², зі сторони штокової камери $A_{2ш} = 0,00915$ м²; для гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції зі сторони поршневої камери $A_{3n} = 0,003116$ м², зі сторони штокової камери $A_{3ш} = 0,00186$ м².

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за умови одночасного кутового переміщення стріли, рукояті та лінійного переміщення телескопічної секції з вантажем який закріплений на жорсткому шарнірному підвісі на кінці стрілової системи, було використано наступні початкові умови руху:

$\alpha[0]=0,5 \text{ рад}; \dot{\alpha}[0]=0 \text{ рад/с}; \beta[0]=-1,2 \text{ рад}; \dot{\beta}[0]=0 \text{ рад/с}; U_3[0]=1,2 \text{ м};$
 $\dot{U}_3[0]=0 \text{ м/с}; \nu[0]=0 \text{ рад}; \dot{\nu}[0]=0 \text{ рад/с}.$

Результати проведеного динамічного аналізу представлено у вигляді графічних залежностей [9], на яких зображено швидкості штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли, рукояті та телескопічної секції (рис. 2.5), кутові швидкості стріли та рукояті (рис. 2.6), тиски та зусилля, які розвивають гідравлічні циліндри приводу стріли, рукояті та телескопічної секції (рис. 2.7), а також кутового відхилення вантажу від вертикалі (рис. 2.8).

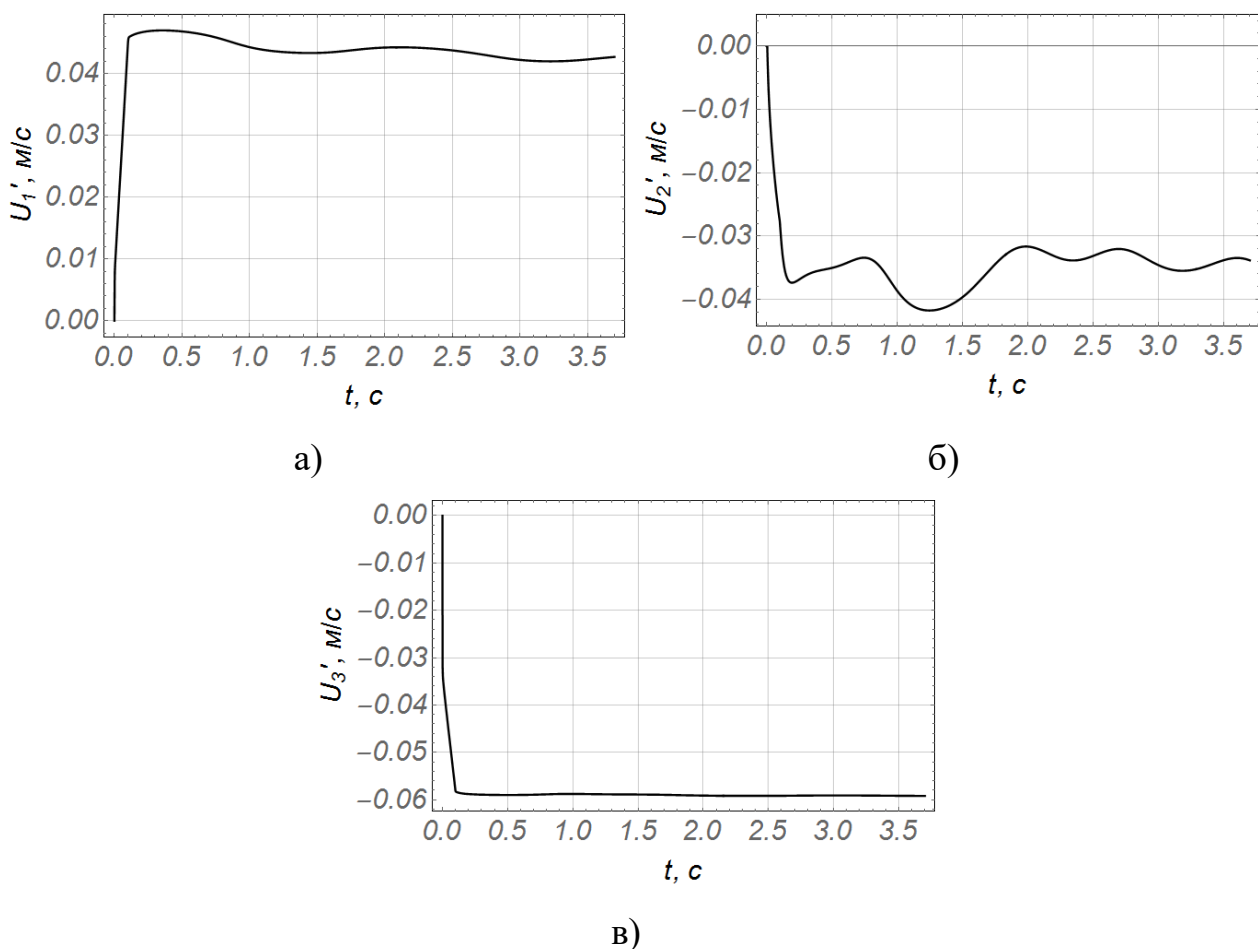


Рис. 2.5. Графічні залежності швидкості:

- а) штоку гідравлічного циліндра приводу стріли;
- б) штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті;
- в) штоку гідравлічного циліндра приводу телескопічної секції

Із графічних залежностей швидкостей переміщення штоків

гідравлічних циліндрів приводу видно, що за даного режиму руху розгін штоку гідравлічного циліндра приводу підйому стріли відбувається протягом 0,1 с, що відповідає часу переміщення золотника Δt ьз нейтрального положення в робоче та при подальшому переміщенні супроводжується динамічними навантаженнями коливального характеру. Максимальне значення швидкості руху штоку гідравлічного циліндра підйому стріли становить 0,047 м/с в момент часу $t = 0,4$ с.

Для штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті розгін відбувається протягом 0,2 с. При цьому максимальне значення швидкості переміщення штоку становить 0,042 м/с. Подальше переміщенні штоку супроводжується значними динамічними навантаженнями коливального характеру.

Розгін штоку гідравлічного циліндра телескопічної секції відбувається протягом 0,1 с, що відповідає часу переміщення золотника Δt . Швидкість переміщення штоку становить 0,058 м/с.

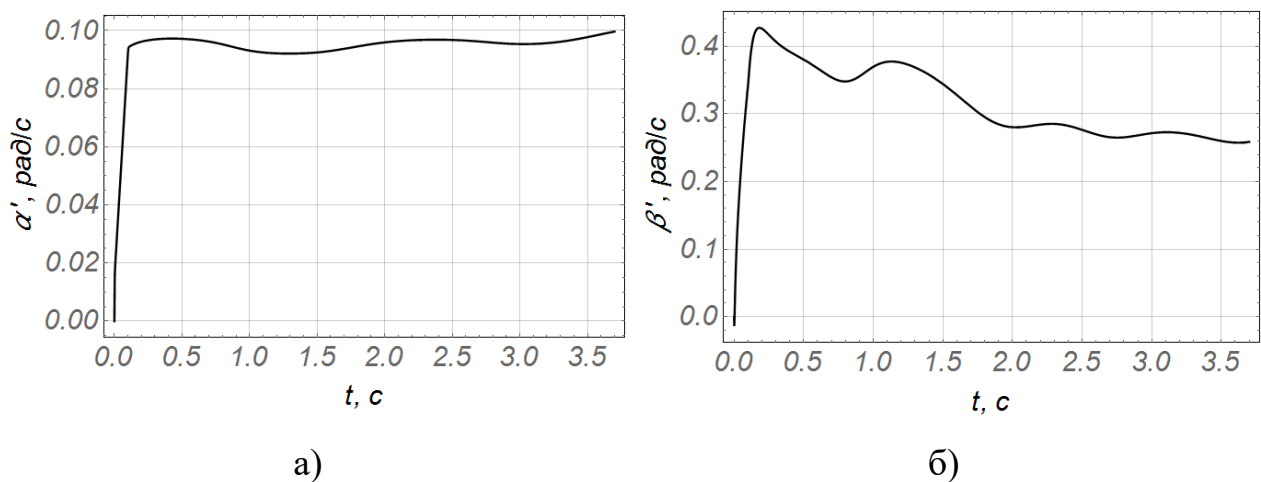


Рис. 2.6. Графічні залежності кутової швидкості переміщення:

а) стріли; б) рукояті

Отримані результати кутової швидкості ланок стрілової системи (рис. 2.6) дають можливість визначити функціональну залежність кутової швидкості переміщення ланок стрілової системи у відповідності до лінійної швидкості переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу.

Аналізуючи отримані графічні залежності видно, що для обох ланок стрілової системи розгін триває 0,1 с, а подальше переміщення супроводжується динамічними навантаженнями, які збігаються по часу із навантаженнями, що виникають в гідравлічних механізмах приводу ланок стрілової системи.

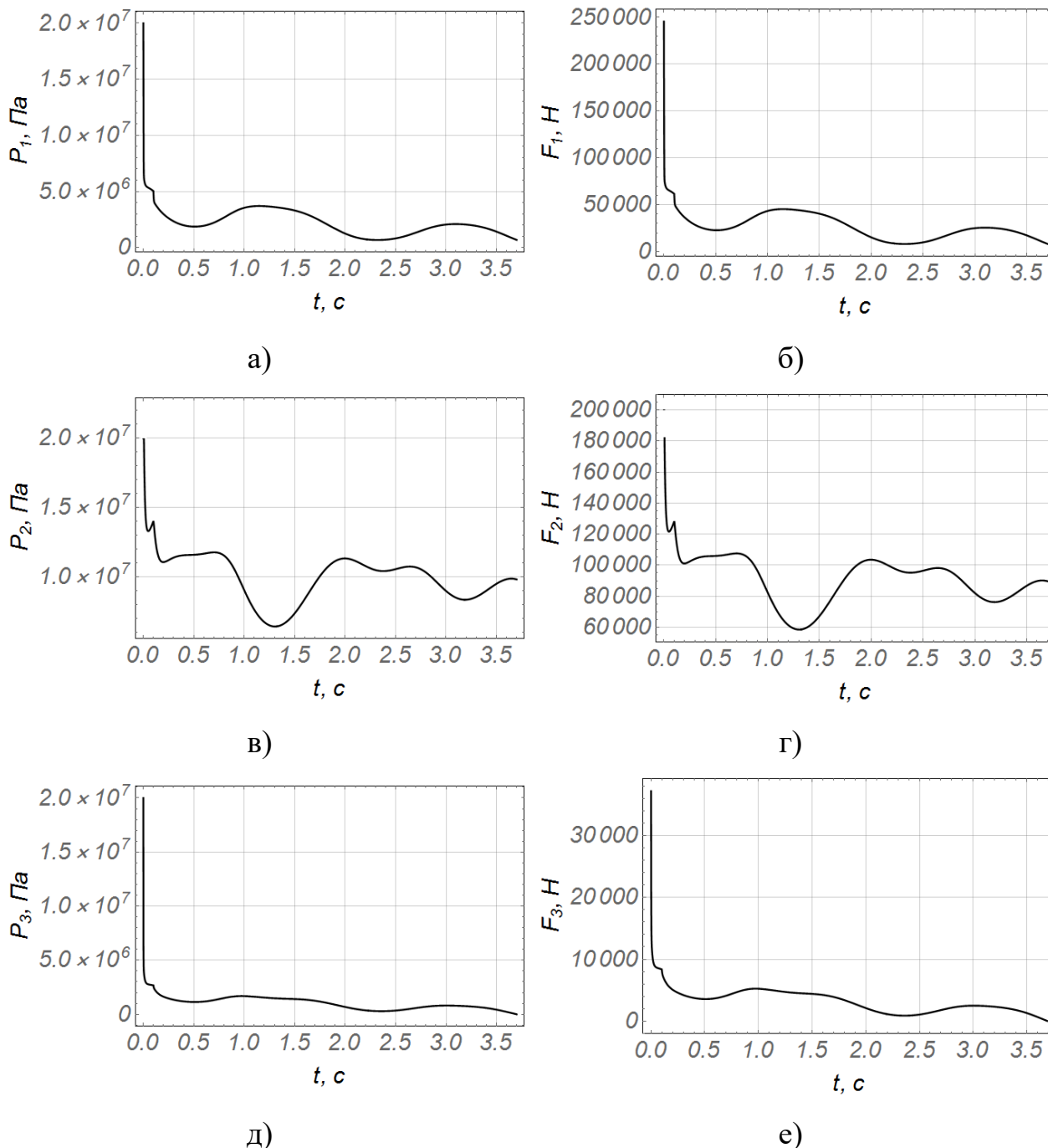


Рис. 2.7. Графіки тисків та зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри: а) і б) приводу стріли; в) і г) приводу рукояті; д) і е) приводу телескопічної секції

Із графічних залежностей тисків в робочих камерах гідравлічних циліндрів видно, що в початковий момент руху значення тиску відповідає максимальному значенню тиску робочої рідини $P_1 = P_2 = P_3 = 2 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При цьому гідравлічні циліндри розвивають значні рушійні зусилля, які дорівнюють:

- для гідравлічного циліндру приводу стріли $F_1 = 245300 \text{ Н}$;
- для гідравлічного циліндру приводу рукояті $F_2 = 183000 \text{ Н}$;
- та для гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції $F_3 = 7200 \text{ Н}$.

В результаті такого режиму руху маємо великі значення рушійного зусилля в початковий момент переміщення, які викликають значні прискорення елементів стрілової системи та вантажу. Наслідком чого є коливання металоконструкції та відхилення вантажу від вертикалі на кінці стрілової системи.

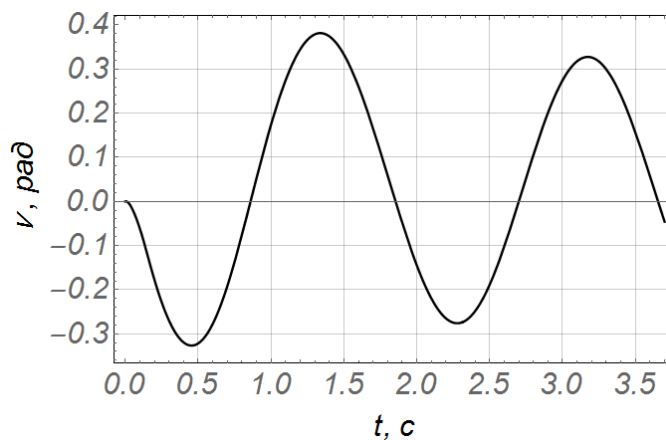


Рис. 2.8. Графік кутового відхилення вантажу від вертикалі

Із графічної залежності кутового відхилення вантажу від вертикалі видно, що при переміщенні ланок стрілової системи виникає знакозмінне коливання вантажу. На проміжку часу від $t = 0 \text{ с}$ до $t = 0,45 \text{ с}$ відбувається відхилення вантажу в напрямку стійки крана-маніпулятора під дією значного прискорення елементів стрілової системи в момент її розгону, яке дорівнює $v = -0,33 \text{ рад}$. На проміжку часу від $t = 0,45 \text{ с}$ до $t = 1,3 \text{ с}$ відбувається відхилення вантажу в напрямку від стійки крана-маніпулятора під дією

інерційної сили, яке набуває значення $\nu = 0,38 \text{ рад}$. При подальшому переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора спостерігається знакозмінне коливання вантажу затухаючого характеру [178].

2.2. Динамічний аналіз переміщення окремих ланок стрілової системи

2.2.1. Кутове переміщення стріли

При виконанні розвантажувально-навантажувальних операцій різних типів вантажів ланки стрілової системи можуть переміщуватись по чергово. При цьому найбільші динамічні навантаження сприймає металоконструкція стріли та відповідно гідравлічний циліндр підйому стріли. На даному етапі розглянуто випадок зміни вильоту стрілової системи з вантажем в площині підйому вантажу за умови роботи тільки гідравлічного циліндру підйому стріли [5]. Розрахункова схема стрілової системи крана-маніпулятора для такого випадку зображена на рис. 2.3.

Для даного випадку рівняння руху ланок стрілової системи (2.9) набудуть наступного вигляду:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\alpha} + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \alpha} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \alpha} - \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) g; \\ m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \nu} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \nu} \right) = -m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \nu} g. \end{cases} \quad (2.24)$$

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи з вантажем за умови роботи тільки гідравлічного циліндру підйому стріли було використано наступні початкові умови: час переміщення золотника становив $\Delta t = 0,25 \text{ с}$; $\alpha[0] = -0,5 \text{ рад}$; $\dot{\alpha}[0] = 0 \text{ рад/с}$; положення рукояті паралельно осі стріли; $U_3 = 0 \text{ м}$; $\nu[0] = 0 \text{ рад}$; $\dot{\nu}[0] = 0 \text{ рад/с}$.

Результати динамічного аналізу наведено у вигляді графічних залежностей, на яких зображено швидкість штоку гідравлічного циліндра приводу стріли та кутову швидкість стріли (рис. 2.9), тиск в поршневій камері та зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли (рис. 2.10), кутове відхилення вантажу від вертикалі та затрачену потужність для переміщення стрілової системи з вантажем (рис. 2.11) [5]

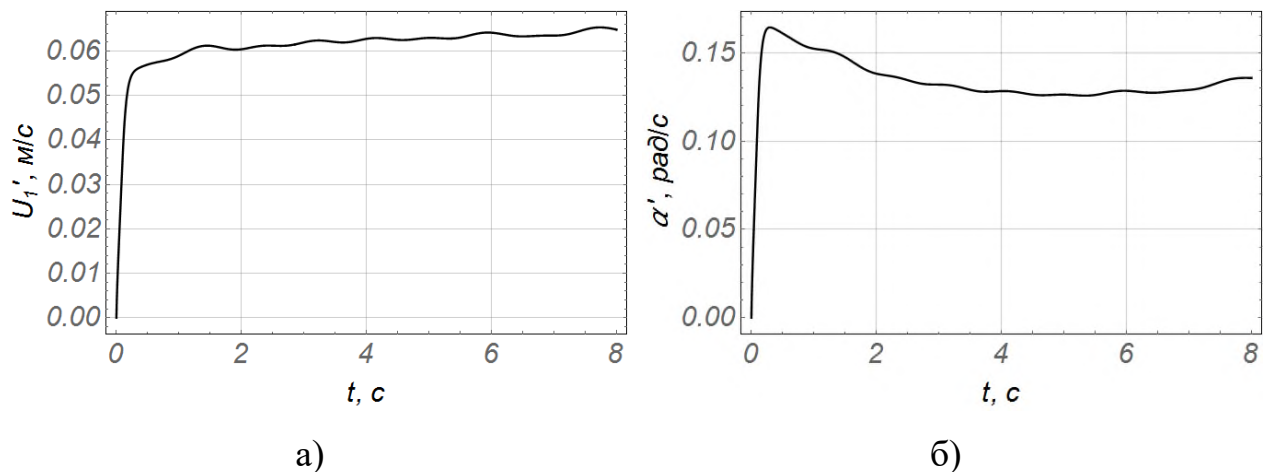


Рис. 2.9. Графічні залежності а) лінійної швидкості штоку гідравлічного циліндру та б) кутової швидкості стріли

Із графічних залежностей швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндру та кутової швидкості переміщення стріли видно, що вихід на усталену швидкість відбувається протягом $t=0,25$ с. При цьому швидкість переміщення штоку гідравлічного циліндру дорівнює $0,057$ м/с, в момент часу $t=0,25$ с, та при подальшому переміщенні супроводжується коливаннями. В даному випадку коливання швидкості викликане інерційною складовою стрілової системи та відповідно коливаннями вантажу на жорсткому шарнірному підвісі, який здійснює коливання в площині зміни вильоту. При цьому кутова швидкість стріли дорівнює $0,165$ рад/с, в момент часу $t=0,25$ с, яка при подальшому переміщенні має спадаючий характер, а в положенні максимального вильоту стрілової системи дорівнює $0,13$ рад/с в момент часу $t = 3,5$ с. Даний ефект викликаний інерційною складовою

переміщення стрілової системи та відповідно конструктивними параметрами розміщення гідравлічного циліндру.

Відповідно за такого режиму руху стріли можна зробити висновки про значне рушійне зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр в початковий момент руху та відповідно значне початкове прискорення переміщення мас вихідних ланок механізмів приводу та елементів металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем.

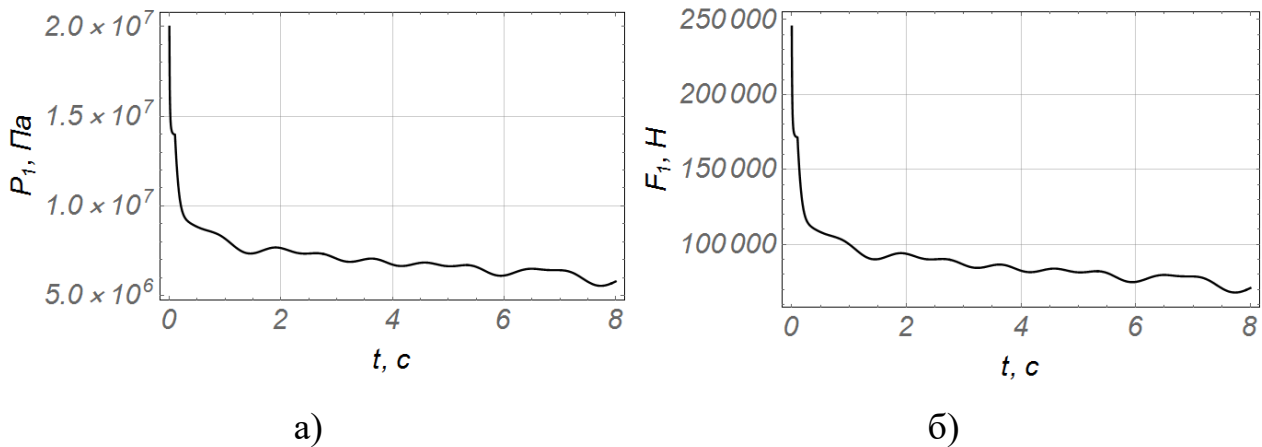


Рис. 2.10. Графіки тиску а) в поршневій камері та зусилля б), яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли

Аналізуючи графічні залежності тиску та зусилля в поршневій камері гідравлічного циліндру приводу стріли, видно, що в початковий момент руху значення тиску відповідає максимальному значенню тиску робочої рідини $P_1 = 2 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При цьому гідравлічний циліндр розвиває рушійне зусилля $F_1 = 245300 \text{ Н}$.

При подальшому переміщенні і виходу штоку гідравлічного циліндра на усталений рух ($t = 0,25 \text{ с}$) тиск в гідравлічній системі зменшується і становить $P_1 = 9 \cdot 10^6 \text{ Па}$. При цьому рушійне зусилля приймає значення $F_1 = 110385 \text{ Н}$. Така розбіжність значень тиску та рушійних зусиль говорить про об'ємну подачу великої кількості робочої рідини через золотниковий гідравлічний розподільник в початковий момент руху, що спричиняє граничне підвищення тиску робочої рідини та відповідно надає вихідним

ланкам механізмів приводу та елементам стрілової системи з вантажем значного прискорення.

В результаті за такого режиму руху виникають динамічні навантаження в елементах стрілової системи та механізмах приводу. Динамічні навантаження, в свою чергу, спричиняють коливання металоконструкції та відповідно розгойдування вантажу на кінці стрілової системи в площині зміни вильоту.

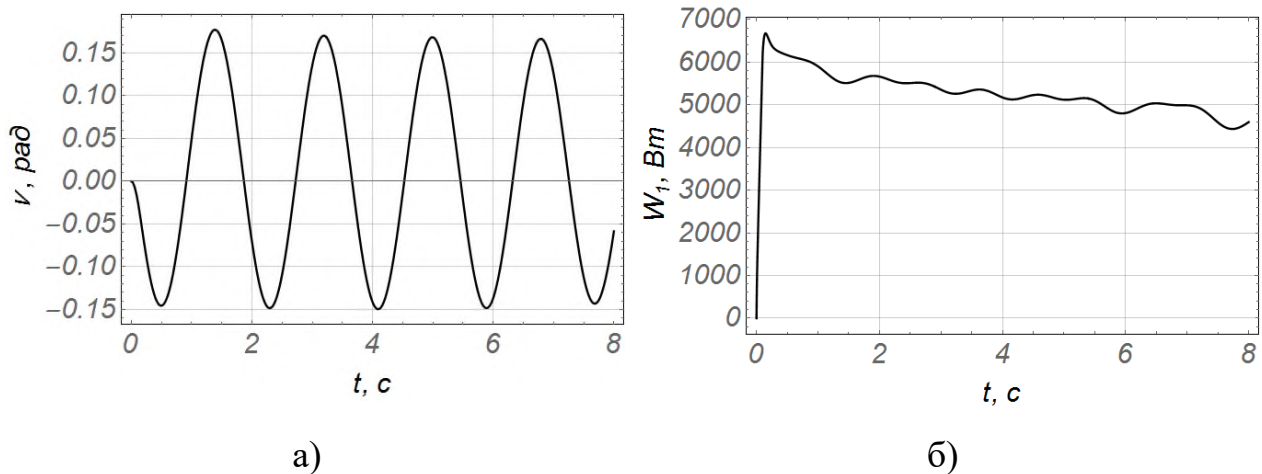


Рис. 2.11. Графіки кутового відхилення вантажу від вертикалі а) та затраченої потужності для переміщення стрілової системи з вантажем б)

Із графічної залежності кутового відхилення вантажу від вертикалі видно, що при переміщенні стріли виникає знакозмінне коливання вантажу. На проміжку часу від $t = 0$ с до $t = 0,5$ с відбувається відхилення вантажу в напрямку стійки крана-маніпулятора під дією значного прискорення елементів стрілової системи в момент її розгону, яке дорівнює $\nu = -0,15$ рад. На проміжку часу від $t = 0,5$ с до $t = 1,3$ с відбувається відхилення вантажу в напрямку від стійки крана-маніпулятора під дією інерційної сили та набуває значення $\nu = 0,18$ рад. При подальшому переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора спостерігається знакозмінне коливання вантажу затухаючого характеру.

Аналізуючи графічну залежність затраченої потужності (рис. 2.11 б) видно, що в початковий момент руху споживана потужність становить

$W_1 = 6800 \text{ Вт}$, що відповідає високому значенню тиску на початку руху (рис. 2.10 а) та відповідно значній об'ємній подачі робочої рідини. При подальшому переміщенні затрачена потужність дещо знижується у відповідності до зниження тиску (рис. 2.10 а) при усталеній швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндру (рис. 2.9 а) [178].

2.2.2. Кутове переміщення рукояті

На даному етапі досліджень розглянуто випадок зміни вильоту стрілової системи з вантажем за умови неробочого стану механізмів приводу стріли та телескопічної секції, а зміна вильоту вантажу виконується тільки за умови зміни кутового положення рукояті [8].

При цьому стріла знаходиться в кутовому положенні, яке становить $\alpha = 0,5 \text{ рад}$, виліт телескопічної секції дорівнює $U_3 = 0 \text{ м}$, а рух рукояті починається з кутового положення $\beta = - 0,78 \text{ рад}$.

Розрахункова схема стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем зображена на рис. 2.3.

Відповідно для даного випадку переміщення ланок стрілової системи з вантажем рівняння руху (2.9) набудуть наступного вигляду:

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\beta} + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \beta} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) = F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \beta} - \left(m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) g; \\ m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial v} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} \right) = -m_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} g. \end{cases} \quad (2.25)$$

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи з вантажем за умови роботи тільки гідравлічного циліндру приводу рукояті було використано наступні початкові умови: час переміщення золотника становив $\Delta t = 0,25 \text{ с}$; $\alpha = 0,5 \text{ рад}$; $\beta[0] = - 0,78 \text{ рад}$; $\dot{\beta}[0] = 0 \text{ рад/с}$; $U_3 = 0 \text{ м}$; $v[0] = 0 \text{ рад}$; $\dot{v}[0] = 0 \text{ рад/с}$.

Результати динамічного аналізу зображено у вигляді графічних залежностей, на яких зображено швидкість штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті та кутову швидкість стріли (рис. 2.12), тиск в поршневій камері та відповідно зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли (рис. 2.13), а також кутове відхилення вантажу від вертикалі та затрачену потужність для переміщення стрілової системи з вантажем (рис. 2.14).

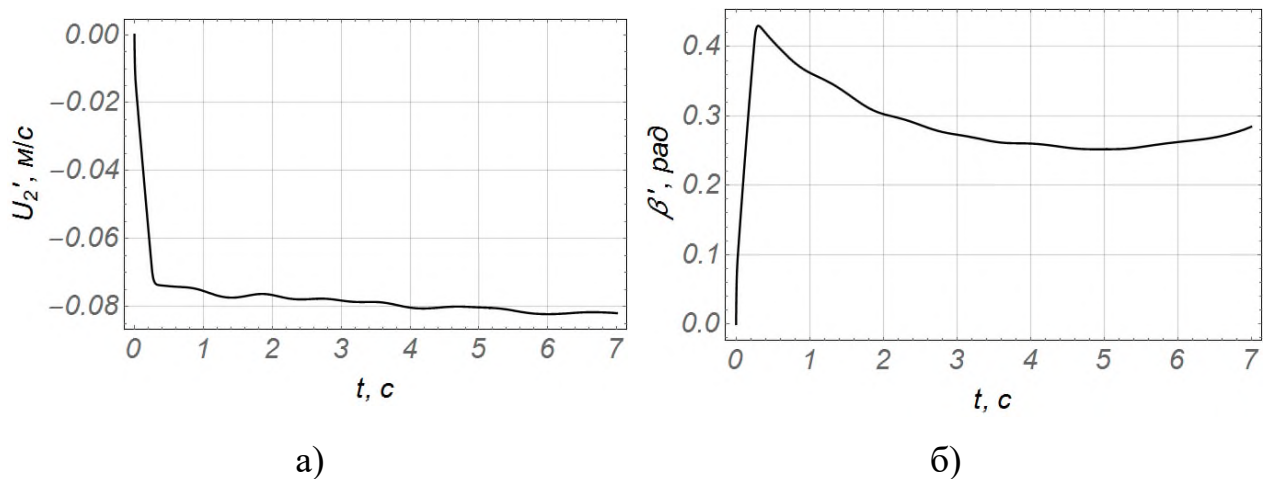


Рис. 2.12. Графіки швидкості штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті а) та кутової швидкості рукояті б)

Із графічних залежностей швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндру та кутової швидкості рукояті видно, що розгін відбувається протягом $t = 0,25$ с. При цьому швидкість штока досягає $0,075$ м/с, а при подальшому переміщенні має незначне зростання, яке зумовлено зменшенням вильоту стрілової системи.

В кінці розгону кутова швидкість рукояті досягає максимального значення і дорівнює $0,43$ рад/с. При подальшому переміщенні кутова швидкість має спадаючий характер. Даний ефект викликаний інерційною складовою переміщення стрілової системи та кінематичними параметрами чотириланкового механізму.

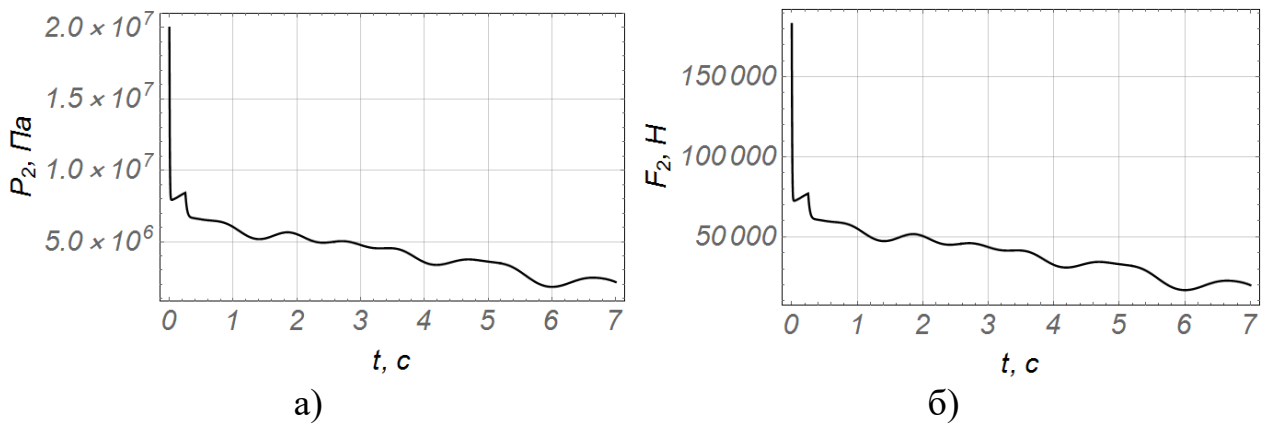


Рис. 2.13. Графіки тиску а) в штоковій камері та зусилля б) яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті

Аналізуючи графічні залежності тиску та зусилля в поршневій камері гідравлічного циліндра приводу рукояті видно, що в початковий момент руху значення тиску відповідає максимальному значенню тиску робочої рідини $P_2 = 2 \cdot 10^7 \text{ Па}$, при цьому гідравлічний циліндр приводу рукояті розвиває значне рушійне зусилля, яке дорівнює $F_2 = 183000 \text{ Н}$.

При подальшому переміщенні і виходу штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті на усталений рух ($t = 0,25 \text{ с}$) тиск в гідравлічній системі становить $P_2 = 8 \cdot 10^6 \text{ Па}$, та відповідно рушійне зусилля дорівнює $F_2 = 73200 \text{ Н}$.

Така значна розбіжність значень тиску та рушійних зусиль говорить про об'ємну подачу значно великої кількості робочої рідини через переріз золотникового гідравлічного розподільника, що спричиняє граничне підвищення тиску робочої рідини в початковий момент часу.

В результаті за такого режиму руху виникають динамічні навантаження в елементах стрілової системи та механізмах приводу у вигляді коливань тиску, зусилля та відповідно швидкості переміщення вихідних ланок механізмів приводу та відповідно ланок стрілової системи крана маніпулятора. Динамічні навантаження, в свою чергу, спричиняють коливання металоконструкції та розгойдування вантажу на кінці стрілової системи.

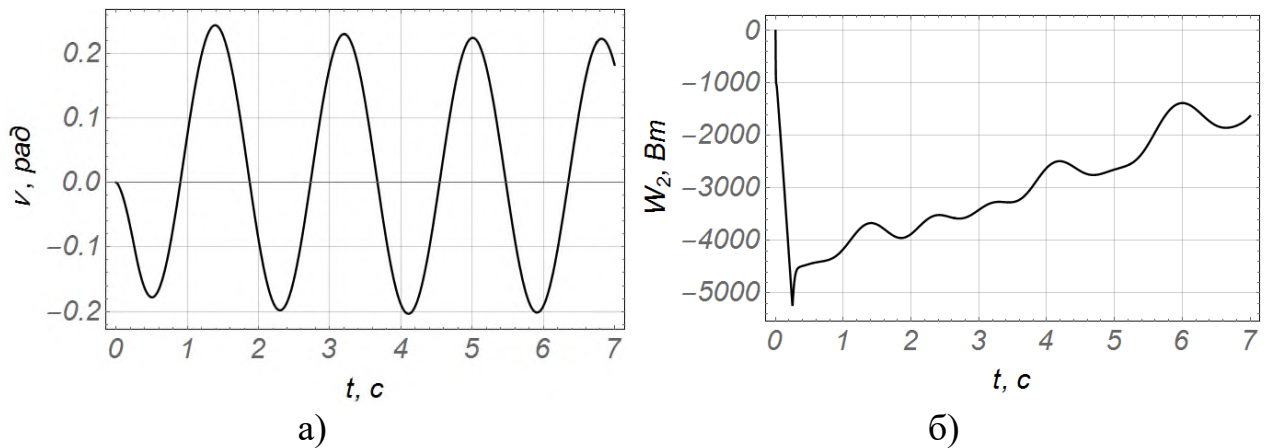


Рис. 2.14. Графіки кутового відхилення вантажу від вертикалі а) та затраченої потужності для переміщення стрілової системи з вантажем б)

Із графічної залежності кутового відхилення вантажу від вертикалі видно, що при переміщенні стріли виникає знакозмінне коливання вантажу. На проміжку часу від $t = 0$ с до $t = 0,5$ с відбувається відхилення вантажу в напрямку стійки крана-маніпулятора під дією значного прискорення елементів стрілової системи в момент її розгону, яке дорівнює $\nu = -0,18$ рад. На проміжку часу від $t = 0,5$ с до $t = 1,4$ с відбувається відхилення вантажу в напрямку від стійки крана-маніпулятора, під дією інерційної сили, та набуває значення $\nu = 0,24$ рад. При подальшому переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора спостерігається знакозмінне коливання вантажу затухаючого характеру.

Для оцінки енергоефективності переміщення ланок стрілової системи на рис. 2.14 б наведено результати затраченої потужності для переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем. Як видно, при переміщенні ланок відбувається нерівномірне споживання енергії, яке пов'язане із коливаннями тиску робочої рідини, металоконструкції стрілової системи та вантажу [178].

2.3. Динамічний аналіз переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора при суміщенні рухів

2.3.1. Суміщення кутового переміщення стріли та рукояті

При виконанні розвантажувально-навантажувальних операцій різних типів вантажів для підвищення продуктивності крана маніпулятора раціонально використовувати операції суміщення одночасного руху двох ланок стрілової системи. Тому на даному етапі розглянуто випадок зміни вильоту стрілової системи з вантажем за умови одночасної роботи гідравлічного циліндру приводу стріли та гідравлічного циліндру приводу рукояті. При цьому використано розрахункову схему стрілової системи крана-маніпулятора яку зображено зображена на рис. 2.3.

Початок одночасного руху ланок стрілової системи відбувався з кутового положення стріли та рукояті, яке відповідно дорівнює $\alpha = 0,1 \text{ рад}$ та $\beta = -1,2 \text{ рад}$. Для даного випадку рівняння руху (2.9) набудуть наступного вигляду [9]:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\alpha} + m_2 \left(\ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \alpha} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) = \\ = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \alpha} + F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \alpha} - \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) g; \\ J_2 \ddot{\beta} + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \beta} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) = -F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \beta} - \left(m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) g; \\ m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial v} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} \right) = -m_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} g. \end{cases} \quad (2.26)$$

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи з вантажем за умови одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводів стріли та рукояті було використано наступні початкові умови: час переміщення

золотника становив $\Delta t = 0,25$ с; $\alpha[0] = 0,1$ рад; $\dot{\alpha}[0] = 0$ рад; $\beta[0] = -1,2$ рад; $\dot{\beta}[0] = 0$ рад/с; $U_3 = 0$ м; $v[0] = 0$ рад; $\dot{v}[0] = 0$ рад/с.

Результати динамічного аналізу зображено у вигляді графічних залежностей, на яких зображено швидкості вихідних ланок механізмів приводу стріли та рукояті (рис. 2.15), кутових швидкостей переміщення стріли та рукояті (рис. 2.16), тисків в поршневих камерах та зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри приводів стріли (рис. 2.17) та рукояті (рис. 2.18), кутового відхилення вантажу від вертикалі (рис. 2.19) та затраченої потужності для переміщення ланок стрілової системи з вантажем (рис. 2.20).

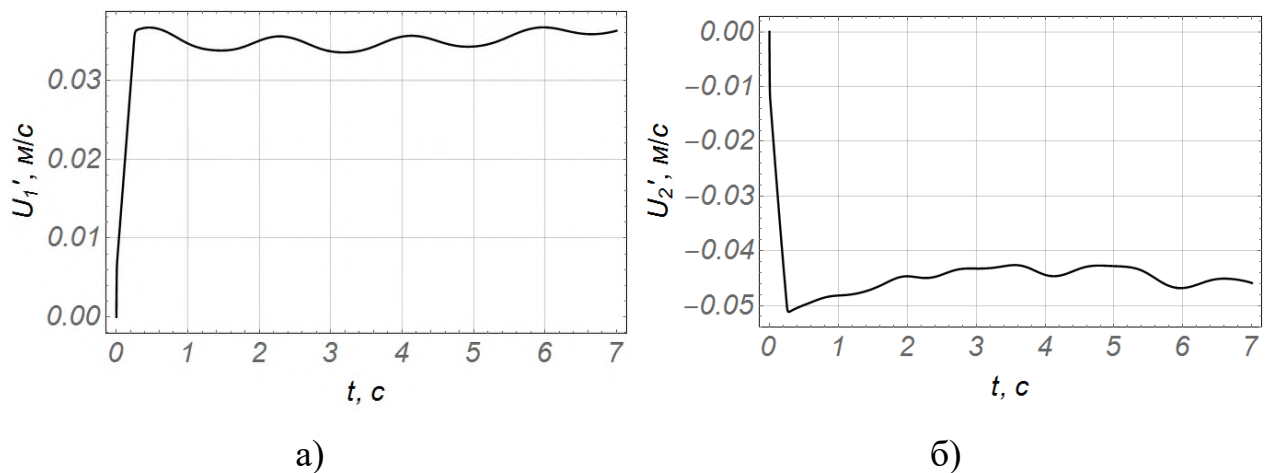


Рис. 2.15. Графічні залежності швидкостей штоків гідравлічних циліндрів приводів: а) стріли; б) рукояті

Із графічних залежностей швидкостей переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли та приводу рукояті видно, що розгін для обох випадків відбувається протягом часу $t = 0,25$ с, що відповідає швидкості $U_1 = 0,036$ м/с для гідравлічного циліндру приводу стріли та $U_2 = 0,5$ м/с для гідравлічного циліндру приводу рукояті. При подальшому переміщенні при усталеному русі швидкості вихідних ланок механізмів приводу мають коливальний характер.

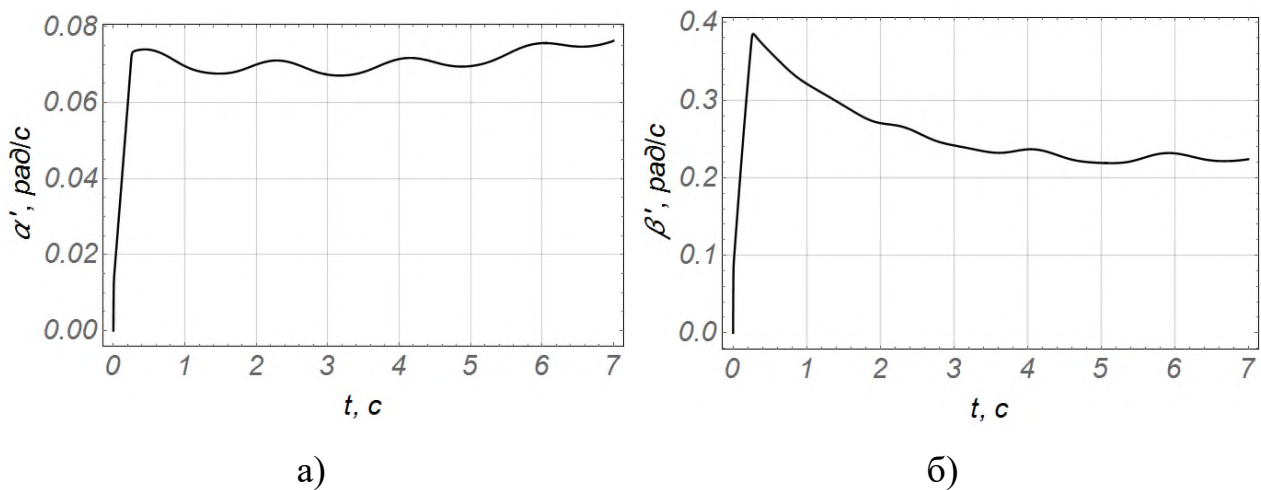


Рис. 2.16. Графічні залежності кутових швидкостей: а) стріли; б) рукояті

Із графічних залежностей кутових швидкостей ланок стрілової системи, а саме стріли та рукояті видно, що розгін відбувається протягом часу $t=0,25$ с. При цьому значення кутової швидкості стріли дорівнює $\dot{\alpha} = 0,07$ рад/с. При подальшому переміщенні кутова швидкість стріли супроводжується коливаннями та має зростаючий характер, а швидкість рукояті спадає з незначними коливаннями. При цьому максимальне значення кутової швидкості стріли дорівнює $\dot{\alpha} = 0,075$ рад/с, а рукояті $\dot{\beta} = 0,38$ рад/с.

В даному випадку коливання швидкості викликане інерційною складовою стрілової системи та відповідно коливаннями вантажу на жорсткому шарнірному підвісі, який здійснює коливання в площині зміни вильоту.

Відповідно за такого режиму руху стрілової системи можна зробити висновки про значне рушійне зусилля, яке розвивають гідравлічні циліндри приводу стріли та рукояті в початковий момент руху та відповідно значне початкове прискорення переміщення мас вихідних ланок механізмів приводу та елементів металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем.

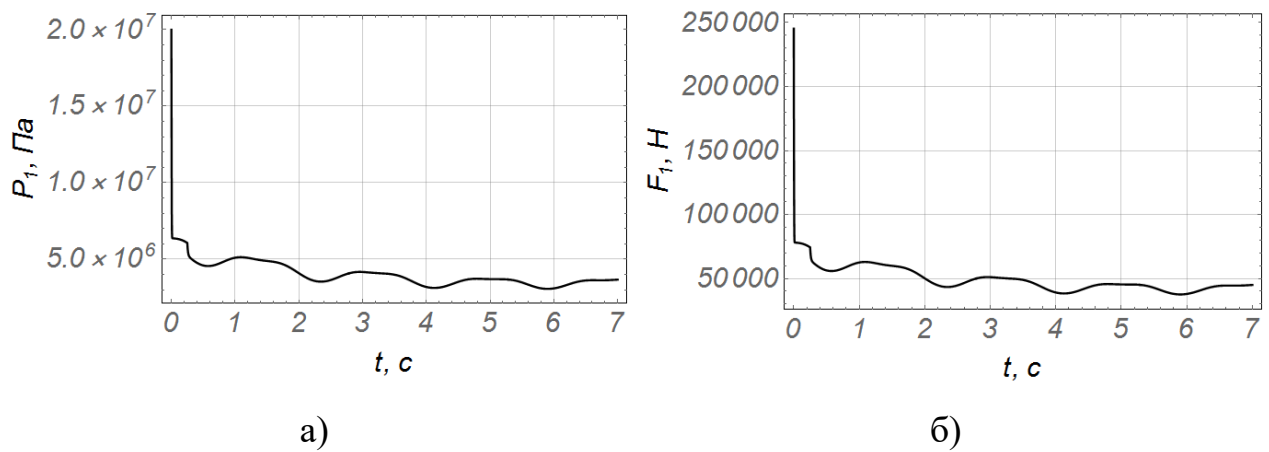


Рис. 2.17. Графічні залежності а) тиску та б) зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли

Аналізуючи графічні залежності тиску в поршневій камері гідравлічного циліндру приводу стріли та зусилля, яке він розвиває, видно, що в початковий момент руху значення тиску відповідає максимальному значенню тиску робочої рідини $P_1 = 2 \cdot 10^7$ Па. При цьому гідравлічний циліндр розвиває рушійне зусилля, яке дорівнює $F_1 = 245300$ Н. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра тиск в гідравлічній системі становить $P_1 = 5 \cdot 10^6$ Па, а рушійне зусилля дорівнює $F_1 = 61328$ Н.

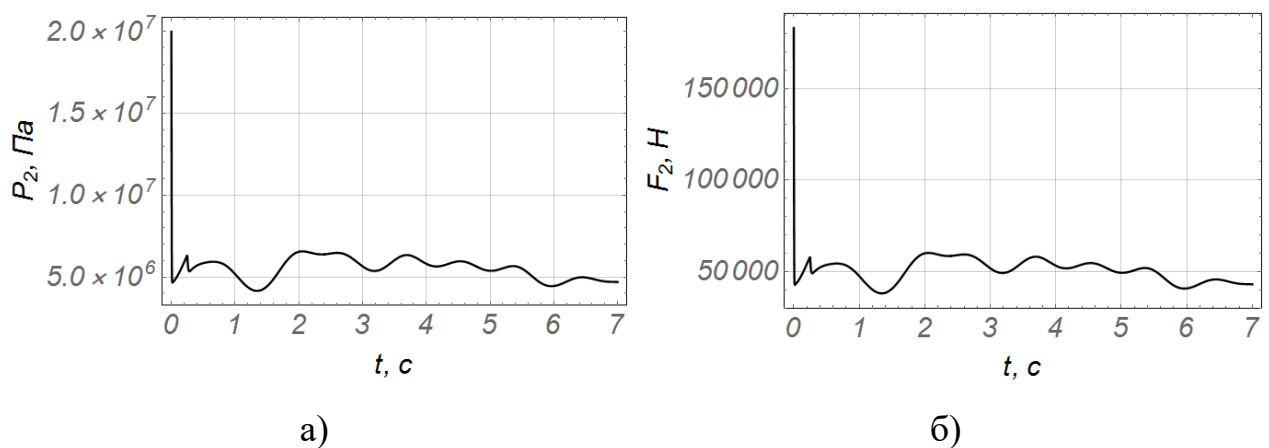


Рис. 2.18. Графічні залежності а) тиску та б) зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті

Аналізуючи графічні залежності тиску в штоковій камері гідравлічного циліндру приводу рукояті та зусилля, яке він розвиває, видно, що в початковий момент руху значення тиску відповідає максимальному

значенню тиску робочої рідини $P_2 = 2 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При цьому гідравлічний циліндр розвиває рушійне зусилля, яке дорівнює $F_2 = 183000 \text{ Н}$.

При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра тиск в гідравлічній системі становить $P_2 = 5 \cdot 10^6 \text{ Па}$, а рушійне зусилля дорівнює $F_2 = 45751 \text{ Н}$.

Така розбіжність значень тиску та рушійних зусиль говорить про об'ємну подачу великої кількості робочої рідини через золотниковий гідравлічний розподільник в початковий момент руху до механізмі в приводу, що спричиняє граничне підвищення тиску робочої рідини та відповідно надає вихідним ланкам механізмів приводу та елементам стрілової системи з вантажем значного прискорення.

В результаті за такого режиму руху виникають динамічні навантаження в елементах стрілової системи та механізмах приводу. Динамічні навантаження, в свою чергу, спричиняють коливання металоконструкції та відповідно розгойдування вантажув площині зміни вильоту на кінці стрілової системи .

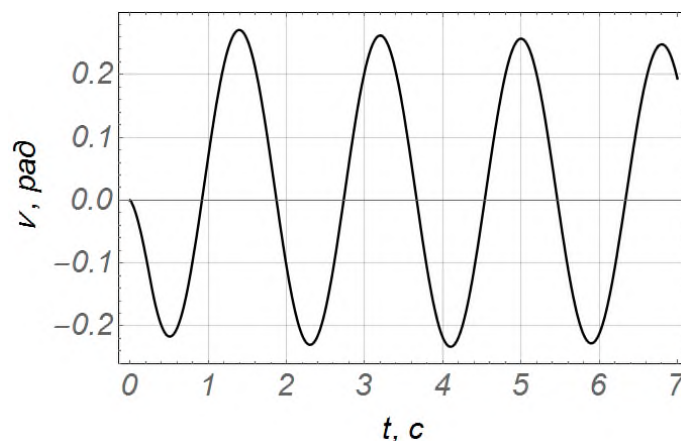


Рис. 2.19. Графічна залежність кутового відхилення вантажу від вертикалі

Із графічної залежності кутового відхилення вантажу від вертикалі видно, що за умови одночасного переміщенні стріли та рукояті виникає знакозмінне коливання вантажу. На проміжку часу від $t = 0 \text{ с}$ до $t = 0,5 \text{ с}$ відбувається відхилення вантажу в напрямку стійки крана-маніпулятора під

дією значного прискорення вихідних ланок механізмів приводу та елементів металоконструкції стрілової системи в момент її розгону, яке дорівнює $\nu = -0,22 \text{ рад}$. На проміжку часу від $t = 0,5 \text{ с}$ до $t = 1,4 \text{ с}$ відбувається відхилення вантажу під дією інерційної сили в напрямку від стійки крана-маніпулятора, та набуває значення $\nu = 0,28 \text{ рад}$. При подальшому переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора спостерігається знакозмінне коливання вантажу затухаючого характеру.

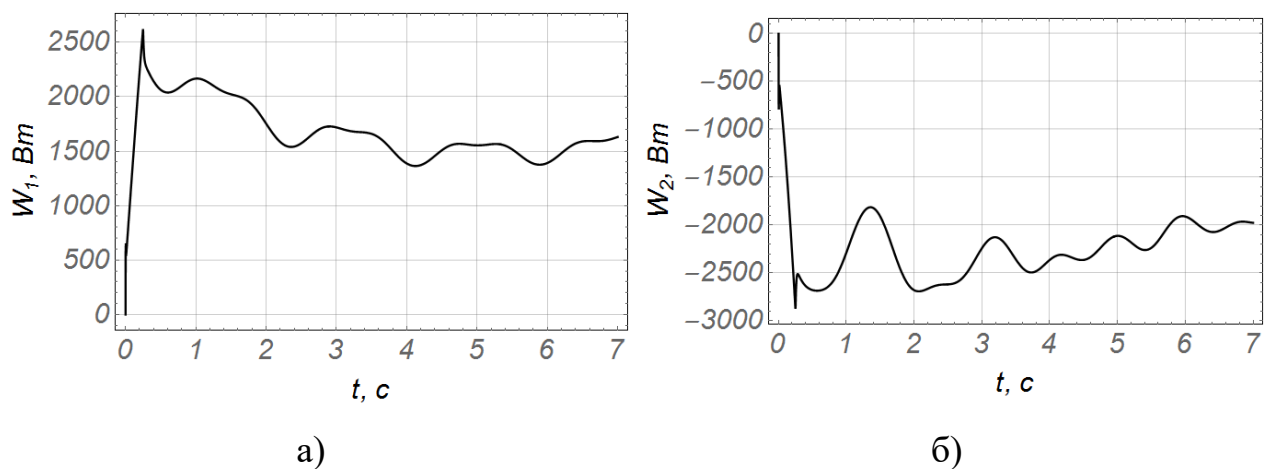


Рис. 2.20. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення
а) стріли, б) рукояті

Для оцінки енергоефективності приводів стріли та рукояті на рис. 2.20 наведено результати затраченої потужності для переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем. Як видно, при переміщенні ланок відбувається нерівномірне споживання енергії, яке пов'язане із коливаннями тиску робочої рідини, металоконструкції стрілової системи та $dslgjdsluj$ вантажу [178].

2.3.2. Суміщення повороту рукояті та переміщення телескопічної секції

На даному етапі розглянуто випадок зміни вильоту стрілової системи з вантажем за умови одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводів стріли та рукояті. Динамічна модель стрілової системи крана-маніпулятора зображена на рис. 2.3. Для даного випадку рівняння руху (2.9) набудуть наступного вигляду [8]:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\beta} + m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial \beta} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial \beta} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial \beta} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) = -F_2 \frac{\partial U_2}{\partial \beta} - \\ - \left(m_2 \frac{\partial y_1}{\partial \beta} + m_3 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) g; \\ m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial U_3} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial U_3} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} \right) = F_3 - \\ - \left(m_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} \right) g; \\ m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial v} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} \right) = -m_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} g. \end{array} \right. \quad (2.27)$$

Для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи з вантажем за умови одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводів стріли та рукояті було використано наступні початкові умови: час переміщення золотника становив $\Delta t = 0,25$ с; $\alpha = 0,15$ рад; $\beta[0] = -1,2$ рад; $\dot{\beta}[0] = 0$ рад/с; $U_3[0] = 1,2$ м; $\dot{U}_3[0] = 0$ м/с; $v[0] = 0$ рад; $\dot{v}[0] = 0$ рад/с.

Результати динамічного аналізу зображено у вигляді графічних залежностей, на яких зображено швидкості штоків гідравлічних циліндрів приводів рукояті та телескопічної секції (рис. 2.21), кутову швидкість переміщення рукояті (рис. 2.22), тиск в штоковій камері та відповідно зусилля, які розвивають гідравлічні циліндри приводів рукояті (рис. 2.23) та телескопічної секції (рис. 2.24), кутове відхилення вантажу від вертикалі

(рис. 2.25) та затраченої потужності переміщення рукояті та телескопічної секції стрілової системи (рис. 2.26).

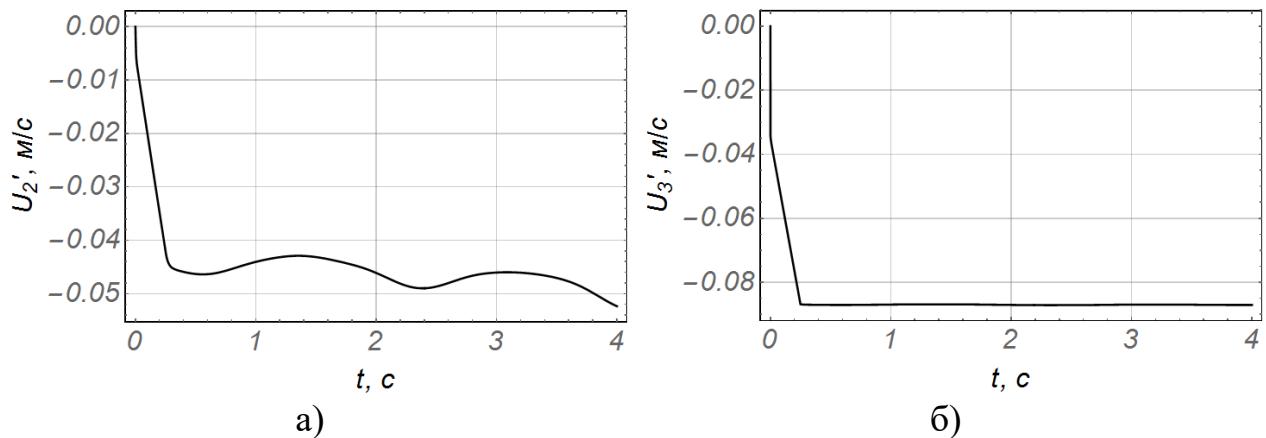


Рис. 2.21. Графічні залежності швидкостей переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводів: а) рукояті; б) телескопічної секції

Із графічних залежностей швидкостей переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводів рукояті та телескопічної секції (Рис. 2.21) видно, що розгін для обох випадків відбувається протягом $t = 0,25$ с, що відповідає швидкості $\dot{\beta} = 0,046$ м/с для гідравлічного циліндру приводу рукояті та $\dot{U}_3 = 0,087$ м/с для телескопічної секції. При подальшому переміщенні швидкість штоку гідравлічного циліндру рукояті має коливальний характер, а телескопічної секції приймає постійне значення.

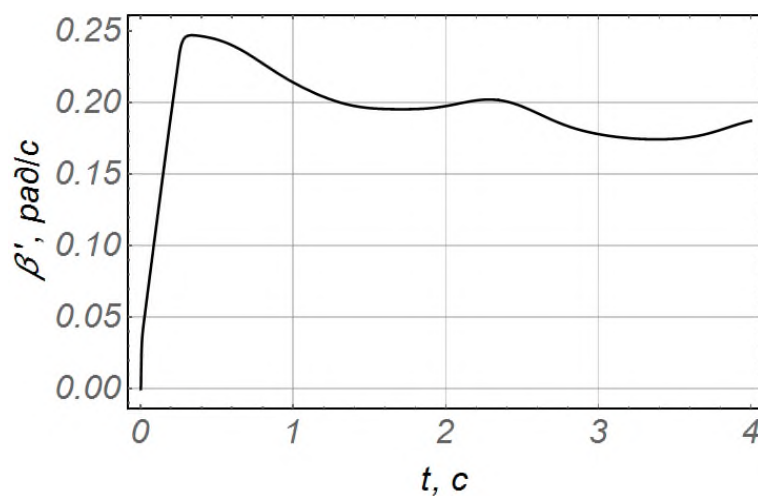
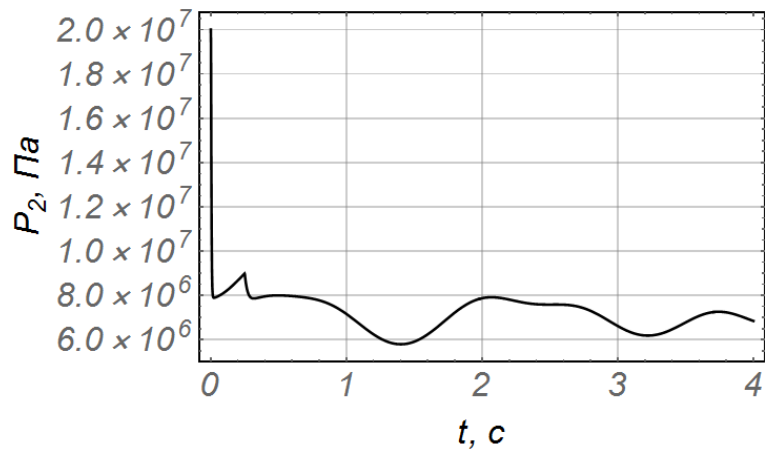
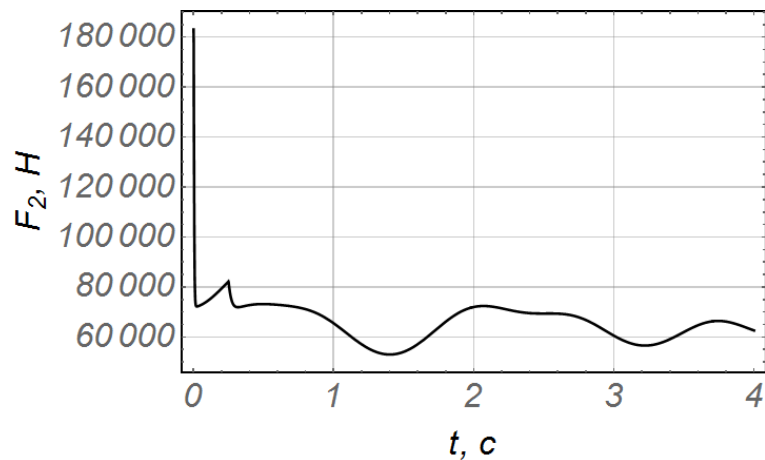


Рис. 2.22. Графічна залежність кутової швидкості рукояті

Із графічної залежності кутової швидкості рукояті видно, що розгін відбувається протягом 0,25 с. При цьому максимальне значення кутової швидкості дорівнює 0,25 рад/с. При подальшому переміщенні кутова швидкість повільно спадає. Даний ефект викликаний інерційною складовою переміщення стрілової системи та кінематичними параметрами чотириланкового механізму приводу рукояті.



а)



б)

Рис. 2.23. Графічні залежності а) тиску та б) зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті

Аналізуючи графічні залежності тиску в штоковій камері гідравлічного циліндру приводу рукояті та зусилля, яке він розвиває, видно, що в початковий момент руху тиск відповідає максимальному значенню тиску робочої рідини $P_2 = 2 \cdot 10^7$ Па. При цьому гідравлічний циліндр розвиває

рушійне зусилля, яке дорівнює $F_2 = 183000 \text{ Н}$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра тиск в гідравлічній системі становить $P_2 = 8 \cdot 10^6 \text{ Па}$, а рушійне зусилля дорівнює $F_2 = 73200 \text{ Н}$.

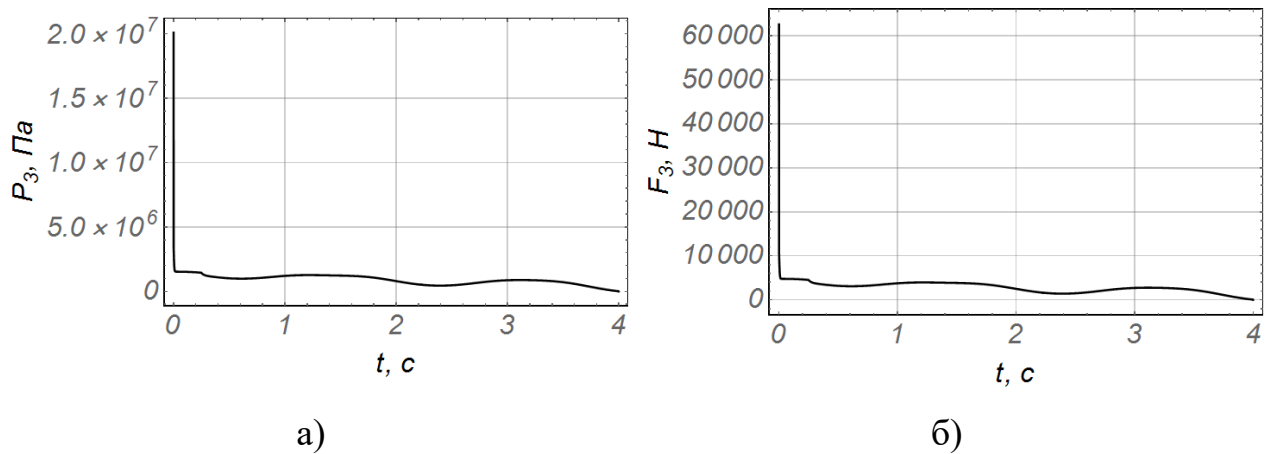


Рис. 2.24. Графічні залежності а) тиску та б) зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції

Аналізуючи графічні залежності тиску в штоковій камері гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції та зусилля, яке він розвиває, видно, що в початковий момент руху тиск відповідає максимальному значенню тиску робочої рідини $P_3 = 2 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При цьому гідравлічний циліндр розвиває рушійне зусилля, яке дорівнює $F_3 = 62320 \text{ Н}$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра тиск в гідравлічній системі становить $P_3 = 1 \cdot 10^6 \text{ Па}$, а рушійне зусилля дорівнює $F_3 = 1859 \text{ Н}$.

Така розбіжність значень тисків та рушійних зусиль в гідравлічних циліндрах приводів рукояті та телескопічної секції говорить про об'ємну подачу великої кількості робочої рідини через золотниковий гідравлічний розподільник, що спричиняє граничне підвищення тиску робочої рідини. В результаті за такого режиму руху виникають значні динамічні навантаження в елементах стрілової системи та механізмах приводів. Які в свою чергу, спричиняють коливання металоконструкції та розгойдування вантажу.

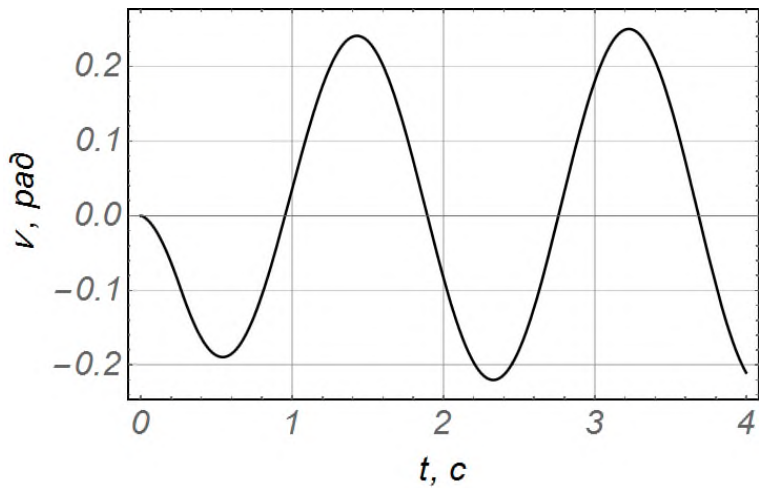


Рис. 2.25. Графічна залежність кутового відхилення вантажу від вертикалі

Із графічної залежності кутового відхилення вантажу від вертикалі видно, що при одночасному кутовому переміщенні рукояті та зменшенні вильоту телескопічної секції виникає знакозмінне коливання вантажу. На проміжку часу від $t = 0$ с до $t = 0,5$ с відбувається відхилення вантажу в напрямку стійки крана-маніпулятора, яке дорівнює $\nu = -0,19$ рад. На проміжку часу від $t = 0,5$ с до $t = 1,4$ с вантаж відхиляється від стійки крана-маніпулятора та набуває значення $\nu = 0,25$ рад. При подальшому переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора спостерігається знакозмінне коливання вантажу затухаючого характеру.

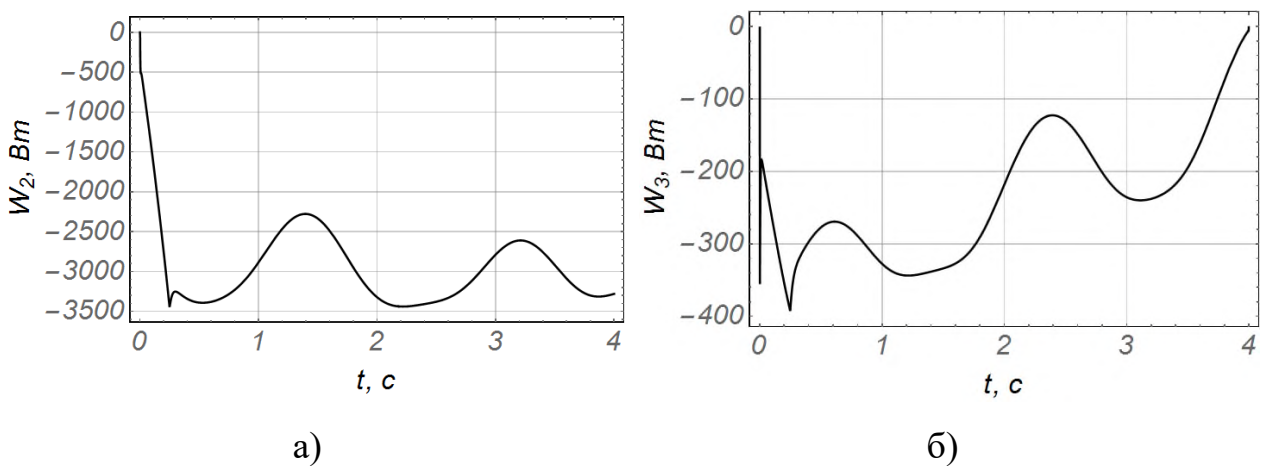


Рис. 2.26. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення
а) рукояті; б) телескопічної секції

Для оцінки енергоефективності переміщення ланок стрілової системи на рис. 2.26 наведено результати затраченої потужності при одночасній роботі приводних механізмів рукояті та телескопічної для повороту рукояті та переміщення телескопічної секції з вантажем. Як видно, при переміщенні ланок відбувається нерівномірне споживання енергії. В першу чергу це пов'язано з коливаннями тиску робочої рідини в гідравлічній системі, які безпосередньо залежать від коливання вантажу та елементів металоконструкції крана-маніпулятора [178].

2.4. Динамічний аналіз режимів руху штока гідравлічного циліндра за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику

При дослідженні динаміки руху стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічними приводними механізмами потрібно знати динамічні характеристики поведінки механізмів приводу за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику.

Визначення характеристики зміни прохідної площі в золотниковій парі дає можливість визначити зміну рушійних зусиль та прискорень в початковий момент руху та оцінити величину динамічних навантажень, які виникають в механізмах приводу [10].

Математична модель гідравлічного циліндра двосторонньої дії побудована у вигляді одномасової динамічної системи, яка є найбільш простою в дослідженні динамічних навантажень, що виникають в гідравлічній системі об'ємного гідравлічного приводу в перехідний період руху [10].

При побудові математичної моделі технологічного процесу роботи об'ємного гідравлічного приводу використано розрахункову схему яка наведена на рис.2.27.

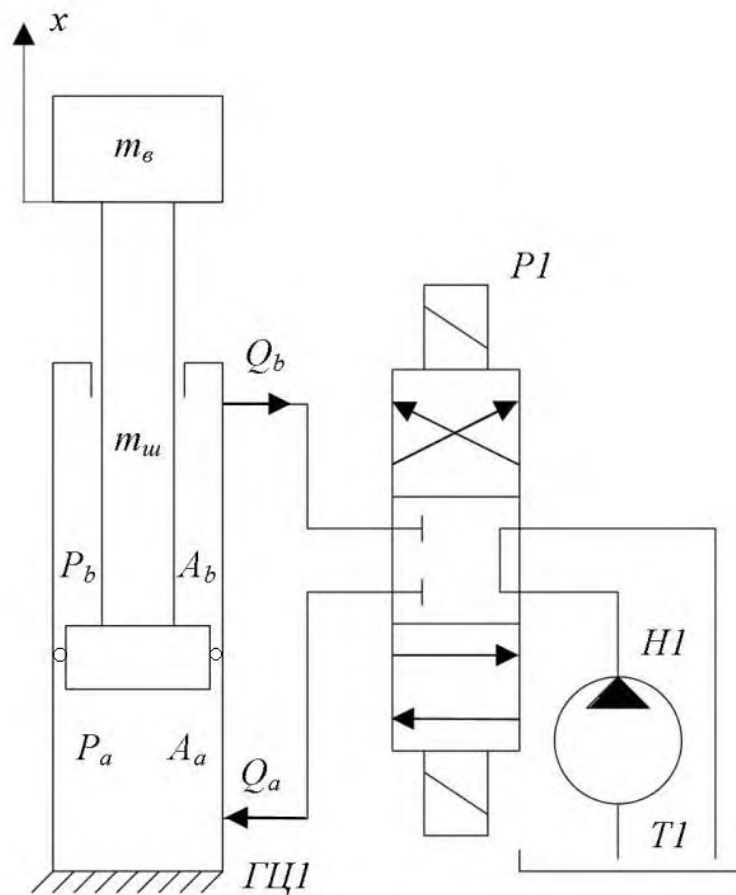


Рис. 2.27. Розрахункова схема гідравлічного приводу крана-маніпулятора

На рис. 2.27 прийнято наступні позначення: ГЦІ – гідравлічний циліндр двосторонньої дії; PI – гідравлічний розподільник; HI – гідравлічний насос; TI – бак з робочою рідиною, x – координата переміщення штока гідравлічного циліндра; $m_г$ – маса вантажу; $m_ш$ – маса штоку; P_a і P_b – тиск робочої рідини відповідно в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра; A_a і A_b – відповідно площа поршня зі сторони поршневої камери та площа поршня зі сторони штокової камери гідравлічного циліндра; Q_a і Q_b – витрата робочої рідини відповідно для поршневої та штокової камери гідравлічного циліндра.

При проведенні динамічного аналізу приймаємо наступні припущення:

- гідравлічний циліндр розміщений вертикально, оскільки дане розміщення притаманне більшості вантажопідйомним маніпуляторам та

механізмам;

- температура, в'язкість робочої рідини, а також кількість не розчиненого повітря за період перехідного процесу залишаються незмінними;

- маси вихідної ланки, вантажу і робочої рідини в поршневій і штоковій камерах гідравлічного циліндра зосереджені в геометричних центрах мас і приведені до поршня;

- робоча рідина, яка заповнює поршневу та штокову камери гідравлічного циліндра, розглядається як стисливе середовище;

- конструктивні елементи гідравлічної системи, за виключенням трубопроводів, вважаємо абсолютно жорсткими елементами, тобто при підвищенні тиску радіальну деформацію сприймає трубопровід;

- хвильові явища, що виникають в трубопроводах не враховуємо, вважаючи, що частота хвильових процесів на порядок перевищує частоту коливань механічної системи [135].

Виходячи з розрахункової схеми (рис.2.27) на шток гідравлічного циліндру під час його переміщення діятимуть:

- сили інерції, які виникають внаслідок переміщення мас рухомих частин, приведених до поршня гідравлічного циліндра, що рухаються з відповідною швидкістю та прискоренням;

- сили сухого тертя в ущільненнях та напрямних втулках штоку і поршня гідравлічного циліндра;

- сили в'язкого тертя, що виникають внаслідок перетікання рідини по трубопроводах;

- статична сила ваги та динамічні сили, які виникають в гідравлічному циліндрі зі сторони поршневої та штокової камер від дії тиску робочої рідини.

Відповідно до прийнятих припущень, діючих сил та розрахункової схеми (рис.2.27) згідно принципу Д'Аламбера диференціальне рівняння руху штока гідравлічного циліндра з вантажем матиме наступний вигляд [10]:

$$m_{np} \frac{d^2x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} = P_a \cdot A_a - P_b \cdot A_b - m_{np} \cdot g, \quad (2.28)$$

де: m_{np} – приведена маса рухомих частин та робочої рідини; x – переміщення штоку гідравлічного циліндра; B – коефіцієнт демпфування, який зв'язаний з наявністю сил в'язкого та сухого тертя; g – прискорення вільного падіння.

Зміну тиску в порожнинах гідравлічного циліндру визначаємо з рівнянь нерозривності потоку з врахуванням стискання робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндру, а також в прилеглих елементах трубопроводу. В результаті чого будемо мати наступні залежності:

- для поршневої камери:

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{E_{np}}{V_a} \cdot \left(Q_a - A_a \cdot \frac{dx}{dt} \right); \quad (2.29)$$

$$V_a = V_{\min} + A_a \cdot x, \quad (2.30)$$

- для штокової камери:

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{E_{np}}{V_b} \cdot \left(-Q_b - A_b \cdot \frac{dx}{dt} \right); \quad (2.31)$$

$$V_b = V_{\max} - A_b \cdot x, \quad (2.32)$$

де: E_{np} – приведений модуль об'ємної пружності; V_a і V_b – відповідно об'єм робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра з прилеглими трубопроводами у відповідності до переміщення штоку; V_{\min} – об'єм робочої рідини в поршневій камері та прилеглих

трубопроводах при нульовому положенні поршня ($x = 0$); V_{\max} – об’єм робочої рідини в штоковій камері та прилеглих трубопроводах при нульовому положенні поршня ($x = 0$).

Приведений модуль об’ємної пружності виразимо наступною залежністю [159]:

$$E_{np} = \frac{E_p}{1 + \frac{d_{mp}}{\delta} \cdot \frac{E_p}{E_m}}, \quad (2.33)$$

де: E_p – модуль об’ємної пружності робочої рідини; E_m – відповідно модулі об’ємної пружності робочої рідини та матеріалу трубопроводу; d_{mp} – діаметр трубопроводу гідравлічної магістралі; δ – товщина стінки трубопроводу гідравлічної магістралі.

Гідравлічний золотниковий розподільник, принцип роботи якого зображено на (рис. 2.28), розглянуто у вигляді керуючої апаратури для переміщення гідравлічного циліндра двосторонньої дії.

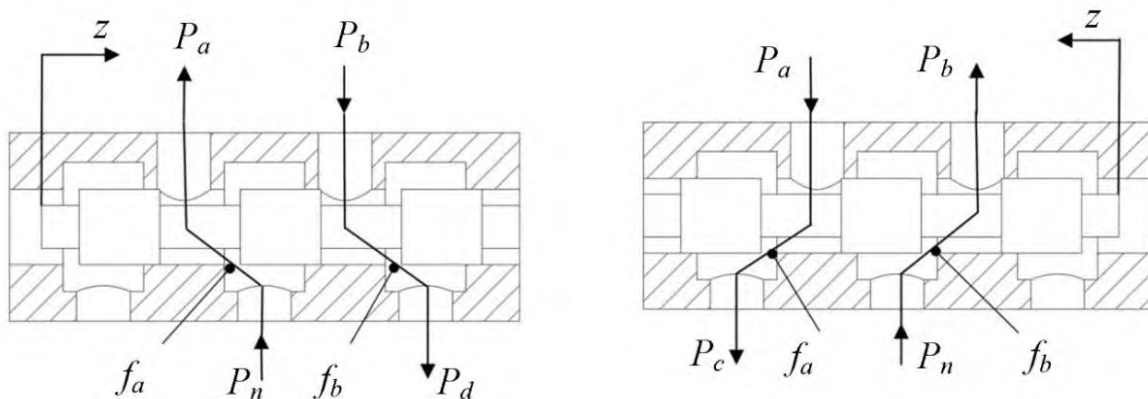


Рис. 2.28. Принцип роботи гідравлічного золотникового розподільника

Обраний гідравлічний розподільник виконує наступні функції:

- перерозподіл потоків робочої рідини в гідравлічній системі, відповідно подача до поршневої або штокової камер гідравлічного циліндра

та відведення в бак робочої рідини від поршневої або штокової камер гідравлічного циліндра в залежності від положення золотника;

- зміна швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра в залежності від переміщення золотника відносно гільзи та утворення прохідного перерізу між кромками золотника та підвідними і відвідними каналами гільзи (рис. 2.28).

Відповідно витрата рідини матиме наступний вигляд [158]:

- для підведення рідини в поршневу камеру гідравлічного циліндра:

$$Q_a = \mu \cdot f_a \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_n - P_a|}; \quad (2.34)$$

- для відведення рідини із штокової камери гідравлічного циліндра:

$$Q_b = \mu \cdot f_b \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_{зл}|}, \quad (2.35)$$

де: μ – коефіцієнт витрати робочої рідини в залежності від конструкції гідравлічного розподільника; f_a і f_b – площі прохідного перерізу, що утворені між кромкою ущільнюючого пояску золотника та гільзою; ρ – об’ємна маса робочої рідини; P_n – тиск робочої рідини, що створюється гідравлічним насосом; $P_{зл}$ – тиск робочої рідини в зливній магістралі.

Для визначення величини коефіцієнта демпфування представимо його у вигляді суми двох коефіцієнтів [159]:

$$B = F_z + F_m, \quad (2.36)$$

де: F_2 – питома сила гідравлічного супротиву, що викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу; F_m – питома сила сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулках відповідно штоку і поршня гідравлічного циліндра.

Силу гідравлічного супротиву, яка викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу, знайдемо з наступної залежності [159]:

$$F_2 = \frac{4 \cdot \lambda \cdot \text{Re} \cdot \mu_d \cdot l_m \cdot A_b}{\pi \cdot d_m^4}, \quad (2.37)$$

де: μ_d – динамічна в'язкість робочої рідини; l_m – довжина трубопроводу; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, який для різних режимів дорівнює:

- для ламінарного режиму [159]:

-

$$\lambda = \frac{37,5 \frac{dx}{dt}}{V_p \cdot d_m}, \quad (2.38)$$

де: V_p – швидкість рідини в трубопроводі.

- для перехідного турбулентного режиму ($2300 < \text{Re} < 8 \cdot 10^4$) [159]:

-

$$\lambda = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25}. \quad (2.39)$$

Визначимо складові сили сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулок штоку і поршня гідравлічного циліндра [160]

$$F_m = F_{mu} + F_{mn} + F_c, \quad (2.40)$$

де: F_{muu} – сила сухого тертя штоку; F_{mn} – сила сухого тертя поршня; F_c – сила, яка виникає внаслідок перетікання робочої рідини з протилежної камери гідравлічного циліндра в бак.

$$F_{muu} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_{uu} \cdot b(n \cdot p_k + P_b), \quad (2.41)$$

де: μ_m – коефіцієнт тертя ущільнюючих манжет по робочих поверхнях; d_{uu} – діаметр штоку; b – ширина контакту ущільнюючих кілець; n – кількість ущільнюючих кілець; p_k – початковий питомий тиск кільця на робочі поверхні.

$$F_{mn} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_y \cdot b(n \cdot p_k + P_a), \quad (2.42)$$

де: d_y – діаметр циліндра.

$$F_c = P_{zl} \left(\frac{\pi \cdot d_y^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{uu}^2}{4} \right). \quad (2.43)$$

Таким чином, залежності (2.28) – (2.43) дозволяють описати динаміку роботи гідравлічного циліндра двохсторонньої дії, а залежності (2.28) – (2.35) виступають основними рівняннями математичної моделі об'ємної гідравлічної системи.

Для розв'язку рівняння руху штоку гідравлічного циліндра та дослідження динаміки переміщення штоку гідравлічного циліндра з вантажем прийнято, що зміна прохідного перерізу f_a і f_b в золотниковому гідравлічному розподільнику змінюється за такими залежностями:

- за лінійною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \quad f_b \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \quad (2.44)$$

- за параболічною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad f_b \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad (2.45)$$

- за S подібною залежністю:

$$f_a \max \cdot \left(\frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2};$$

$$f_b \max \cdot \left(\frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad (2.46)$$

де t – час переміщення штоку, с; Δt - час переміщення золотника, с.

Приведену масу визначимо з врахуванням зміни маси робочої рідини в штоковій порожнині. Тоді отримаємо:

$$m_{np} = m_{\sigma} + m_{uu} + V_b \cdot \rho. \quad (2.47)$$

Для розв'язку рівняння руху штоку гідравлічного циліндра приймемо такі вихідні параметри гідравлічного приводу крана-маніпулятора [10]:

Робоча рідина обрана марки МГЕ-46В з питомою вагою $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$; $m_{\sigma} = 15000 \text{ кг}$; $m_{uu} = 41 \text{ кг}$; $A_a = 0,012265625 \text{ м}^2$; $A_b = 0,007241625 \text{ м}^2$; $P_n = 20 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $P_{зл} = 1 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $E_p = 1,3 \cdot 10^8 \text{ Па}$; $E_m = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $d_m = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $\delta = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $l_m = 0,5 \text{ м}$; $d_{uu} = 0,08 \text{ м}$; $d_{\text{ш}} = 0,125 \text{ м}$; $f_a \max = f_b \max = 1,45 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; $t = 2 \text{ с}$; $\Delta t = 0,25 \text{ с}$.

При цьому використано такі початкові умови:

$$x[0] = 0, \quad \frac{dx}{dt}[0] = 0, \quad P_b[0] = \frac{V_b \cdot \rho \cdot g}{A_b}, \quad P_a[0] = \frac{m_{np} \cdot g}{A_a}.$$

Розв'язавши рівняння руху штоку гідравлічного циліндра чисельними методами згідно прийнятих вихідних параметрах та початкових умов, отримано графічні залежності швидкості, прискорення, та зміни тисків і

зусиль в поршневій та штоковій камерах під час перехідного процесу руху штоку гідравлічного циліндра двосторонньої дії для трьох різних залежностей зміни прохідного перерізу між золотником та гільзою (рис. 2.29 – рис.2.33)

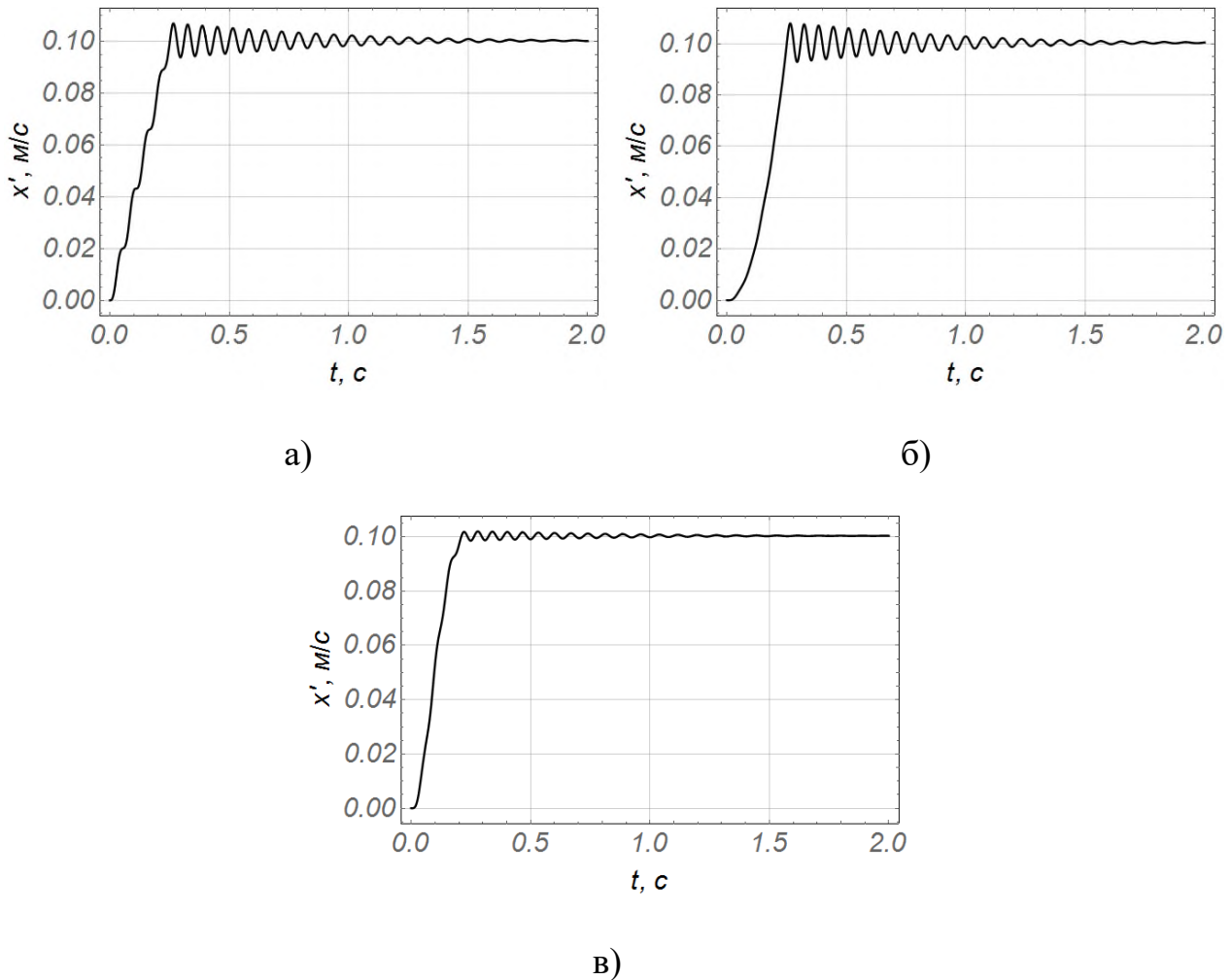


Рис. 2.29. Графіки швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника: а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S подібною залежністю

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра (рис. 2.29) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.29 а) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває 0,25 с. Під час розгону виникають динамічні навантаження коливального характеру, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 2.31 а, на проміжку $t=0 - 0,25$ с) та прискоренню (рис. 2.30 а, на проміжку $t=0 - 0,25$ с). В подальшому швидкість переміщення штоку має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом 2 с. При цьому максимальне значення швидкості дорівнює 0,108 м/с, а мінімальне – 0,095 м/с. Швидкість усталеного руху становить 0,1 м/с;

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.29 б) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває 0,25 с. Розгін штоку гідравлічного циліндра здійснюється плавно без динамічних навантажень, який відповідає графіку зміни тиску робочої рідини (рис. 2.31 б) на проміжку $t=0 - 0,25$ с та прискоренню (рис. 2.30 б) на цьому ж проміжку $t=0 - 0,25$ с. В подальшому швидкість переміщення штоку має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом 2 с. Максимальне значення швидкості дорівнює 0,11 м/с, а мінімальне – 0,093 м/с. Швидкість усталеного руху становить 0,1 м/с;

- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 в) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває 0,2 с, що менше на 0,05 с, ніж за залежностями (2.44) та (2.45). Під час розгону виникають незначні динамічні навантаження, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 2.31 в, на проміжку $t=0 - 0,2$ с) та значному прискоренню (рис. 2.30 а), на проміжку $t=0 - 0,2$ с. В подальшому швидкість переміщення штоку має незначні затухаючі коливання, які зникають протягом 1,3с. При цьому швидкість усталеного руху становить 0,1 м/с.

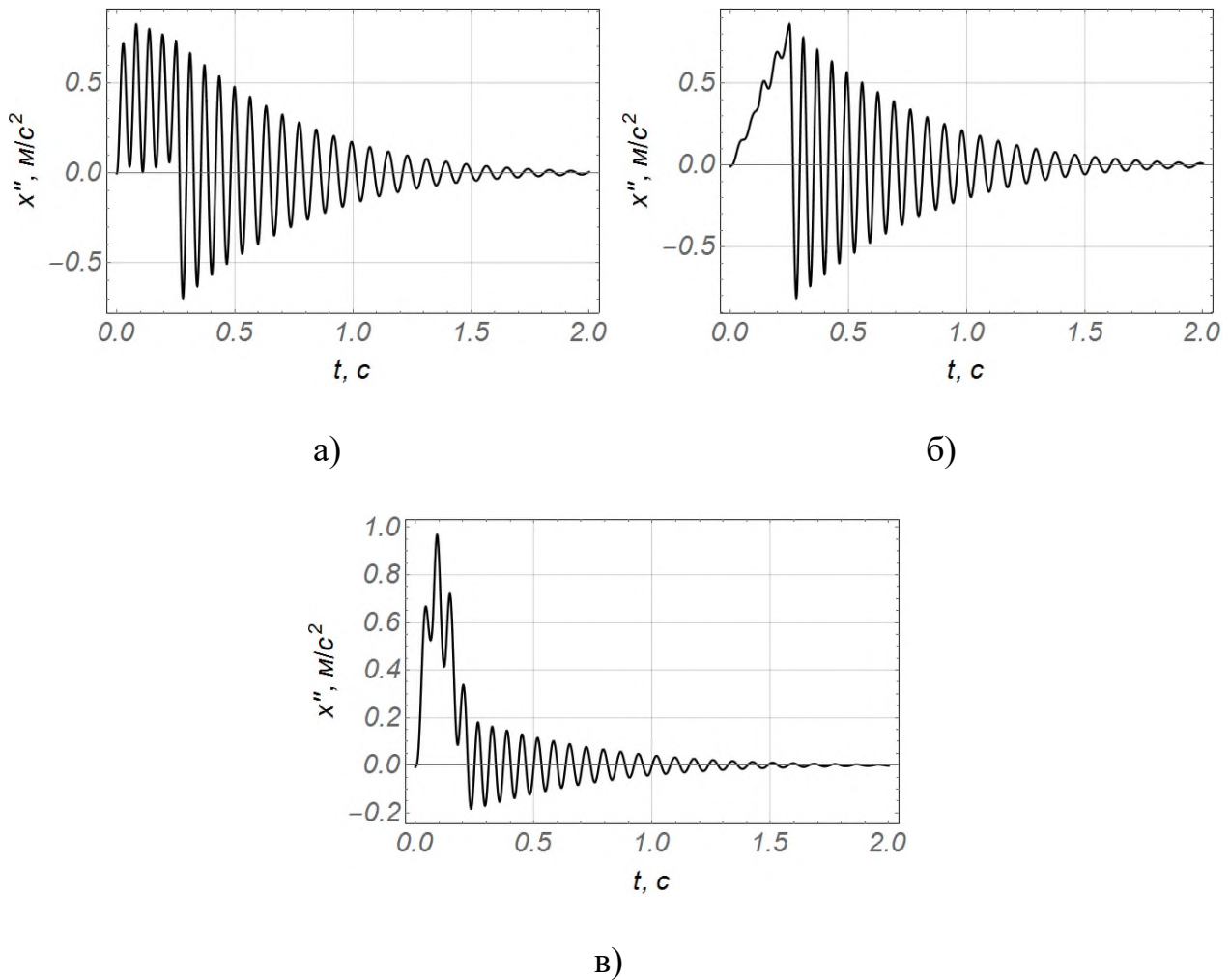


Рис. 2.30. Графіки прискорення штоку гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника:
а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю;
в) за S подібною залежністю

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності прискорення штоку гідравлічного циліндра (рис. 2.30) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 а): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25$ с) прискорення у період розгону

супроводжується значними коливаннями та набуває максимального значення, яке становить $0,82 \text{ м/с}^2$.

По закінченню періоду розгону штоку гідравлічного циліндра та виходу його на усталений рух ($t = 0,25 \text{ с}$) прискорення супроводжується коливаннями знакозмінного затухаючого характеру;

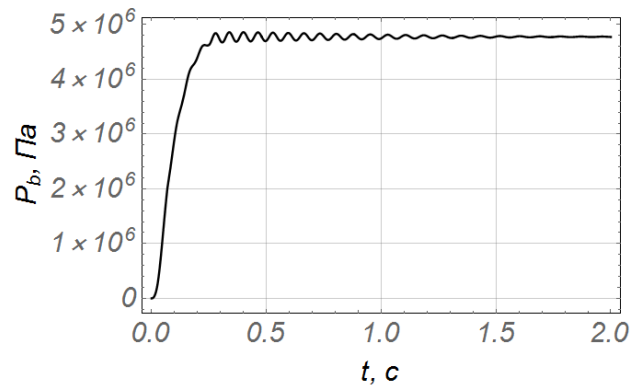
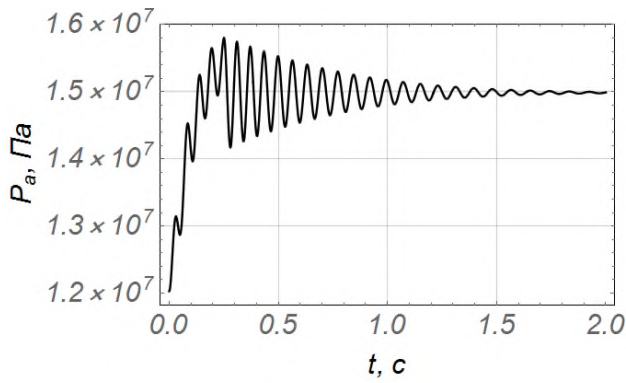
- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 б): за період розгону ($t = 0 - 0,25 \text{ с}$) прискорення зростає рівномірно, але при цьому спостерігаються коливання. Максимального значення прискорення набуває в момент закінчення переміщення золотника ($t = 0,25 \text{ с}, f_a = f_a \text{ max}, f_b = f_b \text{ max}$) і становить $0,88 \text{ м/с}^2$.

При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра ($t = 0,25 - 2 \text{ с}$) спостерігається коливання прискорення знакозмінного затухаючого характеру;

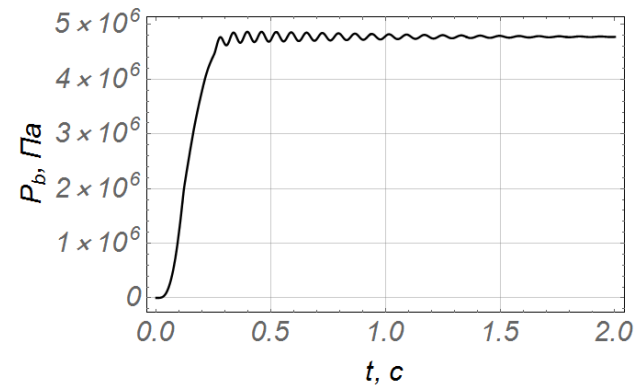
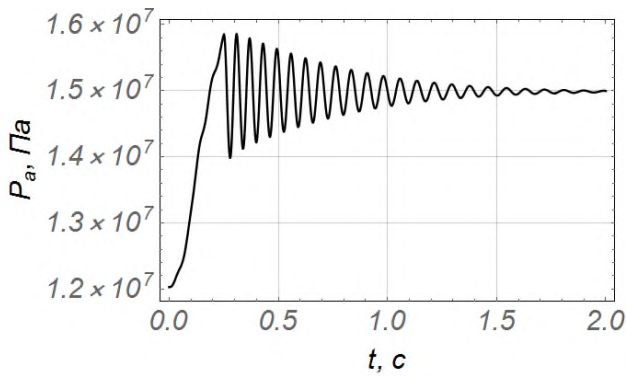
- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 в): за період розгону ($t = 0 - 0,25 \text{ с}$) прискорення супроводжується коливаннями з явно вираженими максимальними піковими значеннями.

Максимального значення прискорення набуває в момент часу $0,1 \text{ с}$ і становить $0,98 \text{ м/с}^2$. В момент часу $t = 0,25 \text{ с}$, прискорення штоку гідравлічного циліндра становить $0,195 \text{ м/с}^2$.

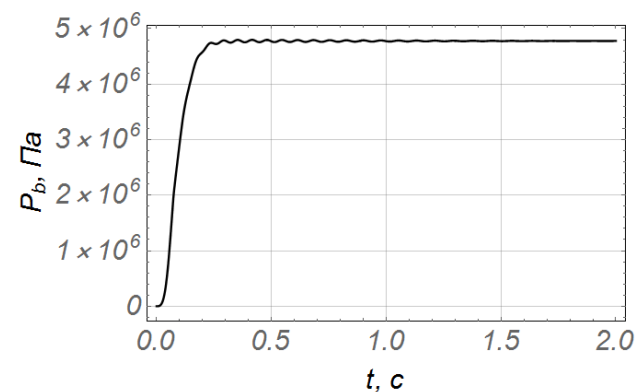
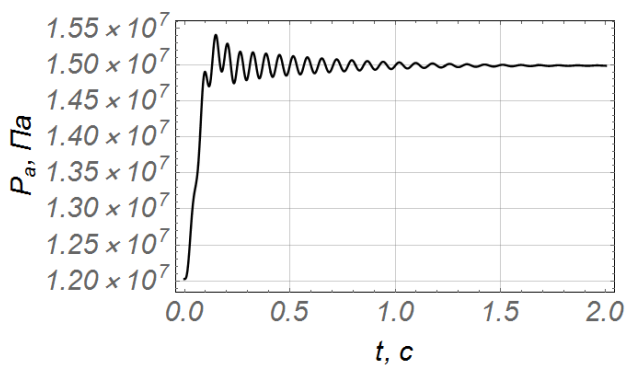
При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра ($t = 0,25 - 2 \text{ с}$) спостерігається коливання прискорення знакозмінного затухаючого характеру. Остаточне затухання коливань відбувається у момент часу $t = 1,8 \text{ с}$.



а)



б)



в)

Рис. 2.31. Графіки зміни тиску в поршневій та штоковій камері гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника:

а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю;

в) за S подібною залежністю

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності зміни тиску в поршневій камері гідравлічного циліндра (рис. 2.31) у

відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.31 а): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25 \text{ c}$) виникають значні коливання тиску, які негативно впливають на режими зміни швидкості та прискорення переміщення штоку гідравлічного циліндра. В момент часу $t = 0,25 \text{ c}$ максимальне значення тиску становить $1,58 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При подальшому переміщенні штоку зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Це спричинено інерційною складовою рухомих мас, стисливістю робочої рідини та піддатливістю елементів гідравлічної системи. Період затухання коливань тиску при усталеному русі відбувається протягом $1,5 \text{ c}$. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $1,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$;

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.31 б): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25 \text{ c}$) коливання тиску відсутні. В момент часу $t = 0,25 \text{ c}$, максимальне значення тиску становить $1,58 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндру зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Період затухання коливань тиску при усталеному русі відбувається протягом $1,5 \text{ c}$. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $1,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$;

- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.31 в): під час розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,1 \text{ c}$) коливання тиску відсутні. В момент часу $t = 0,1 - 0,25 \text{ c}$, виникають незначні коливання тиску, максимальне значення яких становить $1,54 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра зміна тиску супроводжується незначними

коливаннями затухаючого характеру. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $1,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$.

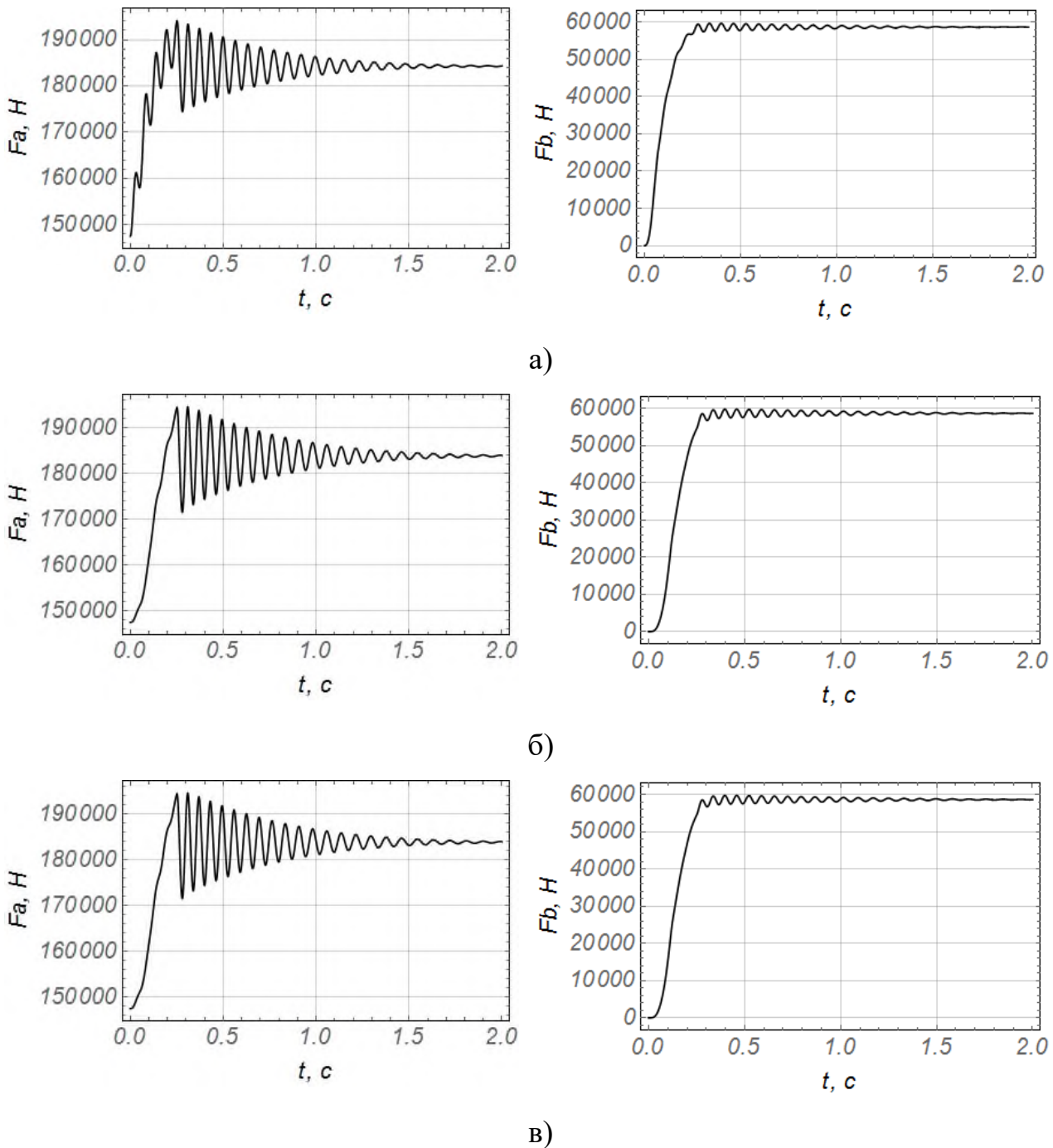


Рис. 2.32. Графіки зміни зусилля в поршневій та штоковій камері гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника:
 а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю;
 в) за S подібною залежністю

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності зміни зусилля в поршневій камері гідравлічного циліндра (рис. 2.32) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.32 а): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25 \text{ c}$) виникають значні коливання зусилля, які негативно впливають на режими зміни швидкості та прискорення переміщення штоку гідравлічного циліндра. В момент часу $t = 0,25 \text{ c}$ максимальне значення зусилля становить 193796 H . При подальшому переміщенні штоку зміна зусилля супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Це спричинено інерційною складовою рухомих мас, стисливістю робочої рідини та піддатливістю елементів гідравлічної системи. Період затухання коливань зусилля при усталеному русі відбувається протягом $1,5 \text{ c}$. Зусилля в поршневій камері в період усталеного руху становить 183984 H ;

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.32 б): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25 \text{ c}$) коливання зусилля відсутні. В момент часу $t = 0,25 \text{ c}$, максимальне значення зусилля становить 193796 H . При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндру зміна зусилля супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Період затухання коливань зусилля при усталеному русі відбувається протягом $1,5 \text{ c}$. зусилля в поршневій камері в період усталеного руху становить 183984 H ;

- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.31 в): під час розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,1 \text{ c}$) коливання зусилля відсутні. В момент часу $t = 0,1 - 0,25 \text{ c}$, виникають незначні коливання зусилля, максимальне

значення яких становить 188890 H . При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра зміна зусилля супроводжується незначними коливаннями затухаючого характеру. Зусилля в поршневій камері в період усталеного руху становить 183984 H .

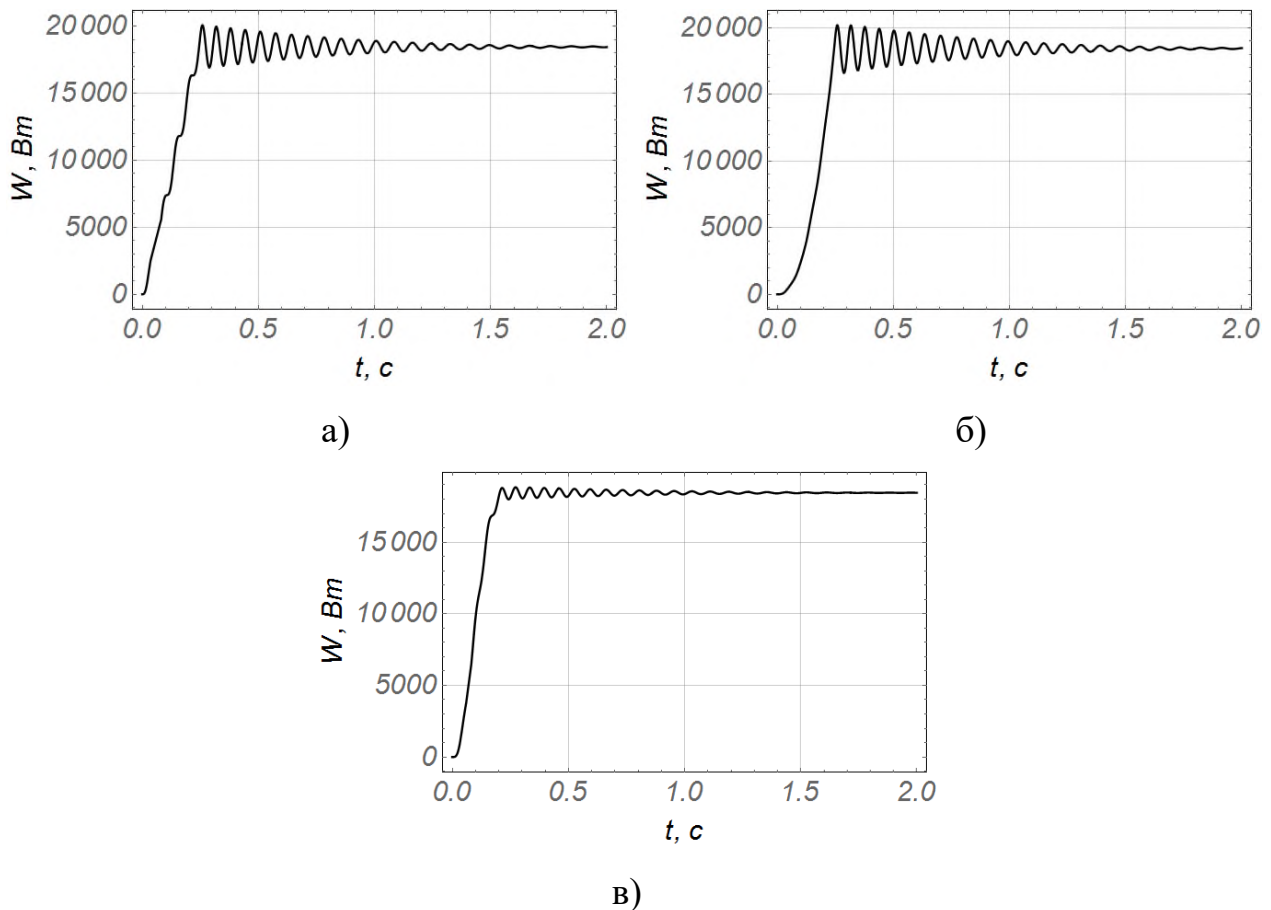


Рис. 2.33. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення штоку гідравлічного циліндра з вантажем у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника:

- а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю;
- в) за S подібною залежністю

Для оцінки енергоефективності переміщення штоку гідравлічного циліндра за різними режимами руху на рис. 2.32 наведено результати затраченої потужності. Як видно, при кожному з режимів руху відбувається нерівномірне споживання енергії, що пов'язано із коливаннями тиску робочої рідини, металоконструкції стрілової системи та вантажу.

Найменші коливання тиску робочої рідини спостерігаються при зміні площі прохідного перерізу золотникового розподільника за S подібною залежністю. Разом з тим, ці коливання при лінійній та параболічній залежностях зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника є значними, тому в кожному конкретному випадку необхідно вибрати той або інший закон зміни площі прохідного перерізу [178].

2.5. Оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора при горизонтальному переміщенні вантажу

В процесі зміни вильоту маніпулятора в елементах конструкції та приводних механізмах виникають значні динамічні навантаження, які знижують його надійність та продуктивність виконання навантажувальних та розвантажувальних операцій. Однією з основних причин виникнення динамічних навантажень є розгойдування вантажу на шарнірному підвісі, яке, в свою чергу суттєво залежить від характеру зміни рушійних зусиль в приводних гідравлічного циліндрах [10].

Для реалізації оптимального режиму переміщення стрілової системи з вантажем використано маніпулятор, який складається зі стріли та рукояті з телескопічною секцією, до якої підвішений на шарнірному підвісі вантаж.

В процесі зміни вильоту крана-маніпулятора будемо вважати, що стріла є нерухомою ланкою, а вантаж змінює виліт тільки за рахунок кутового переміщення (опускання) рукояті та висування телескопічної секції. При цьому розглянемо випадок зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора, при якому вантаж переміщується тільки по горизонталі.

Такий режим зміни вильоту забезпечує значну економію енергетичних витрат приводних механізмів переміщення рукояті та висування телескопічної секції. Досягається цей режим зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора шляхом узгодженої одночасної роботи механізмів кутового переміщення рукояті та лыныйного висування телескопічної секції.

В цьому випадку кран-маніпулятор представляємо як голономну механічну систему, яка складається з абсолютно твердих ланок, окрім шарнірного підвісу, на якому вантаж здійснює коливання в площині зміни вильоту. Динамічна модель такої системи має три ступені вільності і представлена на (рис. 2.34).

За узагальнені координати прийнятої моделі використані лінійні координати центра мас вантажу z та горизонтальної координати точки A телескопічної секції рукояті x .

При цьому вертикальна координата точки A телескопічної секції завжди залишається постійною, тобто $y_A = h = const$ (рис. 2.34). Ця умова є кінематичною умовою, яка накладає додаткову в'язь на стрілову систему крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту стрілової системи. Тому система з трьома ступенями вільності за рахунок кінематичної в'язі перетворилась в систему з двома ступенями вільності.

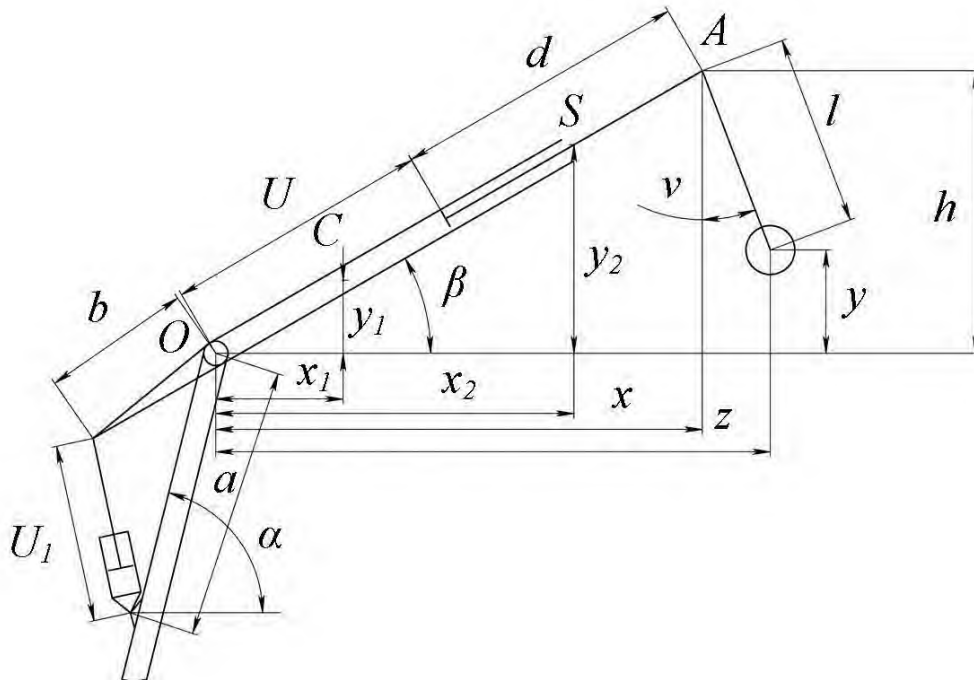


Рис. 2.34. Розрахункова схема зміни вильоту крана-маніпулятора з вантажем

В розрахунковій схемі маніпулятора (рис. 2.34) прийняті такі

позначення: α - кут нахилу стріли до горизонту; a - довжина стійки кріплення гідравлічного циліндра переміщення рукояті; b - довжина тильної частини рукояті; c - довжина основної секції рукояті; d - довжина висувної секції рукояті; l - довжина гнучкого підвісу вантажу; β, ν - відповідно кутові координати повороту рукояті та відхилення шарнірного підвісу вантажу від вертикалі; x_1, y_1 - координати центра мас основної секції рукояті; x_2, y_2 - координати центра мас телескопічної секції; U_1, U - відповідно довжини гідравлічних циліндрів рукояті та телескопічної секції; y - вертикальна координата центра мас вантажу.

Для складання рівнянь руху зміни вильоту стрілової системи маніпулятора, представленого динамічною моделлю на рис. 2.34, використаємо рівняння Лагранжа другого роду [156]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{\partial \Pi}{\partial z}, \end{cases} \quad (2.48)$$

де: T, Π - відповідно кінетична та потенціальна енергія системи; Q_x - потенціальна складова узагальненої сили, яка відповідає узагальненій координаті x .

Кінетична і потенціальна енергія системи визначаються наступними залежностями:

$$T = \frac{1}{2}(J_1 + J_2)\dot{\beta}^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{S}^2 + \frac{1}{2}m\dot{z}^2; \quad (2.49)$$

$$\Pi = (m_1y_1 + m_2y_2 + my)g, \quad (2.50)$$

де: J_1, J_2 - відповідно моменти інерції рукояті та телескопічної секції відносно осі її повороту; m_1, m_2, m - відповідно маси рукояті, телескопічної

секції та вантажу; S - координата центра мас телескопічної секції рукояті в напрямку її висування; g - прискорення вільного падіння.

Потенціальну складову узагальненої сили, що відповідає координаті x визначимо з умови рівності елементарних робіт:

$$Q_x \delta x = F_1 \cdot \delta U_1 + F \cdot \delta U, \quad (2.51)$$

де: F_1, F - відповідно зусилля в гідравлічних циліндрах переміщення рукояті та телескопічної секції; $\delta U_1, \delta U$ - елементарні переміщення штоків гідравлічних циліндрів відповідно рукояті та телескопічної секції, які визначаються наступними залежностями:

$$\delta U_1 = \frac{\partial U_1}{\partial x} \delta x; \quad \delta U = \frac{\partial U}{\partial x} \delta x. \quad (2.52)$$

Після підстановки виразів (2.52) в рівняння (2.51) отримаємо:

$$Q_x = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} + F \frac{\partial U}{\partial x}. \quad (2.53)$$

Візьмемо необхідні похідні від виразів (2.49) і (2.50), в результаті чого будемо мати:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = (J_1 + J_2) \dot{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta}^2 + m_2 \dot{S} \frac{\partial S}{\partial x}; \quad (2.54)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad (2.55)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (J_1 + J_2) \dot{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial \dot{x}} + m_2 \dot{S} \frac{\partial S}{\partial \dot{x}}; \quad (2.56)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m\dot{z}; \quad (2.57)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (J_1 + J_2) \left(\ddot{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} \right) + \dot{x} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial x} + m_2 \left(\ddot{S} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial x} \right); \quad (2.58)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m\ddot{z}; \quad (2.59)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} + m \frac{\partial y}{\partial x} \right) g; \quad (2.60)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = mg \frac{\partial y}{\partial z}. \quad (2.61)$$

Після підстановки виразів (2.53 – 2.61) в рівняння (2.48) отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} (J_1 + J_2) \cdot \left(\ddot{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} \right) + \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta}^2 + m_2 \left(\ddot{S} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial x} \right) - \\ - (J_1 + J_2) \dot{\beta} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial x} - \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{\beta}^2 - m_2 \dot{S} \frac{\partial \dot{S}}{\partial x} = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} + F \frac{\partial U}{\partial x} \\ \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} + m \frac{\partial y}{\partial x} \right) g; \\ m\ddot{z} = -mg \frac{\partial y}{\partial z}. \end{array} \right. \quad (2.62)$$

Звівши подібні члени в рівнянні (2.62) та використавши залежності:

$$\dot{\beta} = \dot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x}; \quad \ddot{\beta} = \ddot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2}; \quad \dot{S} = \dot{x} \frac{\partial S}{\partial x}; \quad \ddot{S} = \ddot{x} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 S}{\partial x^2}, \quad \text{отримаємо}$$

систему диференціальних рівнянь зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з шарнірно закріпленим вантажем на жорсткому підвісі:

$$\left\{ \begin{aligned} & (J_1 + J_2) \cdot \left(\ddot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial \beta}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial x} \dot{x}^2 \left(\frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + \\ & + (J_1 + J_2) \dot{\beta} \frac{\partial \beta}{\partial x} - m_2 \left(\ddot{x} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} \right) \frac{\partial S}{\partial x} = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} + \\ & + F \frac{\partial U}{\partial x} - \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} + m \frac{\partial y}{\partial x} \right) g; \\ & \ddot{z} = -g \frac{\partial y}{\partial z}. \end{aligned} \right. \quad (2.63)$$

Виразимо координати $\beta, S, y_1, y_2, y, U_1, U$ через узагальнені координати x і z та візьмемо їхні похідні по цих координатах:

$$S = \sqrt{h^2 + x^2} - \frac{d}{2};$$

$$S_x = \frac{\partial S}{\partial x} = \left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}; \quad (2.64)$$

$$S_{xx} = \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} = \frac{1}{h} \left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]^{-\frac{3}{2}};$$

$$\beta = \arctan \frac{x}{h};$$

$$\beta_x = \frac{\partial \beta}{\partial x} = \frac{1}{h \cdot \left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]}; \quad (2.65)$$

$$\beta_{xx} = \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} = -\frac{2x}{h^3 \cdot \left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]^2};$$

$$y = h \left(1 - \cos \frac{x-z}{h} \right);$$

$$y_x = \frac{\partial y}{\partial x} = \sin \frac{x-z}{h}; \quad (2.66)$$

$$y_z = \frac{\partial y}{\partial z} = -\sin \frac{x-z}{h};$$

$$y_1 = \frac{h - (c - b)}{2\sqrt{h^2 + x^2}};$$

$$y_{1x} = \frac{\partial y_1}{\partial x} = -\frac{c-b}{2h^2} \cdot \frac{x}{\left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}; \quad (2.67)$$

$$y_2 = h \left(1 - \frac{d}{2\sqrt{h^2 + x^2}} \right);$$

$$y_{2x} = \frac{\partial y}{\partial x} = \frac{d}{2h^2} \cdot \frac{x}{\left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}; \quad (2.68)$$

$$U = \sqrt{h^2 + x^2} - d;$$

$$U_1 = \sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\alpha - \beta)}; \quad (2.69)$$

$$U_x = \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{h}{x} \right)^2}}; \quad (2.70)$$

$$U_{1x} = \frac{\partial U_1}{\partial x} = -\frac{ab}{U_1} \cdot \frac{\partial \beta}{\partial x} \sin(\alpha - \beta);$$

Визначимо моменти інерції ланок стрілової системи:

$$\begin{aligned}
J_1 &= m_1(c^2 - cb + b^2); \\
J_2 &= m_2 \left(\frac{d^2}{3} + d \cdot U + U^2 \right); \\
J_{2x} &= \frac{\partial J_2}{\partial x} m_2 U_x (d + 2U);
\end{aligned} \tag{2.71}$$

В останнє рівняння системи (2.63) підставимо вираз (2.66), в результаті чого будемо мати:

$$\ddot{z} = g \frac{x - z}{h}. \tag{2.72}$$

Звідки знаходимо:

$$\begin{aligned}
x &= z + \frac{h}{g} \ddot{z}; \\
\dot{x} &= \dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z}; \\
\ddot{x} &= \ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV};
\end{aligned} \tag{2.73}$$

Використавши вирази (2.73) замінимо систему рівнянь (2.63) одним диференціальним рівнянням, яке представимо в наступному вигляді:

$$\begin{aligned}
&\left(\ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \left[(J_1 + J_2) \beta_x^2 + m_2 S_x^2 \right] + \left(\dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z} \right)^2 \left[(J_1 + J_2) \beta_x \beta_{xx} + \right. \\
&\left. + m_2 S_x S_{xx} + \frac{J_{2x} \beta_x^2}{2} \right] + m \ddot{z} + (m y_x + m_1 y_{1x} + m_2 y_{2x}) g = Q_x;
\end{aligned} \tag{2.74}$$

За критерій оптимізації режиму зміни вильоту стрілової системи маніпулятора оберемо середньоквадратичне значення узагальненої сили Q_x , який має вигляд:

$$\begin{aligned}
Q_{xc} = & \left[\frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} Q_x^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left\{ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} \left[\left(\ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) [(J_1 + J_2) \beta_x^2 + m_2 S_x^2] + \right. \right. \\
& \left. \left(\dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z} \right)^2 [(J_1 + J_2) \beta_x \beta_{xx} + m_2 S_x S_{xx} + \frac{J_{2x} \beta_x^2}{2}] + \right. \\
& \left. \left. + m \ddot{z} + (m y_x + m_1 y_{1x} + m_2 y_{2x}) g \right]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}},
\end{aligned} \tag{2.75}$$

де: t - час; t_n - тривалість процесу пуску маніпулятора.

Отриманий критерій необхідно мінімізувати, оскільки він відображає витрати зведених рушійних зусиль приводних механізмів рукояті та телескопічної секції. Мінімізація критерію (2.75) дає змогу зменшити значення динамічних навантажень, які виникають в механічній системі крана-маніпулятора на ділянках перехідних режимів руху.

Разом з тим, аналітично мінімізувати критерій (2.75) та вибрати закони зміни координати $z = z(t)$ та її похідних за часом не представляється можливим при крайових умовах процесу пуску маніпулятора:

$$\begin{cases} t = 0: & x = z = z_0, \quad \dot{x} = \dot{z} = 0; \\ t = t_n: & x = z = \frac{V t_n}{2}, \quad \dot{x} = \dot{z} = V; \end{cases} \tag{2.76}$$

де: V - швидкість усталеного руху вантажу; z_0 - початкове значення координати z .

Зведемо систему крайових умов (2.76) до координати z та її похідних за часом. Для цього використаємо залежності (2.73), в результаті чого отримаємо:

$$\begin{cases} t = 0: & z = z_0, \quad \dot{z} = 0, \quad \ddot{z} = 0, \quad \dddot{z} = 0; \\ t = t_n: & z = z_0 + \frac{V t_n}{2}, \quad \dot{z} = V, \quad \ddot{z} = 0, \quad \dddot{z} = 0. \end{cases} \tag{2.77}$$

Для знаходження наближеного розв'язку оптимізаційної задачі (2.75), (2.77) використаємо підхід [156] сутність якого зводиться до задання класу багатопараметричних функцій, які б задовольняли крайові умови (2.77) та визначення оптимальних параметрів функцій. Клас багатопараметричних функцій, на якій будемо відшукувати наближений розв'язок оптимізаційної задачі, задається як розв'язок крайової задачі [12]:

$$\begin{cases} L(z) = 0; \\ \left\{ \begin{array}{l} t = 0 : z = z_0, \dot{z} = 0, \ddot{z} = 0, \ddot{\ddot{z}} = 0; \\ t = \frac{t_n}{2} : z = z_{t_n/2}, \dot{z} = \dot{z}_{t_n/2}; \\ t = t_n : z = z_0 + \frac{Vt_n}{2}, \dot{z} = V, \ddot{z} = 0, \ddot{\ddot{z}} = 0, \end{array} \right. \end{cases} \quad (2.78)$$

де L – оператор, який діє на функцію $z(t)$. Розв'язок крайової задачі (2.78) містить два невідомих параметра $z_{t_n/2}$ та $\dot{z}_{t_n/2}$. Оператор $L(z)$ у рамках даного дослідження приймемо у вигляді диференціального рівняння десятого порядку $L(z) = z^{(10)}$. Однак, у загальному випадку цей оператор може бути іншим. Його обґрунтування виходить за рамки даної роботи.

Розв'яжемо крайову задачу (2.78). Після цього сформуємо вираз функціонала (2.75):

$$Cr = Cr(z_{t_n/2}, \dot{z}_{t_n/2}, t_n), \quad (2.79)$$

який представляється нелінійною функцією своїх аргументів. Для ефективного відшукування таких значень $z_{t_n/2}$ та $\dot{z}_{t_n/2}$, на яких би функціонал (2.79) набував мінімуму, використано модифікацію метаевристичного методу рою часточок ME-PSO [161]. Його застосування не вимагає неперервності та диференційованості критерію (2.79) та не накладає

на оптимізаційну задачу жорстких вимог: як тільки вдалось побудувати функціональну залежність (2.79) можна використовувати метод ME-PSO та відшукувати оптимальні значення невідомих параметрів $z_{t_n/2}$ та $\dot{z}_{t_n/2}$.

У роботі використані наступні параметри методу: прийнятна швидкість зменшення критерію $AR=0,005$; кількість часточок (популяція рою) – 50; кількість ітерацій – 40. Вказані параметри дозволяють досить ефективно використовувати обчислювальні ресурси для знаходження розв'язку задачі.

Всі розрахунки проведено для стрілової системи маніпулятора з параметрами: $m=155$ кг; $m_1=65$ кг; $m_2=500$ кг; $h=1,9$ м; $z_0=1,1$ м; $V=0,5$ м/с; $a=1,65$ м; $b=0,5$ м; $c=2,2$ м; $d=1,8$ м; $t_0=0$ с; $t_n=1$ с; $g=9,81$ м/с².

У результаті використання методу було отримано такі значення: $z_{t_n/2}=1,15$ м та $\dot{z}_{t_n/2}=0,25$ м/с.

Аналогічний підхід використаний також і для мінімізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів, який відображає середньоквадратичні витрати потужності крана-маніпулятора на ділянках перехідних режимів руху. Вираз, який описує цей критерій, представляється наступною залежністю:

$$P_{xsc} = \left[\frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} P_x^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} = \left\{ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} \left(\dot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \cdot \left(\dot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \times \right. \\ \times \left((J_1 + J_2) \beta_x^2 + m_2 S_x^2 \right) + \left(\dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z} \right)^2 + \left((J_1 + J_2) \beta_x \beta_{xx} - \right. \\ \left. - m_2 S_x S_{xx} + \frac{J_{2x} \beta_x^2}{2} \right) + m \ddot{z} + (m y_x + m_1 y_{1x} + m_2 y_{2x}) g \left. \right\}^2 dt \Bigg|^{\frac{1}{2}}, \quad (2.80)$$

Мінімізація критерію (2.80) дає змогу підвищити енергоефективність механізмів приводу протягом перехідних режимів руху.

Багатопараметрична функція, на якій шукається наближений мінімум критерію, є розв'язком крайової задачі (2.78). Для цієї задачі отримані такі значення параметрів: $z_{t_n/2}=1,15$ м та $\dot{z}_{t_n/2}=0,26$ м/с.

Збіжність методу ME-PSO, яка проілюстрована графіками на рис. 2.35, свідчить про те, що для обох задач були відшукані такі значення $z_{t_n/2}$ та $\dot{z}_{t_n/2}$, при яких критерії (2.75) та (2.80) набувають абсолютних мінімумів.

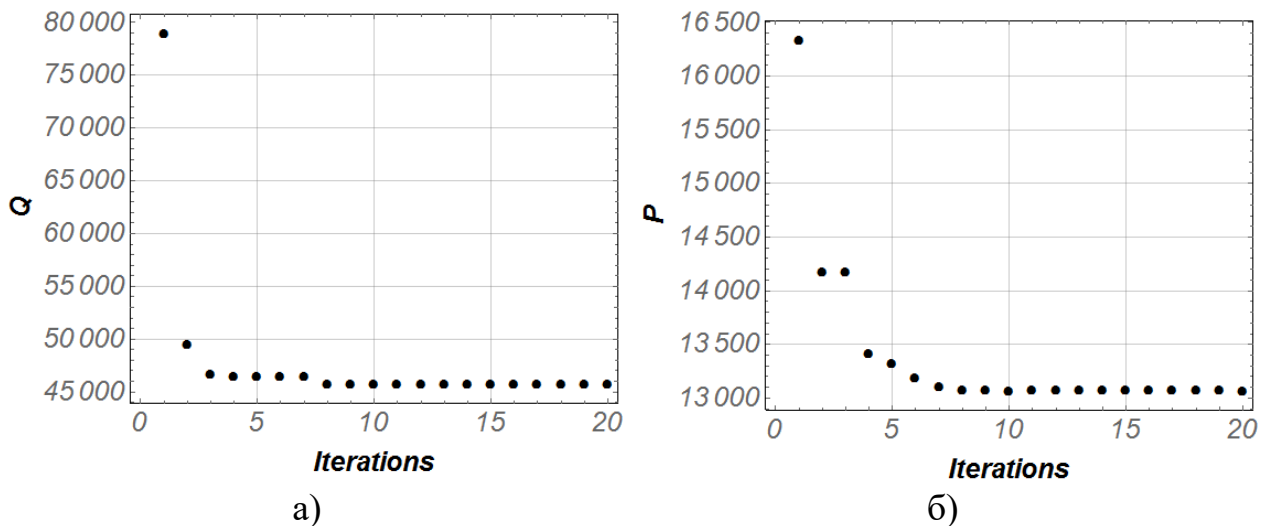


Рис. 2.35. Графік збіжності критерію оптимізації до мінімуму:
 а) критерій середньоквадратичного значення узагальненої сили;
 б) критерій середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів.

В результаті розв'язку поставленої оптимізаційної задачі отримані кінематичні характеристики ланок маніпулятора $x(t)$, $z(t)$, $U(t)$, $U_1(t)$, $\beta(t)$ та їхні часткові та повні похідні за часом, а також узагальнена сила Q_x , в яку входять зусилля в гідравлічних циліндрах, що зв'язані співвідношенням:

$$Q_x = F \frac{\partial U}{\partial x} + F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x}. \quad (2.81)$$

Тепер визначимо зусилля в гідравлічних циліндрах телескопічної секції F та рукояті F_1 . Для цього розв'яжемо першу задачу динаміки. Будемо вважати, що усі ланки маніпулятора рухаються за законами визначеними в результаті розв'язку оптимізаційної задачі.

Розглянута система має два ступені вільності. За узагальнені координати використаємо лінійну координату телескопічної секції U , кутову координату переміщення рукояті β та кутову координату відхилення шарнірного підвісу вантажу від вертикалі. Для такої механічної системи рівняння руху матимуть вигляд:

$$\begin{cases} [J_1 + J_2(U)]\ddot{\beta} + m_2(d + 2U)\dot{\beta}\dot{U} - m\ddot{z}(U + d)\text{Sin}\beta = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial \beta} - \\ - \left[m_1 \frac{c}{2} + m_2 \left(U + \frac{d}{2} \right) + m(U + d) \right] g \cdot \text{Cos}\beta; \\ m_2\ddot{U} - \frac{1}{2}m_2\dot{\beta}\dot{U}(d + 2U) + m\ddot{z}\text{Cos}\beta = F - (m_2 + m)g \cdot \text{Sin}\beta; \\ \ddot{z} = -g \cdot \text{Tan}\nu, \end{cases} \quad (2.82)$$

З перших двох рівнянь отриманої системи знаходимо рушійні сили в гідравлічних циліндрах:

$$\begin{aligned} F_1 = & \{ [J_1 + J_2]\ddot{\beta} + m_2(d + 2U)\dot{\beta}\dot{U} - m\ddot{z}(U + d)\text{Sin}\beta + \\ & + \left[m_1 \frac{c}{2} + m_2 \left(U + \frac{d}{2} \right) + m(U + d) \right] g \cdot \text{Cos}\beta \} / \frac{\partial U_1}{\partial \beta}; \end{aligned} \quad (2.83)$$

$$F = m_2\ddot{U} - \frac{1}{2}m_2\dot{\beta}\dot{U}(d + 2U) + m\ddot{z}\text{Cos}\beta + (m_2 + m)g \cdot \text{Sin}\beta. \quad (2.84)$$

При цьому $\frac{\partial U_1}{\partial \beta}$ визначається залежністю:

$$\frac{\partial U_1}{\partial \beta} = - \frac{ab\text{Sin}(\alpha - \beta)}{U_1}. \quad (2.85)$$

В результаті розв'язку поставлених оптимізаційних задач побудовані графічні залежності характеристик крана-маніпулятора (рис.2.36... рис.2.40).

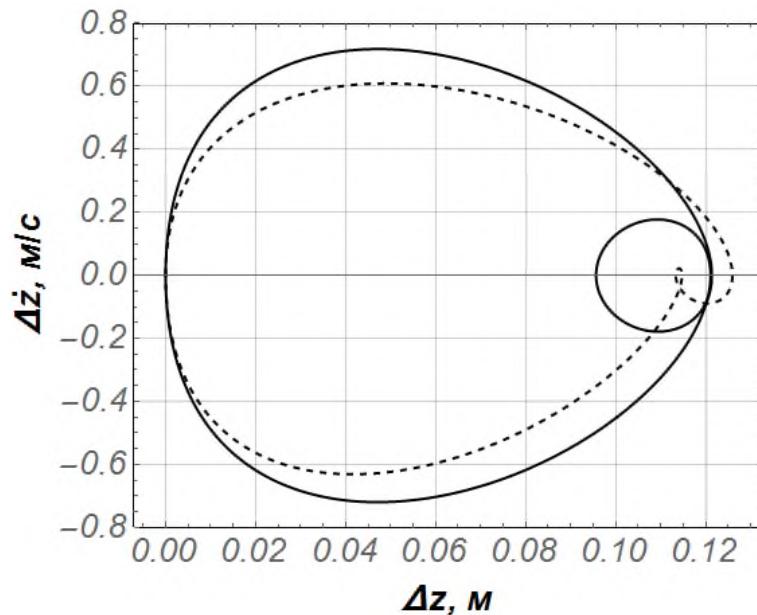


Рис. 2.36. Фазовий портрет відхилення вантажу:

- критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили приводних механізмів;
- - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

Аналізуючи фазові портрети коливань вантажу на шарнірному підвісі (рис.2.36), можна зазначити наступне: в процесі пуску маніпулятора при зміні вильоту вантажу за різними оптимальними режимами мають місце незначні відхилення вантажу, які практично затухають при виході на усталений рух. За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили максимальне значення відхилення вантажу становить 0,12 м, а максимальне значення швидкості відхилення дорівнює 0,7 м/с. За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів максимальне значення відхилення вантажу незначно збільшується і становить 0,13 м. При цьому швидкість відхилення вантажу є меншою і її максимальне значення дорівнює 0,6 м/с.

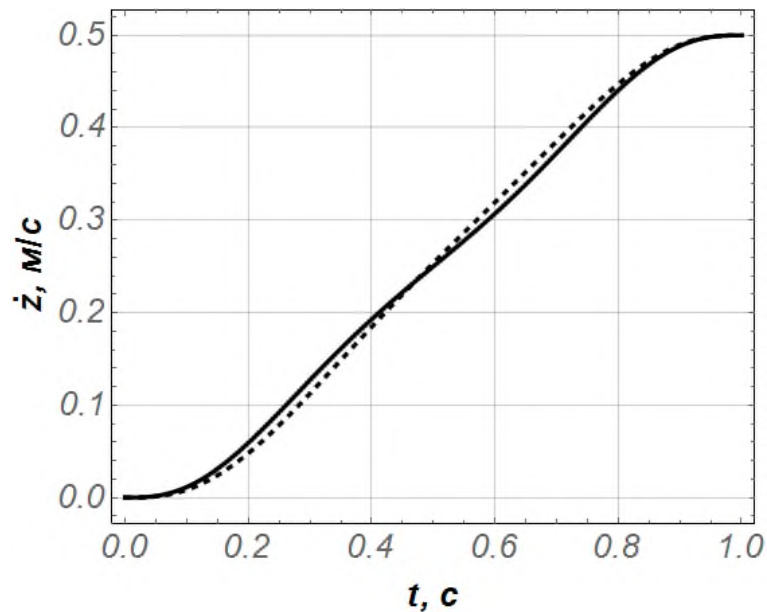


Рис. 2.37. Графічна залежність швидкості переміщення вантажу:
 – критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили
 приводних механізмів;
 - - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності
 приводних механізмів

Порівнюючи графічні залежності швидкості переміщення вантажу (рис. 2.37), можна зазначити, що за обома критеріями оптимізації залежності швидкості переміщення вантажу досить близькі між собою.

В обох випадках оптимізації швидкість усталеного руху становить 0,5 м/с, а вихід на усталений рух триває 1 с.

При оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів швидкість на початку пуску та в кінці пуску змінюється плавно за параболічним законом, а в середині ділянки руху вона має ярко виражений лінійний характер зміни.

При оптимізації за середньоквадратичним значенням зусилля приводних механізмів виникає режим зміни швидкості вантажу близький до два S-подібного закону.

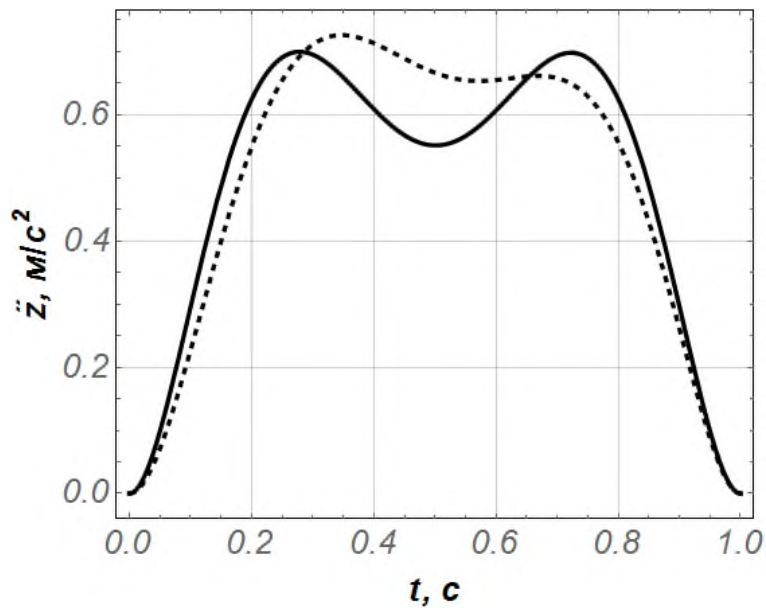


Рис. 2.38. Графічна залежність прискорення переміщення вантажу:
 – критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили
 - - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності
 приводних механізмів

Аналізуючи графічні залежності прискорення вантажу (рис. 2.38) можна зазначити, що за обома критеріями оптимізації залежності також подібні:

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили максимальне значення прискорення вантажу становить $0,7 \text{ м/с}^2$, в момент часу $t=0,28 \text{ с}$. В момент часу $t=0,5 \text{ с}$ прискорення становить $0,55 \text{ м/с}^2$, що викликане коливаннями вантажу.

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмах максимальне значення прискорення вантажу незначно збільшується і становить $0,77 \text{ м/с}^2$, в момент часу $t=0,35 \text{ с}$. В подальшому прискорення плавно зменшується до нульового значення.

Порівнюючи графічні залежності за двома критеріями можна зазначити, що бажано використовувати критерій оптимізації середньоквадратичного значення зусилля, оскільки при цьому критерію менші коливання вантажу.

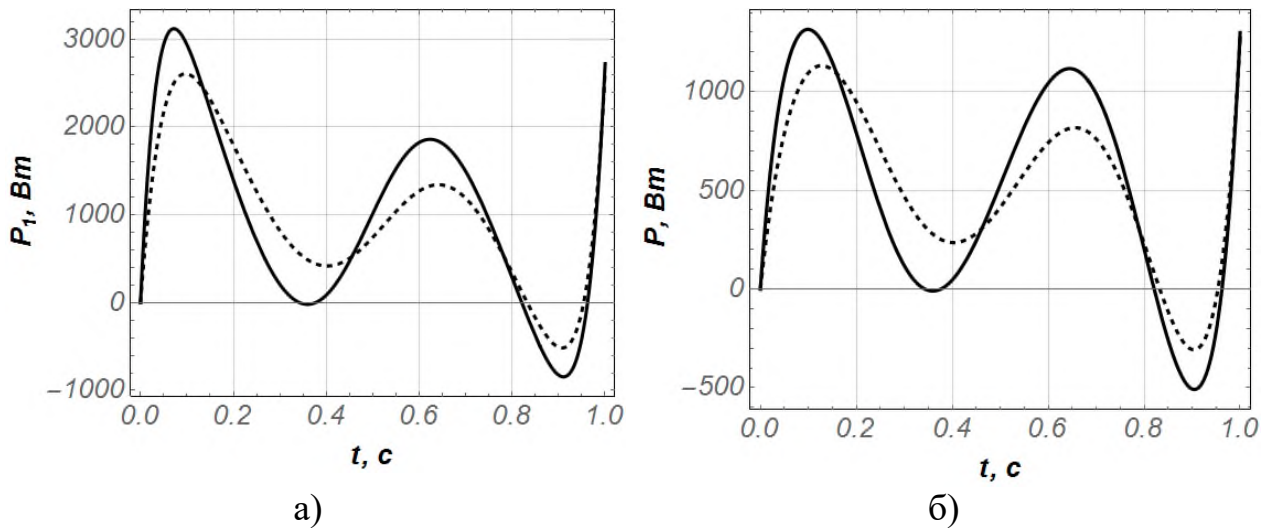


Рис. 2.39. Графічна залежність затраченої потужності для переміщення а) рукояті; б) телескопічної секції:

- критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили приводних механізмів;
- - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

З графічних залежностей зміни потужності для переміщення рукояті та телескопічної секції (рис. 2.39) можна зазначити, що характер зміни потужності з часом за обома критеріями є подібним. Разом з тим, при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення узагальненої сили, максимальне значення потужності є дещо більші в порівнянні з критерієм оптимізації за середньоквадратичним значенням потужності приводних механізмів. При цьому критерії максимальне значення потужності гідравлічного циліндра переміщення рукояті (рис. 2.39 а) становить 3100 Вт , в момент часу $t=0,08 \text{ с}$, та мінімальне – 800 Вт , в момент часу $t=0,9 \text{ с}$. Для гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 2.39 б) максимальне значення потужності становить 1300 Вт , в момент часу $t=0,1 \text{ с}$, та мінімальне – 500 Вт , в момент часу $t=0,9 \text{ с}$.

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення зусиль приводних механізмів максимальне значення потужності гідравлічного циліндра переміщення рукояті (рис. 2.39 а) становить 2600 Вт в момент часу

$t=0,15$ с. мінімальне – 450 Вт в момент часу $t=0,9$ с. Для гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 2.39 б) максимальне значення потужності становить 1150 Вт, в момент часу $t=0,1$ с, та мінімальне – 300 Вт, в момент часу $t=0,9$ с. При подальшому переміщенні стрілової системи потужність має коливальний характер. Це спричинено коливаннями вантажу на кінці стрілової системи. Від’ємні значення потужності гідравлічного циліндра переміщення рукояті (рис. 2.39 а) та гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 2.39 б) спричинені коливаннями вантажу в напрямку переміщення гідравлічних циліндрів.

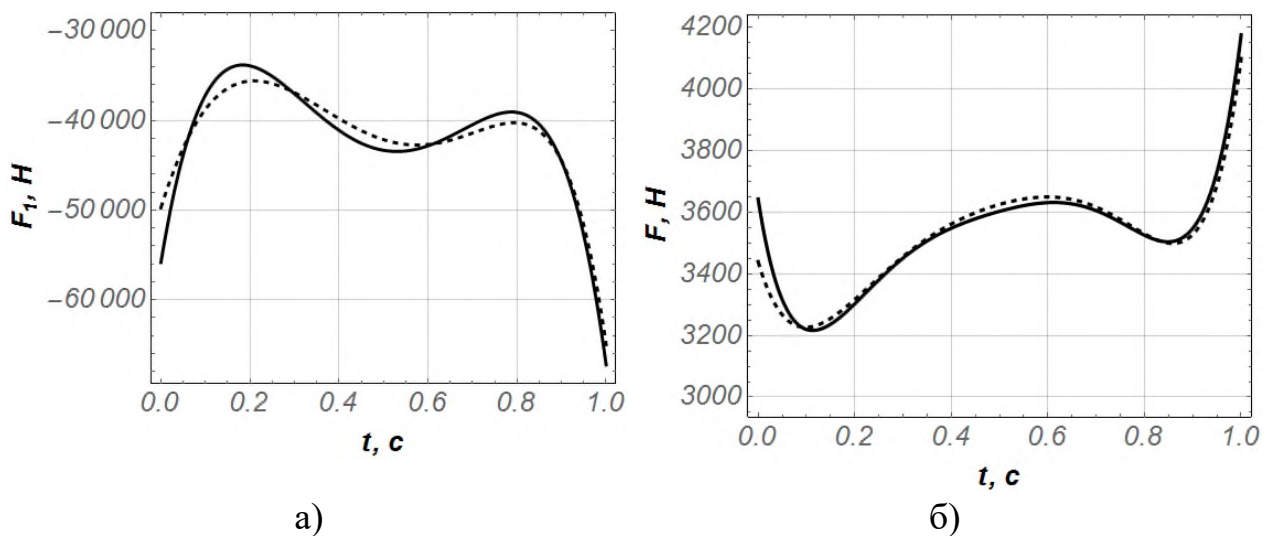


Рис. 2.40. Графічна залежність зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр а) приводу рукояті, б) приводу телескопічної секції:

- критерій оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої сили приводних механізмів;
- - критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів

Аналізуючи графічні залежності зусиль які розвивають гідравлічні циліндри приводу рукояті та телескопічної секції (рис. 2.40) можна зазначити, що характер зміни зусилля з часом за обома критеріями є подібним.

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення узагальненої

сили на початку руху для гідравлічного циліндру привода рукояті (рис. 2.40 а) зусилля дорівнює 56000 *H*. В момент часу $t=0,15$ *c* зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 46000 *H*. Максимального значення зусилля набуває в момент часу $t=1$ *c* і дорівнює 68000 *H*. Для гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 2.40 б) на початку руху зусилля становить 3650 *H*. В момент $t=0,1$ *c*, зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 3200 *H*. Максимального значення зусилля набуває в момент часу $t=1$ *c* і дорівнює 4190 *H*.

За критерієм оптимізації середньоквадратичного значення потужності приводних механізмів на початку руху для гідравлічного циліндру привода рукояті (рис. 2.40 а) зусилля дорівнює 50000 *H*. В момент часу $t=0,15$ *c* зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 36000 *H*. Максимального значення зусилля набуває в момент часу $t=1$ *c* і дорівнює 65000 *H*. Для гідравлічного циліндра переміщення телескопічної секції (рис. 2.40 б) на початку руху зусилля становить 3450 *H*. В момент $t=0,1$ *c*, зусилля набуває мінімального значення і дорівнює 3200 *H*. Максимального значення зусилля набуває в момент часу $t=1$ *c* і дорівнює 4100 *H* [178].

2.6. Комплексна оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Проведений динамічний аналіз режимів руху переміщення ланок стрілової системи дав можливість визначити величину динамічних навантажень, які виникають в елементах металоконструкції стрілової системи та механізмах приводу. Однією з основних причин виникнення динамічних навантажень є розгойдування вантажу, закріпленого на шарнірному підвісі, під час пуску приводних гідравлічних циліндрів, яке, в свою чергу, суттєво залежить від характеру зміни рушійних зусиль в приводних гідравлічних циліндрах.

Для зменшення динамічних навантажень та підвищення ефективності роботи крана-маніпулятора потрібно знайти такі закони зміни рушійних зусиль, при яких коливання вантажу на шарнірному підвісі та витрати енергії були б мінімальними. Для проведення комплексної оптимізації режиму зміни вильоту маніпулятора вибрана його розрахункова схема, яка наведена на рис.2.41 [12].

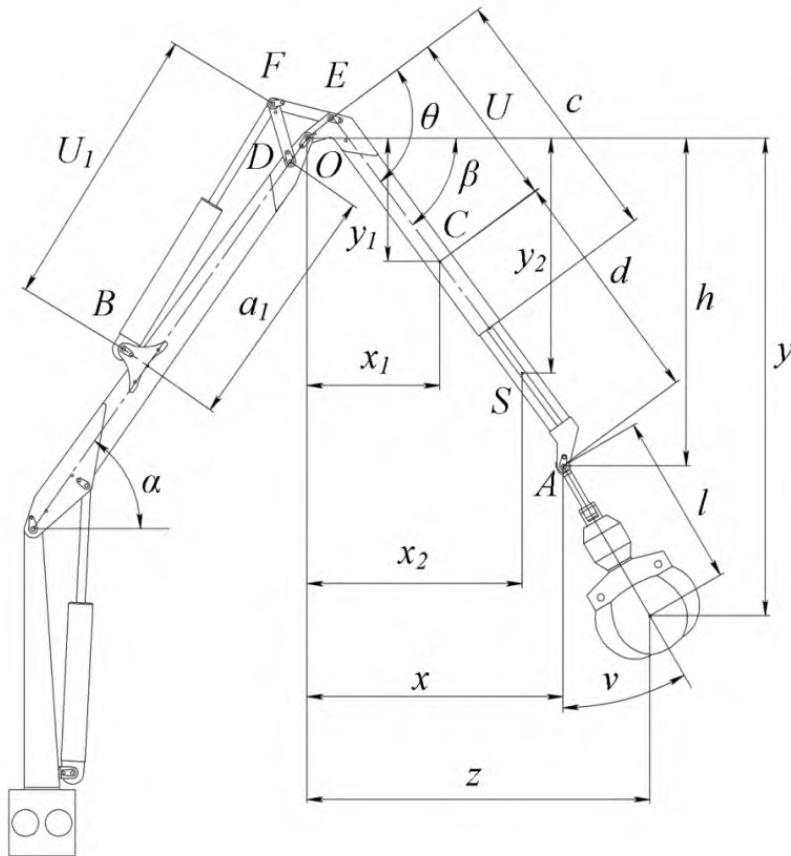


Рис. 2.41. Розрахункова схема зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора

На розрахунковій схемі крана-маніпулятора, наведеній на рис.2.41, прийняті такі позначення: α – кут нахилу стріли до горизонту; a_1 – довжина між кріпленням привідного гідравлічного циліндра керування рукояттю та важелем; c – довжина рукояті; d – довжина телескопічної секції; l – довжина шарнірного підвісу; θ – кут утворений геометричними

параметрами стрілової системи крана-маніпулятора; β, ν – кутові координати повороту рукояті та відхилення вантажу від вертикалі; x_1, x_2, x, y_1, y_2, h – горизонтальні та вертикальні координати центрів мас та кінцевих точок ланок стрілової системи крана-маніпулятора; z, y – горизонтальна та вертикальна координати центра мас вантажу; U_1, U – відповідно довжини гідравлічних циліндрів рукояті та телескопічної секції.

За узагальнені координати прийнятої моделі використані лінійні координати центра мас вантажу z та горизонтальної координати точки A телескопічної секції. При цьому вертикальна координата точки A телескопічної секції завжди залишається постійною, тобто $y_A = h = \text{const}$.

Ця умова є кінематичною умовою, яка накладає додаткову в'язь на кран-маніпулятор в процесі зміни вильоту стрілової системи. Тому система з трьома ступенями вільності за рахунок кінематичної в'язі перетворилась в систему з двома ступенями вільності.

Для складання рівнянь руху зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора, представленого розрахунковою схемою на рис. 2.41, використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{\partial \Pi}{\partial z}, \end{cases} \quad (2.86)$$

де: T, Π – відповідно кінетична та потенціальна енергія системи; Q_x - непотенціальна складова узагальненої сили, яка відповідає узагальненій координаті x .

Кінетична і потенціальна енергія системи визначаються наступними залежностями:

$$T = \frac{1}{2}(J_1 + J_2)\dot{\beta}^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{S}^2 + \frac{1}{2}m\dot{z}^2; \quad (2.87)$$

$$\Pi = (m_1 y_1 + m_2 y_2 + m y) g, \quad (2.88)$$

де: J_1, J_2 - відповідно моменти інерції рукояті та телескопічної секції відносно осі її повороту; m_1, m_2, m - відповідно маси рукояті, телескопічної секції та вантажу; S - координата центра мас телескопічної секції рукояті в напрямку її висування; g - прискорення вільного падіння.

Непотенціальну складову узагальненої сили, що відповідає координаті x , визначимо з умови рівності елементарних робіт:

$$Q_x \delta x = F_1 \cdot \delta U_1 + F \cdot \delta U, \quad (2.89)$$

де: F_1, F - відповідно зусилля в гідравлічних циліндрах переміщення рукояті та телескопічної секції; $\delta U_1, \delta U$ елементарні переміщення штоків гідравлічних циліндрів відповідно рукояті та телескопічної секції, які визначаються наступними залежностями:

$$\begin{aligned} \delta U_1 &= \frac{\partial U_1}{\partial x} \delta x; \\ \delta U &= \frac{\partial U}{\partial x} \delta x. \end{aligned} \quad (2.90)$$

Після підстановки виразів (2.90) в рівняння (2.89) отримаємо:

$$Q_x = F_1 \frac{\partial U_1}{\partial x} + F \frac{\partial U}{\partial x}. \quad (2.91)$$

Взявши необхідні похідні від виразів (2.87) і (2.88) і підставивши їх в систему (2.86) з урахуванням залежностей $\dot{\beta} = \dot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x}$; $\ddot{\beta} = \ddot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2}$;

$\dot{S} = \dot{x} \frac{\partial S}{\partial x}$; $\ddot{S} = \ddot{x} \frac{\partial S}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 S}{\partial x^2}$, отримаємо систему диференціальних рівнянь

зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з шарнірним підвісом вантажу[12]:

$$\left\{ \begin{array}{l} (J_1 + J_2) \cdot \left(\ddot{x} \frac{\partial \beta}{\partial x} + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial \beta}{\partial x} + m_2 \cdot \left(\ddot{x} \frac{\partial S}{\partial x} + \right. \\ \left. + \dot{x}^2 \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} \right) \cdot \frac{\partial S}{\partial x} = Q_x - \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} + \right. \\ \left. + m \frac{x-z}{h} \right) \cdot g; \\ \ddot{z} = \frac{g}{h} (x-z). \end{array} \right. \quad (2.92)$$

Виразимо координати $\beta, S, y_1, y_2, y, U_1, U$ через узагальнені координати x і z та візьмемо їхні похідні по цих координатах:

$$S = h \sqrt{1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2} - \frac{d}{2}; \quad \frac{\partial S}{\partial x} = \frac{x}{h \sqrt{1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2}}; \quad \frac{\partial^2 S}{\partial x^2} = \frac{1}{h \left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}; \quad (2.93)$$

$$\beta = \text{ArcTan} \frac{x}{h}; \quad \frac{\partial \beta}{\partial x} = \frac{1}{h \left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]}; \quad \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} = \frac{2}{h^3} \frac{x}{\left[1 + \left(\frac{x}{h} \right)^2 \right]^2}; \quad (2.94)$$

$$y = h \left(1 - \text{Cos} \frac{x-z}{h} \right); \quad \frac{\partial y}{\partial x} = \text{Sin} \frac{x-z}{h}; \quad \frac{\partial y}{\partial z} = -\text{Sin} \frac{x-z}{h}; \quad (2.95)$$

$$y_1 = \frac{hc}{2\sqrt{h^2 + x^2}}; \quad \frac{\partial y_1}{\partial x} = -\frac{ch}{2} \frac{x}{(h^2 + x^2)^{\frac{3}{2}}}; \quad \frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} = -\frac{c}{2h^2} \frac{1 - 2\left(\frac{x}{h}\right)^2}{\left[1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2\right]^{\frac{5}{2}}}; \quad (2.96)$$

$$y_2 = h - \frac{d}{2\sqrt{1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2}}; \quad \frac{\partial y_2}{\partial x} = \frac{d}{2h^2} \frac{x}{\left[1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}; \quad \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^2} = \frac{d}{2h^2} \frac{1 - 2\left(\frac{x}{h}\right)^2}{\left[1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2\right]^{\frac{5}{2}}}; \quad (2.97)$$

$$U = h\sqrt{1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2} - d; \quad \frac{\partial U}{\partial x} = \frac{x}{h \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2}}; \quad \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} = -\frac{1}{h \left[1 + \left(\frac{x}{h}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}. \quad (2.98)$$

Координату U_1 знайдемо із залежностей (2.11) – (2.21). З останнього рівняння системи (2.92) знаходимо:

$$x = z + \frac{h}{g} \ddot{z}; \quad \dot{x} = \dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z}; \quad \ddot{x} = \ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV}. \quad (2.99)$$

Використавши вирази (2.99), замінимо систему рівнянь (2.92) одним диференціальним рівнянням, яке представимо в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} & \left(\ddot{z} + \frac{h}{g} z^{IV} \right) \left\{ [(J_1 + J_2(U))] \left(\frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + m_2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 \right\} + \left(\dot{z} + \frac{h}{g} \ddot{z} \right)^2 \times \\ & \times \left\{ [(J_1 + J_2(U))] \cdot \frac{\partial \beta}{\partial x} \frac{\partial^2 \beta}{\partial x^2} + m_1 \frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial J_2}{\partial U} \frac{\partial U}{\partial x} \left(\frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 \right\} + \\ & + \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial x} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial x} \right) + m\ddot{z} = Q_x. \end{aligned} \quad (2.100)$$

За критерій оптимізації режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора оберемо безрозмірній комплексний критерій, який враховує дію силових навантажень та потужність приводних механізмів і має вигляд[12]:

$$K = \left\{ \frac{1}{t_n} \int_0^{t_n} \left[\delta \cdot \left(\frac{Q_x}{\bar{F}} \right)^2 + (1 - \delta) \cdot \left(\frac{Q_x \cdot \dot{x}}{\bar{P}} \right)^2 \right] dt \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (2.101)$$

де: t - час; t_n - тривалість процесу пуску маніпулятора; V - швидкість усталеного руху вантажу; \bar{F} , \bar{P} - мінімально можливі значення узагальненої сили та потужності приводних механізмів для переміщення вантажу; δ - ваговий коефіцієнт, який враховує дію узагальненої сили.

Мінімально можливі значення узагальненої сили та потужності приводних механізмів визначаються з умови мінімуму середньоквадратичних значень функціоналів, що відображають тягове зусилля та потужність при горизонтальному переміщенні вантажу в процесі пуску і виражаються залежностями:

$$\bar{F} = \frac{mV}{t_n}; \quad \bar{P} = \frac{mV^2}{2t_n}. \quad (2.102)$$

Отриманий критерій необхідно мінімізувати, оскільки він відображає витрати зведених рушійних зусиль та потужностей приводних механізмів рукояті та телескопічної секції. Разом з тим, аналітично мінімізувати критерій (2.102) та вибрати закони зміни координати $z = z(t)$ та її похідних за часом не представляється можливим при крайових умовах процесу пуску маніпулятора:

$$\begin{cases} t = 0: & x = z = z_0, \quad \dot{x} = \dot{z} = 0; \\ t = t_n: & x = z = \frac{Vt_n}{2}, \quad \dot{x} = \dot{z} = V, \end{cases} \quad (2.103)$$

де: z_0 - початкове значення координати z .

Зведемо систему крайових умов (2.103) до координати z та її похідних за часом. Для цього використаємо залежності (2.99), в результаті чого отримаємо:

$$\begin{cases} t = 0: & z = z_0, \dot{z} = 0, \ddot{z} = 0, \dddot{z} = 0; \\ t = t_n: & z = z_0 + \frac{Vt_n}{2}, \dot{z} = V, \ddot{z} = 0, \dddot{z} = 0. \end{cases} \quad (2.104)$$

Для знаходження наближеного розв'язку оптимізаційної задачі (2.101) – (2.104), використаємо підхід, сутність якого зводиться до завдання класу багатопараметричних функцій, які б задовольняли крайові умови (2.104) та забезпечили б мінімум функціоналу (2.101). Клас багатопараметричних функцій, на яких будемо відшукувати наближений розв'язок оптимізаційної задачі, задається як розв'язок крайової задачі [12]:

$$\begin{cases} L(z) = 0; \\ \begin{cases} t = 0: & z = z_0, \dot{z} = 0, \ddot{z} = 0, \dddot{z} = 0; \\ t = \frac{t_n}{2}: & z = z_{t_n/2}, \dot{z} = \dot{z}_{t_n/2}; \\ t = t_n: & z = z_0 + \frac{Vt_n}{2}, \dot{z} = V, \ddot{z} = 0, \dddot{z} = 0, \end{cases} \end{cases} \quad (2.105)$$

де L – оператор, який діє на функцію $z(t)$. Розв'язок крайової задачі (2.105) містить два невідомі параметри $z_{t_n/2}$ та $\dot{z}_{t_n/2}$ - переміщення та швидкість узагальненої координати z в середині ділянки процесу пуску. Оператор $L(z)$ у рамках даного дослідження приймемо у вигляді диференціального рівняння

десятого порядку $L(z) = z(t) = 0$. Однак, у загальному випадку цей оператор може бути іншим. Його обґрунтування виходить за рамки даної роботи.

Розв'яжемо крайову задачу (2.105). Після цього сформуємо вираз функціонала (2.101)

$$Cr = Cr(z_{t_n/2}, \dot{z}_{t_n/2}, t_n), \quad (2.106)$$

який представляється нелінійною функцією своїх аргументів. Для ефективного відшукування таких значень $z_{t_n/2}$ та $\dot{z}_{t_n/2}$, на яких би функціонал (2.101) набував мінімуму, використано модифікацію мета евристичного методу рою часточок ME-PSO [161]. Його застосування не вимагає неперервності та диференційованості критерію (2.106) та не накладає на оптимізаційну задачу жорстких вимог. Як тільки вдалось побудувати функціональну залежність (2.106) можна використовувати метод ME-PSO та відшукувати оптимальні значення невідомих параметрів $z_{t_n/2}$ та $\dot{z}_{t_n/2}$. У роботі використані наступні параметри методу: прийнятна швидкість зменшення критерію $AR = 0,005$; кількість часточок (популяція рою) – 50; кількість ітерацій – 50 (рис. 2.42). Вказані параметри дозволяють досить ефективно використовувати обчислювальні ресурси для знаходження розв'язку задачі.

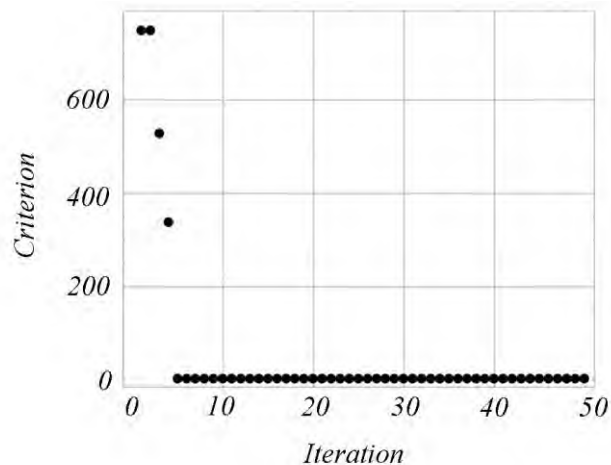


Рис. 2.42. Графік збіжності критерію до мінімуму.

Всі розрахунки проведено для стрілової системи крана-маніпулятора з параметрами: $m = 155\text{кг}$; $m_1 = 65\text{кг}$; $m_2 = 500\text{кг}$; $h = 1,9\text{м}$; $z_0 = 1,1\text{м}$; $V = 0,5\text{м/с}$; $a = 1,65\text{м}$; $b = 0,5\text{м}$; $c = 2,2\text{м}$; $d = 1,8\text{м}$; $t_0 = 0\text{с}$; $t_n = 1\text{с}$; $g = 9,81\text{м/с}^2$. У результаті використання методу було отримано такі значення: $z_{t_n/2} = 1,15\text{м}$ та $\dot{z}_{t_n/2} = 0,25\text{м/с}$ [12].

В результаті розв'язку поставленої оптимізаційної задачі вибору оптимального режиму руху стрілової системи крана-маніпулятора при горизонтальному переміщенні вантажу в процесі зміни вильоту побудовано графічні залежності фазового портрету відхилення (рис. 2.43), швидкості (рис. 2.44) та прискорення (рис. 2.45) вантажу, а також потужності (рис. 2.46) і узагальненої сили (рис. 2.47) приводних механізмів.

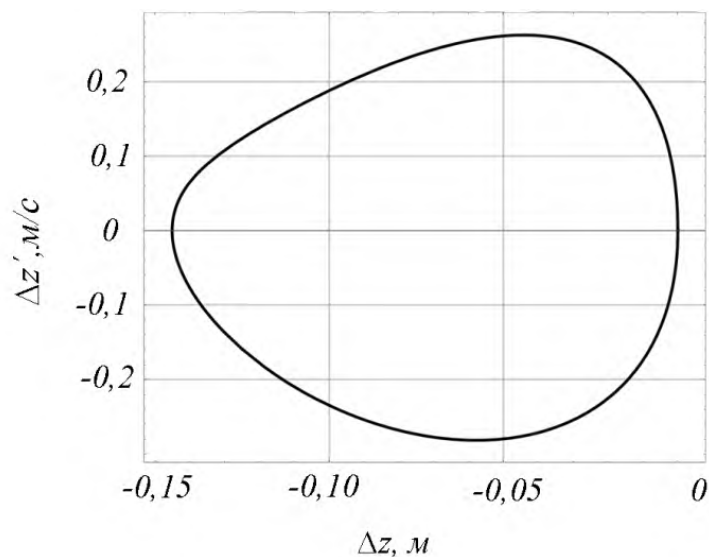


Рис. 2.43. Фазовий портрет відхилення вантажу

Аналізуючи фазовий портрет коливань вантажу на шарнірному підвісі (рис. 2.43) можна зазначити наступне. В процесі пуску стрілової системи крана-маніпулятора при горизонтальному переміщенні вантажу за оптимальним режимом руху, виникають незначні кутові відхилення вантажу від вертикалі, які при виході на усталений рух мають затухаючий характер. Максимальне значення відхилення вантажу становить $-0,14\text{м}$, а максимальне значення швидкості відхилення вантажу дорівнює $-0,28\text{м/с}$.

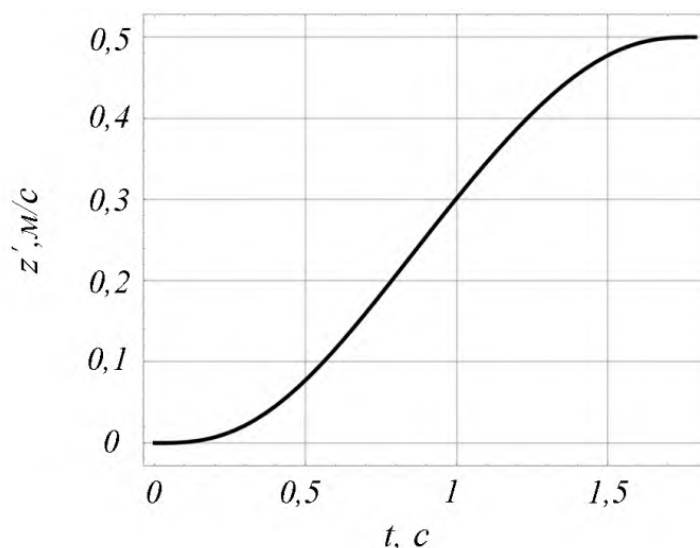


Рис. 2.44. Графічна залежність швидкості переміщення вантажу

Розглядаючи графічну залежність швидкості переміщення вантажу за оптимальним режимом (рис. 2.44), можна зазначити, що швидкість, як на початку, так і в кінці пуску змінюється плавно.

При цьому коливання швидкості відсутні. Вихід на усталений рух відбувається за с подібним законом руху узагальненої швидкості вантажу. За оптимальним режимом переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем, швидкість усталеного руху становить $0,5\text{ м/с}$.

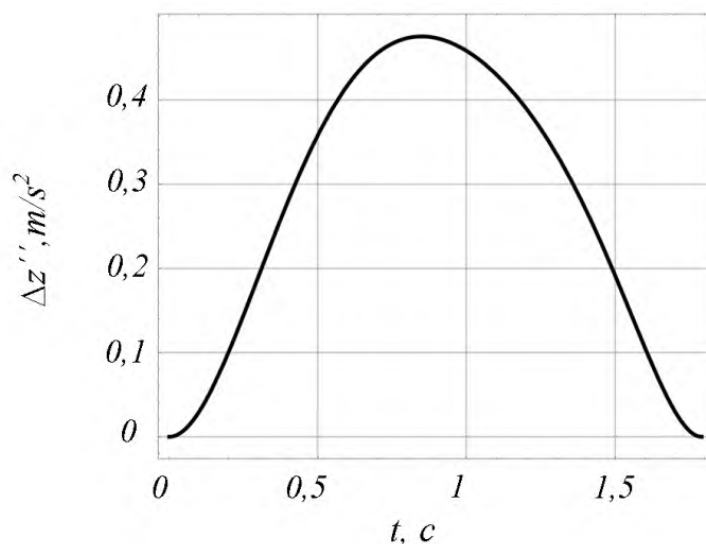


Рис. 2.45. Графічна залежність прискорення переміщення вантажу

Проводячи аналіз графічної залежності прискорення переміщення вантажу (рис. 2.45), який закріплений на шарнірному підвісі, було встановлено, що при оптимальному режимі переміщення пікове значення прискорення становить $0,47\text{ м/с}^2$ в момент часу $t = 0,8\text{ с}$. При подальшому переміщенні вантажу значення прискорення зменшується і при виході на усталений рух, в момент часу $t = 1,8\text{ с}$, дорівнює нулю.

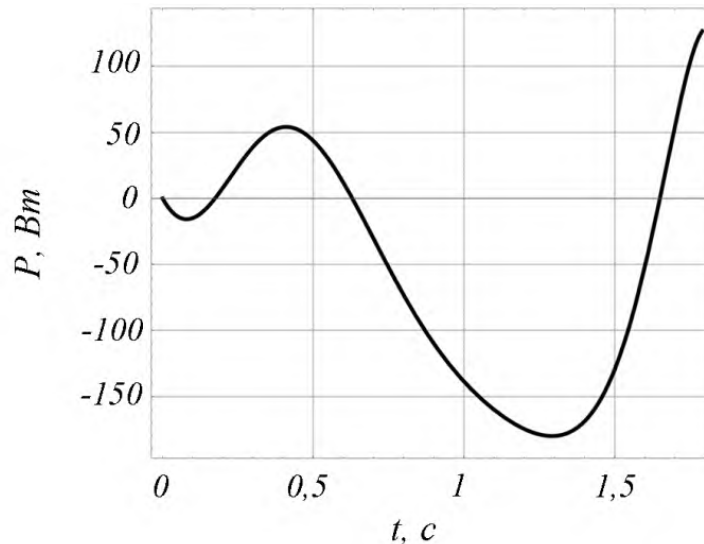


Рис. 2.46. Графічна залежність затраченої потужності для переміщення вантажу

Проаналізувавши графічну залежність затраченої потужності для переміщення вантажу (рис. 2.46), зроблено такий висновок. В початковий момент руху стрілової системи крана-маніпулятора відбувається зменшення потужності до -15 Вт , при $t = 0,1\text{ с}$, що зумовлено гравітаційною складовою від ваги елементів стрілової системи. В момент часу $t = 0,4\text{ с}$ потужність зростає до значення 55 Вт , після чого виникає її спад до значення -180 Вт . Це спричинено інерційною складовою елементів металоконструкції стрілової системи та коливаннями вантажу закріпленого на шарнірному підвісі в напрямку переміщення гідравлічних циліндрів. В подальшому потужність зростає і при виході на усталений рух становить 140 Вт .

Аналізуючи графічну залежність узагальненої сили, що розвивають приводні гідравлічні циліндри (рис. 2.47), можна зазначити, що на початку руху рушійне зусилля становить $200H$. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем зусилля має спадаючий характер. При цьому мінімальне значення зусилля становить $-400H$ в момент часу $t = 0,8c$, що відповідає максимальному значенню прискорення (рис. 2.44).

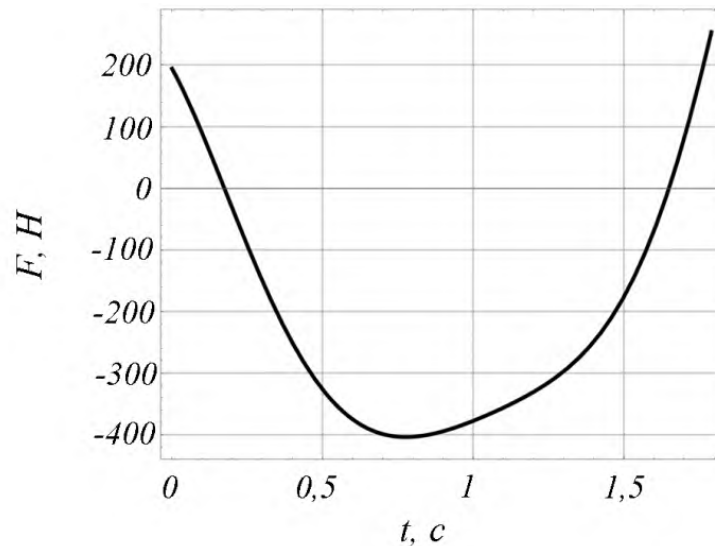


Рис. 2.47. Графічна залежність узагальненої сили

Відповідно це явище пояснюється виникненням інерційної складової елементів металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора та коливаннями вантажу, закріпленого на шарнірному підвісі, та відповідно збільшенням прискорення (рис. 2.45). В подальшому значення зусилля зростає і при виході на усталений рух становить [178].

Висновки до другого розділу

Проведені теоретичні дослідження дозволили провести пошук оптимальних режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом на основі отриманих динамічних моделей. Розраховані оптимальні режими руху стрілової системи зменшують динамічні навантаження до мінімальних значень, що призводить до зменшення коливань металоконструкції та вантажу.

1. В ході проведених досліджень було виявлено, що переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли та рукояті в залежності від їх кутового переміщення носять нелінійний характер.

2. Встановлено, що для зменшення значень динамічних навантажень необхідно використовувати оптимальні режими руху, які базуються на мінімізації інтегральних критеріях з підінтегральними виразами, у яких враховано похідні вищих порядків від узагальнених координат динамічної моделі крана-маніпулятора.

3. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора може виконуватися за однією з узагальнених координат та за декількома узагальненими координатами при одночасному їх переміщенні. За одночасного переміщення ланок стрілової системи, на оптимальні режими руху впливають наступні фактори: геометричні параметри з'єднання ланок стрілової системи та механізмів приводу, масово-інерційні характеристики ланок крана-маніпулятора, а також вантажу.

4. На основі отриманих залежностей оптимальних режимів руху встановлено, що для усунення динамічних навантажень та коливань вантажу необхідно використовувати під час пуску та гальмування ланок стрілової системи оптимальні режими, які побудовані на основі зведення до мінімуму інтегральних критеріїв з підінтегральними функціями, що відображають небажані показники динаміки руху крана-маніпулятора [178].

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма проведення експериментальних досліджень

Метою проведення експериментальних досліджень є отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та шарнірно закріпленим вантажем на жорсткому підвісі за реальним та оптимальним режимами руху та порівняння їх з результатами, отриманими теоретичним шляхом.

Для проведення експериментальних досліджень та отримання фактичних результатів за реального та оптимального режимів руху стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом було розроблено його фізичну модель. За основу взято кран-маніпулятор виробництва «Велмаш» моделі ОМТЛ – 70-02. Використовуючи теорію подібності, визначено коефіцієнти подібності геометричних, масових та силових параметрів до реального крана-маніпулятора з гідравлічним приводом [18].

Програма проведення експериментальних досліджень розділена на наступні пункти:

- розробка фізичної моделі крана-маніпулятора та визначення її параметрів та коефіцієнтів подібності;
- виготовлення експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом для проведення експериментальних досліджень;
- планування експериментальних досліджень для отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора за реального та оптимального режимів руху;
- підбір вимірювального та реєструючого обладнання для отримання фактичних результатів режимів руху ланок стрілової системи [178].

3.2. Розробка фізичної моделі крана-маніпулятора та визначення її параметрів та коефіцієнтів подібності

Для проведення експериментальних досліджень режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора застосовано метод фізичного моделювання технічних систем. Для фізичного моделювання використано теорію подібності [162]. На основі теорії подібності об'єкти будуть подібними, якщо у певний момент часу в певній точці значення змінних величин натурального об'єкта будуть подібні значенням змінних величин масштабного об'єкта (моделі) відповідно в той же момент часу. Отже, динамічні характеристики натурального об'єкта можна отримати перерахунком із динамічних характеристик масштабного об'єкта (моделі). Для цього потрібно визначити коефіцієнти подібності масштабного об'єкта до натурального об'єкта.

Об'єкти будуть подібними за наступних умов:

- геометрична подібність натурального та масштабного об'єкта;
- подібність за масовими характеристиками;
- подібність за сприйняттям навантажень натурального та масштабного об'єкта;
- подібність за режимом руху ланок натурального та масштабного об'єкта;
- виключно всі безрозмірні величини коефіцієнтів подібності для натурального та масштабного об'єкта повинні бути однаковими.

Необхідною умовою подібності двох фізичних явищ є умова рівності всіх однакових коефіцієнтів подібності.

Для моделювання режимів руху стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом використано закон Ньютона для поступального та обертального рухів [149]:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{F}{m} \text{ та } \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{M}{J}, \quad (3.1)$$

де: x – лінійна координата, F – сила, m – маса, φ – кутова координата, M – момент сили, J – момент інерції відносно осі обертання.

Спростивши вираз (3.1) та розділивши праву частину рівнянь на ліву, отримуємо критерій подібності Ньютона для поступального та обертального рухів [149]:

$$N_e = \frac{F \cdot t^2}{m \cdot x} = Idem \text{ та } N_e = \frac{M \cdot t^2}{J \cdot \varphi} = Idem. \quad (3.2)$$

Використовуючи теорію подібності технічних систем, визначаються умови подібності для крана-маніпулятора з гідравлічним приводом на основі системи диференціальних рівнянь руху (2.9). Параметри натурального об'єкта виражено через його фізичну модель та коефіцієнти подібності:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{1H} = K_{J_1} \cdot J_{1M}; \quad J_{2H} = K_{J_2} \cdot J_{2M}; \quad J_{3H} = K_{J_3} \cdot J_{3M}; \quad m_{1H} = K_{m_1} \cdot m_{1M}; \\ m_{2H} = K_{m_2} \cdot m_{2M}; \quad m_{3H} = K_{m_3} \cdot m_{3M}; \quad m_{4H} = K_{m_4} \cdot m_{4M}; \quad F_{1H} = K_{F_1} \cdot F_{1M}; \\ F_{2H} = K_{F_2} \cdot F_{2M}; \quad F_{3H} = K_{F_3} \cdot F_{3M}; \quad g_H = K_g \cdot g_M; \quad t_H = K_t \cdot t_M; \end{array} \right. \quad (3.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{1H} = K_{l_1} \cdot x_{1M}; \quad x_{2H} = K_{l_2} \cdot x_{2M}; \quad x_{3H} = K_{l_3} \cdot x_{3M}; \quad x_{4H} = K_{l_4} \cdot x_{4M}; \\ y_{1H} = K_{l_1} \cdot y_{1M}; \quad y_{2H} = K_{l_2} \cdot y_{2M}; \quad y_{3H} = K_{l_3} \cdot y_{3M}; \quad y_{4H} = K_{l_4} \cdot y_{4M}; \\ U_{1H} = K_{U_1} \cdot U_{1M}; \quad U_{2H} = K_{U_2} \cdot U_{2M}; \quad U_{3H} = K_{U_3} \cdot U_{3M}; \quad \alpha_H = K_\alpha \cdot \alpha_M; \\ \beta_H = K_\beta \cdot \beta_M; \quad v_H = K_v \cdot v_M, \end{array} \right. \quad (3.4)$$

де: $J_{1H}, J_{2H}, J_{3H}, m_{1H}, m_{2H}, m_{3H}, m_{4H}, F_{1H}, F_{2H}, F_{3H}, g_H, t_H, x_{2H}, x_{1H}, x_{3H}, x_{4H}, y_{1H}, y_{2H}, y_{3H}, y_{4H}, U_{1H}, U_{2H}, U_{3H}, \alpha_H, \beta_H, v_H$ – параметри натурної установки; $K_{J_1}, K_{J_2}, K_{J_3}, K_{m_1}, K_{m_2}, K_{m_3}, K_{m_4}, K_{F_1}, K_{F_2}, K_{F_3}, K_g, K_{l_1}, K_{l_2}, K_{l_3}, K_{l_4}, K_{U_1}, K_{U_2}, K_{U_3}, K_\alpha, K_\beta, K_v$ – коефіцієнти подібності фізичної моделі до натурної установки; $J_{1M}, J_{2M},$

$J_{3M}, m_{1M}, m_{2M}, m_{3M}, m_{4M}, F_{1M}, F_{2M}, F_{3M}, g_M, t_M, x_{1M}, x_{2M}, x_{3M}, x_{4M}, y_{1M}, y_{2M}, y_{3M}, y_{4M}, U_{1M}, U_{2M}, U_{3M}, \alpha_M, \beta_M, v_M$ – параметри фізичної моделі.

Оскільки дослідження проводяться в одній інерційній системі, то згідно умов теорії подібності прискорення вільного падіння, як для натурної установки, так і для фізичної моделі буде однаковим:

$$g_H = g_M = g, K_g = 1. \quad (3.5)$$

Рівняння руху натурної установки та фізичної моделі крана-маніпулятора виражені через відповідні параметри (В.1 та В.2 додаток В). Поділивши рівняння (В.1) на рівняння (В.2) отримано співвідношення їх доданків (В.3)...(В.6) (додаток В). Враховуючи системи рівнянь (3.3) та (3.4), вирази (В.3...В.6) набудуть вигляду (В.7)...(В.10) (додаток В). Спростивши вирази (В.7)...(В.10) та не враховуючи безрозмірні величини, отримано співвідношення між коефіцієнтами подібності:

$$\begin{aligned} K_{J_1} \frac{K_\alpha}{K_t^2} &= K_{m_2} \frac{K_{l_2} K_{l_2}}{K_t^2 K_\alpha} = K_{m_2} \frac{K_{l_2} K_{l_2}}{K_t^2 K_\alpha} = K_{m_3} \frac{K_{l_3} K_{l_3}}{K_t^2 K_\alpha} = K_{m_3} \frac{K_{l_3} K_{l_3}}{K_t^2 K_\alpha} = \\ &= K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_\alpha} = K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_\alpha} = K_{F_1} \frac{K_{U_1}}{K_\alpha} = K_{F_2} \frac{K_{U_2}}{K_\alpha} = K_{m_1} \frac{K_{l_1}}{K_\alpha} = \\ &= K_{m_2} \frac{K_{l_2}}{K_\alpha} = K_{m_3} \frac{K_{l_3}}{K_\alpha} = K_{m_4} \frac{K_{l_4}}{K_\alpha}; \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} K_{J_2} \frac{K_\beta}{K_t^2} &= K_{J_3} \frac{K_\beta}{K_t^2} = K_{m_2} \frac{K_{l_2} K_{l_2}}{K_t^2 K_\beta} = K_{m_2} \frac{K_{l_2} K_{l_2}}{K_t^2 K_\beta} = K_{m_3} \frac{K_{l_3} K_{l_3}}{K_t^2 K_\beta} = \\ &= K_{m_3} \frac{K_{l_3} K_{l_3}}{K_t^2 K_\beta} = K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_\beta} = K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_\beta} = K_{F_2} \frac{K_{U_2}}{K_\beta} = K_{m_2} \frac{K_{l_2}}{K_\beta} = \\ &= K_{m_3} \frac{K_{l_3}}{K_\beta} = K_{m_4} \frac{K_{l_4}}{K_\beta}; \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$K_{m_3} \frac{K_{l_3} K_{l_3}}{K_t^2 K_{U_3}} = K_{m_3} \frac{K_{l_3} K_{l_3}}{K_t^2 K_{U_3}} = K_{m_3} \frac{K_{l_3} K_{l_3}}{K_t^2 K_{U_3}} = K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_{U_3}} =$$

$$K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_{U_3}} = K_{F_3} = K_{m_3} \frac{K_{l_3}}{K_{U_3}} = K_{m_4} \frac{K_{l_4}}{K_{U_3}};$$
(3.8)

$$K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_v} = K_{m_4} \frac{K_{l_4} K_{l_4}}{K_t^2 K_v} = K_{m_4} \frac{K_{l_4}}{K_v}.$$
(3.9)

Згідно умов теорії подібності прийнемо наступні припущення:

- геометрична подібність натурального та масштабного об'єкта відповідають одному коефіцієнту подібності:

$$K_l = K_{l_1} = K_{l_2} = K_{l_3} = K_{l_4} = K_{U_1} = K_{U_2} = K_{U_3}.$$
(3.10)

- подібність за масовими характеристиками повинна відповідати одному коефіцієнту подібності та набуде наступного вигляду:

$$K_m = K_{m_1} = K_{m_2} = K_{m_3} = K_{m_4}.$$
(3.11)

- зміна кутів повороту ланок стрілової системи натурального об'єкта та моделі згідно з умов теорії подібності повинні бути рівними, тобто:

$$K_\alpha = K_\beta = 1.$$
(3.12)

У відповідності до прийнятих припущень (3.10)...(3.12) співвідношення між коефіцієнтами подібності (3.6)...(3.9) набудуть наступного вигляду:

$$K_{J_1} \frac{1}{K_t^2} = K_m \frac{K_l}{K_t^2} = K_{F_1} \frac{K_l}{1} = K_{F_2} \frac{K_l}{1} = K_{J_2} \frac{1}{K_t^2} = K_{J_3} \frac{1}{K_t^2} = K_m \frac{K_l}{1} =$$

$$= K_{F_3} = K_m.$$
(3.13)

Використовуючи умови теорії подібності та рівняння (3.3)...(3.13), розраховано параметри фізичної моделі стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.

Для фізичної моделі крана-маніпулятора прийнято коефіцієнт подібності геометричних розмірів $K_l = 2,5$.

Знаючи коефіцієнт подібності геометричних розмірів, розраховано коефіцієнт подібності за масовими характеристиками:

$$K_m = \frac{m_{c.сист.н}}{m_{c.сист.м}} = \frac{760}{145} = 5,24, \quad (3.14)$$

де: $m_{c.сист.н}$ – маса стрілової системи натурального об'єкта; $m_{c.сист.м}$ – маса стрілової системи фізичної моделі. Знаючи коефіцієнти подібності геометричних розмірів та масових характеристик, розраховано всі наступні геометричні та масові параметри стрілової системи фізичної моделі крана-маніпулятора та представлено в таблиці В.1 (додаток В).

Із рівняння (3.13) знайдено наступні коефіцієнти подібності:

- коефіцієнт подібності за прискоренням:

$$K_{\ddot{U}} = \frac{K_l}{K_t^2} = \frac{K_F}{K_m} = 1. \quad (3.15)$$

- коефіцієнт подібності за часом:

$$K_t = \sqrt{K_l} = \sqrt{2,5} = 1,58. \quad (3.16)$$

- коефіцієнт подібності за швидкістю:

$$K_{\dot{U}} = \frac{K_l}{K_t} = \frac{2,5}{1,58} = 1,58. \quad (3.17)$$

- коефіцієнт подібності за силою:

$$K_F = \frac{K_l \cdot K_m}{K_t^2} = \frac{2,5 \cdot 5,24}{1,58^2} = 5,24. \quad (3.18)$$

- коефіцієнт подібності за моментом інерції:

$$K_J = K_t^2 \cdot K_l \cdot K_F = 1,58^2 \cdot 2,5 \cdot 5,24 = 32,7. \quad (3.19)$$

Використовуючи рівняння руху гідравлічного циліндра (2.28), визначено коефіцієнти подібності для системи гідравлічного приводу фізичної моделі крана-маніпулятора:

- коефіцієнт подібності робочої площі гідравлічного циліндру:

$$K_A = \frac{A_H}{A_M} = \frac{0,012266}{0,005024} = 2,44, \quad (3.20)$$

де: A_H – робоча площа гідравлічного циліндра натурального об'єкта; A_M – робоча площа гідравлічного циліндра фізичної моделі.

- Коефіцієнт подібності тиску робочої рідини в гідравлічній системі крана-маніпулятора:

$$K_P = \frac{K_F}{K_A} = \frac{5,24}{2,44} = 2,15. \quad (3.21)$$

Характеристики гідравлічних циліндрів натурального об'єкта та фізичної моделі наведено в таблиці В.2 (додаток В) [178].

3.3. Конструкція експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Використовуючи коефіцієнти подібності геометричних, масових та силових параметрів до реального крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, виготовлено експериментальну установку крана-маніпулятора з гідравлічним приводом (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Розроблена експериментальна установка крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Металоконструкція стрілової системи експериментальної установки виготовлена із сталевих гнутих швелерів товщиною 6 мм, з легованої сталі марки 09Г2. Для шарнірного з'єднання ланок між собою та кріплення елементів приводу використано приварні елементи кріплення, які виготовлені із листової сталі товщиною 6 мм, марки 09Г2. Всі зварювальні роботи виконувались ручним напівавтоматичним електродуговим зварюванням в середовищі захищених газів. При цьому зварювальний дріт використовувався марки Св-08Г2С та газ CO_2 . Ланки стрілової системи з'єднані між собою шарнірно. Пальці шарнірів виготовлено із сталі марки сталь 45. В якості підшипників ковзання використано металополімерні втулки SKF РСМ-455040-М, РСМ-404440-М та РСМ-353940-М. Конструктивна схема розробленої експериментальної установки крана маніпулятора зображена на рис. 3.2.

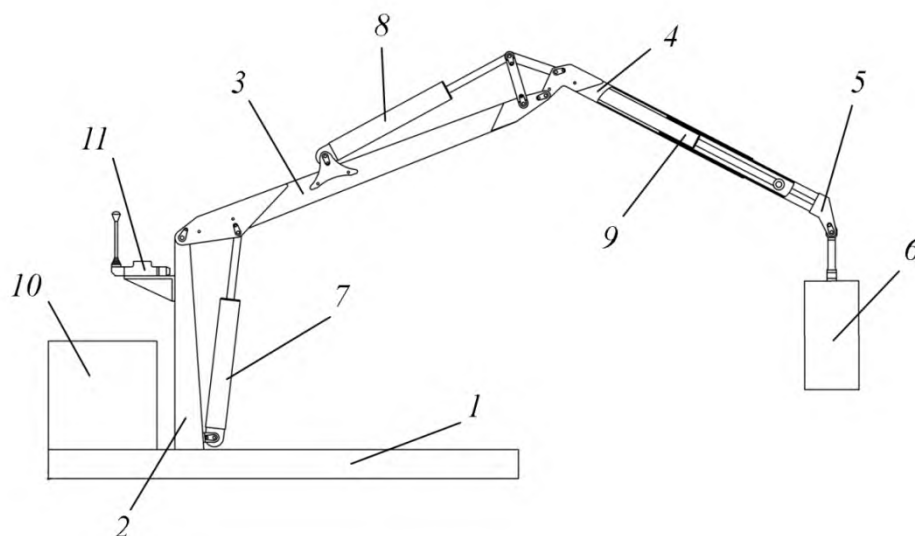


Рис. 3.2. Схема експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.

Експериментальна установка крана-маніпулятора з гідравлічним приводом складається з основи 1, до якої прикріплено стійку 2. До стійки 2 шарнірно прикріплена підйомна стріла 3, на кінці якої шарнірно прикріплено рукоять 4. У внутрішній порожнині рукояті розміщено телескопічну секцію 5. На кінці телескопічної секції, шарнірно на жорсткому підвісі закріплено

вантаж 7. При такому кріпленні відхилення вантажу від вертикалі відбувається тільки в площині зміни вильоту стрілової системи. Привід ланок стрілової системи експериментальної установки крана-маніпулятора здійснюється за допомогою гідравлічного приводу. В якості силових механізмів виступають гідравлічні циліндри 7, 8 та 9, відповідно приводу стріли, рукояті та телескопічної секції. Подача робочої рідини відбувається від гідравлічної станції 10 яка розміщена на основі 1, а керування напрямком руху гідравлічних циліндрів та відповідно ланками стрілової системи за допомогою золотникового гідравлічного розподільника 11. В якості робочої рідини в експериментальній установці використано гідравлічну оливу МГЕ-46В ISO 6074-4-82. Гідравлічна схема експериментальної установки зображена на рис. 3.3.

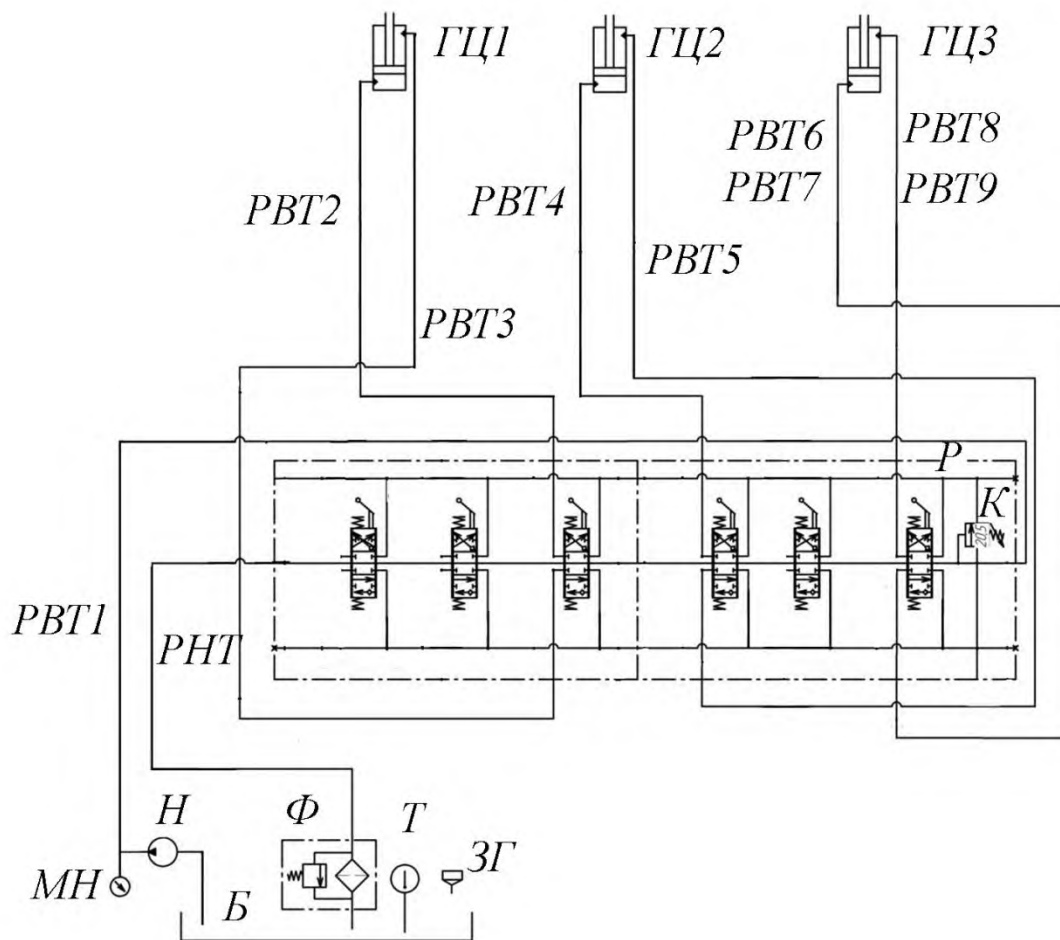


Рис. 3.3. Гідравлічна схема експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Гідравлічна система фізичної установки крана маніпулятора складається з бака Б, в якому розміщено зливний фільтр Ф та термометр Т. Гідравлічний насос Н нагнітає робочу рідину через рукав високого тиску РВТ1 до гідравлічного золотникового розподільника Р. Манометр МН встановлено для контролю тиску робочої рідини. Запобіжний клапан К встановлено безпосередньо в корпусі гідравлічного розподільника. Відповідно до секцій гідравлічного розподільника Р через рукава високого тиску РВТ2...РВТ9 приєднано гідравлічні циліндри приводу стріли ГЦ1, приводу рукояті ГЦ2 та приводу телескопічної секції ГЦ3. Рукав низького тиску РНТ слугує для відведення робочої рідини в бак. Перелік використаних елементів гідравлічної системи наведено в таблиця. В.3 (додаток В).

Для приводу гідравлічного насоса використано асинхронний електродвигун марки АО2-31-2У3 з номінальною потужністю 3 кВт та номінальною частотою обертання ротора 2830 об/хв. Передача потужності від електродвигуна до гідравлічного насоса виконана через поліклінопасову передачу з передаточним відношенням 2:1. Електрична схема експериментальної установки зображена на рис 3.4.

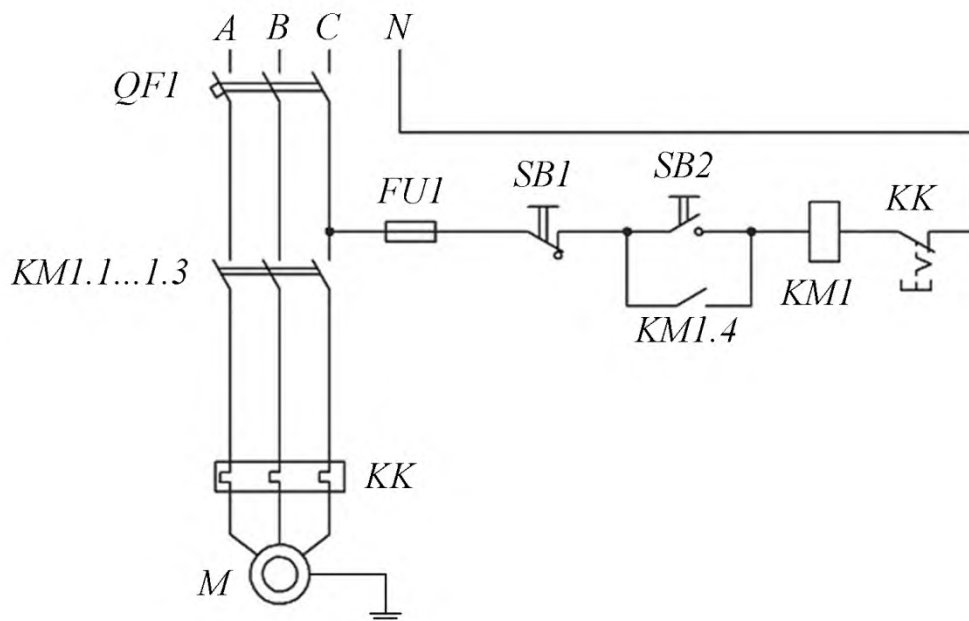


Рис. 3.4. Електрична схема експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

В електричну схему експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом входять наступні елементи: *QF1* – автоматичний вимикач серії ВА-47-29-100010РУХЛЗ; *KM1* – електромагнітний пускач серії ПМЕ-131УХЛЗ; *SB1*, *SB2* – кнопковий пост серії ПКЕА-7222УХЛЗ; *KK* – струмове електротеплове реле серії РТЛ-1012УХЛ4; *FUI* – запобіжник типу ППТ-10 із вставкою ВТФ, для кола керування електромагнітного пускача. Проведено розрахунок та вибір пускозахисного електрообладнання для асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором згідно методики наведеної в роботі [163], та наведено в додатку В.4.

Розроблена експериментальна установка дає можливість проводити повноцінні експериментальні дослідження з визначенням кінематичних параметрів ланок та динамічних навантажень при різноманітних режимах руху стрілової системи [18] [178].

3.4. Розробка системи керування ланками стрілової системи крана-маніпулятора

При проведенні експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем за реального та оптимального режимів руху необхідно створити керуючу дію на механізми приводу. Керування напрямком потоку робочої рідини та відповідно напрямком і режимом руху штоків гідравлічних циліндрів може бути реалізовано за допомогою програмного керування або за допомогою ручного керування положенням золотників.

Ручне керування положенням золотників гідравлічного розподільника набуло широкого застосування в гідравлічних системах кранів-маніпуляторів. Тому при проведенні даних досліджень розглядається випадок, коли керування виконується за ручного способу.

В рамках проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем за реального

та оптимального режимів руху використано шестисекційний моноблочний золотниковий розподільник OLEODINAMICA O.R.T.A. S.R.L. MB 25/6, який зображено на рис. 3.5, а сам золотник зображений на рис. 3.6. Даний гідравлічний розподільник дозволяє виконувати керування як окремими ланками стрілової системи, так і керування при суміщенні їх рухів.

Використовуючи даний гідравлічний розподільник, керування гідравлічними циліндрами виконується за рахунок об'ємної витрати робочої рідини через дросель, а золотник безпосередньо виконую функцію дроселя.



Рис. 3.5. Гідравлічний золотниковий розподільник



Рис. 3.6. Золотник

Об'ємна витрата робочої рідини через дросель визначається з залежності (2.34 та 2.35). Аналізуючи вираз (2.34 та 2.35) видно, що об'ємна витрата робочої рідини Q через дросель, має функціональну залежність від площі прохідного перерізу f .

Проведені теоретичні дослідження динаміки гідравлічного приводу із золотниковим розподільником (розділ 2) дали можливість визначити залежності привідних зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри в початковий момент руху при різних законах зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника.

Для забезпечення оптимального режиму руху, використовуючи рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (2.28), розраховано залежність зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника, що забезпечить необхідну об'ємну подачу робочої рідини до камери гідравлічного циліндра та надасть йому оптимальні початкові умови зміни рушійного зусилля. При цьому розрахунок проводився для двох випадків переміщення. В першому випадку шток гідравлічного циліндра починав рух з крайнього положення, а в другому випадку із середнього положення (рис. 3.7).

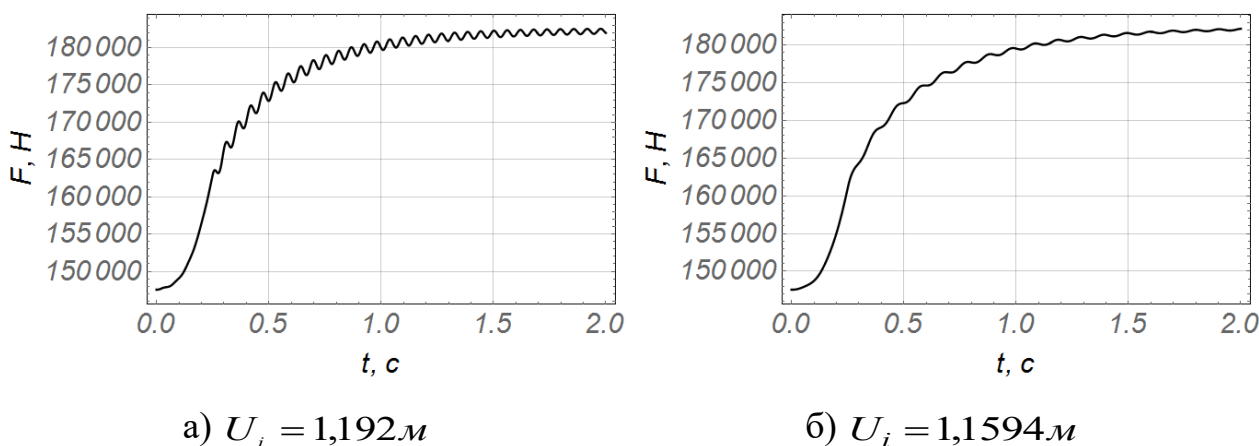


Рис. 3.7. Залежність зміни зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр в залежності від зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника: а) з крайнього положення штока; б) з середнього положення штока

Використовуючи стандартні циліндричні золотники (рис. 3.6) з лінійною залежністю зміни прохідної площі, неможливо відтворити оптимальний режим руху стрілової системи. Тому постає завдання, використовуючи даний корпус гідравлічного розподільника, створити золотник із такими геометричними параметрами, який дасть можливість реалізувати оптимальний режим руху.

Для цього на ущільнюючих кромках циліндричного золотника радіально осі золотника виконуються дросельні щілини. Це дає можливість забезпечити оптимальну об'ємну пропускну здатність гідравлічного розподільника в початковий момент руху, та відповідно зменшити пікові значення рушійних зусиль. Саме за таких умов можливо досягти плавного пуску та гальмування вихідних ланок механізмів приводу, а саме штоків гідравлічних циліндрів.

Оскільки дросельні щілини можуть набувати різноманітної форми та відповідно різноманітних геометричних параметрів, проведено дослідження з утворення дросельних щілин за різними геометричними параметрами.

Для досягнення даної мети повинні виконуватись наступні умови:

- переміщення конструктивно зміненого золотника повинно відповідати переміщенню базового золотника (переміщення базового золотника становить $\Delta z = 3\text{мм}$);
- діаметр золотника залишається незмінним, $d_3 = 14\text{мм}$;
- максимальна утворена площа конструктивно зміненої золотникової пари повинна дорівнювати максимальній утвореній площі базової золотникової пари, тобто: $f_{\text{max}} \text{проектвана} \geq f_{\text{max}} \text{базова}$.

Згідно з вище переліченими умовами проаналізовано наступні три типи утворення дросельних щілин на циліндричному золотнику.

1) Розглянуто гідравлічний золотниковий розподільник, у якого на робочих кромках золотника радіально розміщені дросельні щілини у вигляді трикутної призми змінного перерізу по осі золотника та кільцевою проточкою в корпусі (рис. 3.8) [15].

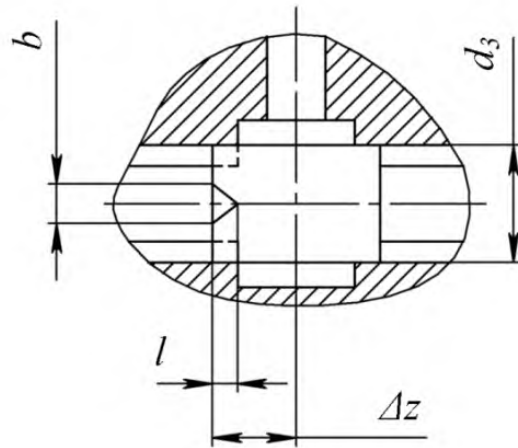


Рис. 3.8. Схема розміщення дросельних щілин на золотнику

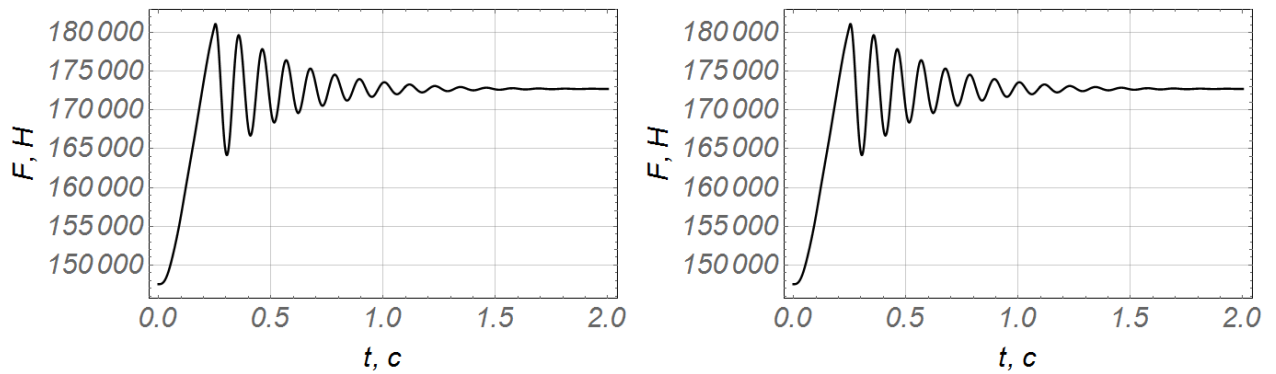
Зміна прохідної площі для даного конструктивного виконання дросельних щілин буде визначатися наступною залежністю:

$$f = n \cdot \frac{b \cdot \Delta z^2}{2 \cdot l}, \quad (3.22)$$

де: n – кількість дросельних щілин; b – ширина дросельної щілини; l – довжина дросельної щілини; Δz – переміщення золотника.

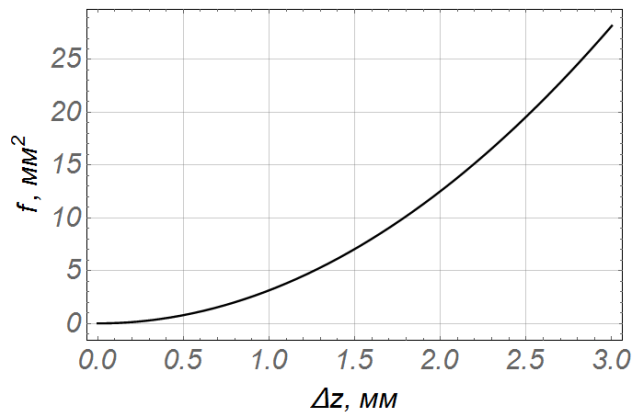
Використовуючи рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (2.28) та підставивши залежність (3.22) в рівняння об'ємної витрати рідини через гідравлічний розподільник (2.34 та 2.35), отримано залежність зміни рушійного зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр в початковий момент руху в залежності від зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника.

При цьому прийнято такі геометричні параметри золотника: $n = 4$; $b = 4,7 \text{ мм}$; $l = 3 \text{ мм}$. Золотник переміщується з нейтрального положення в робоче протягом часу $\Delta t = 0,25 \text{ с}$; переміщення золотника становить $\Delta z = 3 \text{ мм}$; максимальна утворена площа становить $f_{\text{max}} = 28,2 \text{ мм}^2$. Результати розрахунку зображено на рис. 3.9.



а) $U_i = 1,192 м$

б) $U_i = 1,1594 м$



в)

Рис. 3.9. Результати розрахунку: а) зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку з крайнього положення; б) зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку із середнього положення; в) зміна прохідної площі в золотниковій парі

Аналізуючи графік зусилля (рис. 3.9 а), видно, що при пуску гідравлічного циліндру із крайнього положення виникає рівномірне зростання зусилля протягом $\Delta t = 0,25$ с, та набуває максимального значення, яке становить $F = 181300$ Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру, максимальне значення розмаху яких становить $\Delta F = 16300$ Н, в період часу $\Delta t = 0,25 - 1,5$ с. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля становить 5%.

2) Розглянуто гідравлічний золотниковий розподільник, у якого на робочих кромках золотника радіально розміщені дросельні щілини у вигляді циліндричних виточок змінного перерізу по осі золотника та

кільцевою проточкою в корпусі (рис. 3.10) [17].

Зміна прохідної площі для даного конструктивного виконання дросельних щілин визначається наступною залежністю:

$$f = n \cdot \frac{r^2}{2} \cdot \left(2 \cdot \text{ArcCos} \left(\frac{r - \Delta z}{r} \right) - \text{Sin} \left(2 \cdot \text{ArcCos} \left(\frac{r - \Delta z}{r} \right) \right) \right), \quad (3.23)$$

де: n – кількість дросельних щілин; r – радіус дросельної щілини; Δz – переміщення золотника.

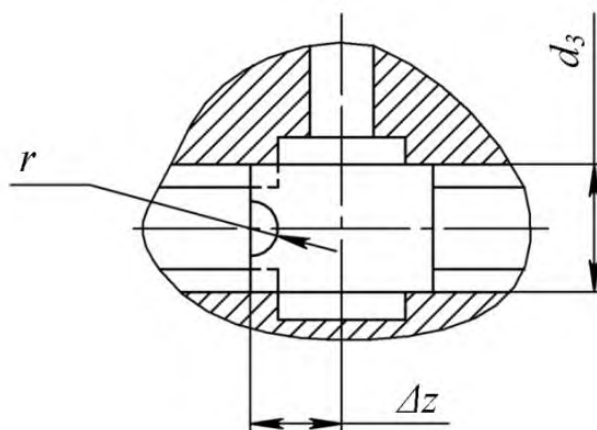


Рис. 3.10. Схема розміщення дросельних щілин на золотнику

Аналогічно до попереднього випадку, використовуючи рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (2.28) та підставивши залежність (3.23) в рівняння об'ємної витрати рідини через гідравлічний розподільник (2.34 та 2.35), отримано залежність зміни рушійного зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр в початковий момент руху в залежності від зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника.

При цьому прийнято такі геометричні параметри золотника: $n = 2$; $r = 3 \text{ мм}$. Золотник переміщується з нейтрального положення в робоче протягом часу $\Delta t = 0,25 \text{ с}$; переміщення золотника становить $\Delta z = 3 \text{ мм}$; максимальна утворена площа становить $f_{\text{max}} = 28,27 \text{ мм}^2$. Результати

розрахунку зображено на рис. 3.11.

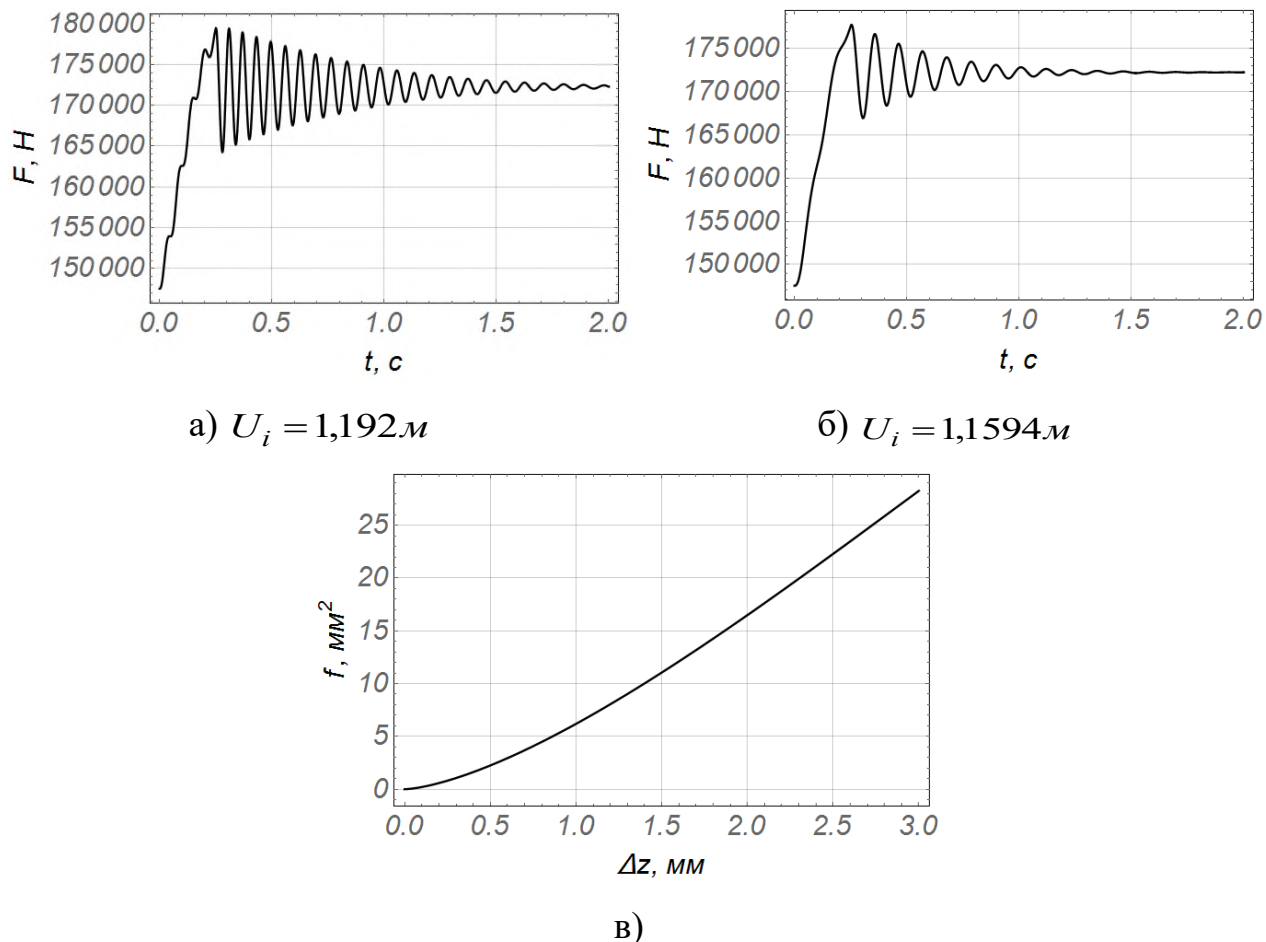


Рис. 3.11. Результати розрахунку: а) зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку з крайнього положення; б) зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку із середнього положення; в) зміна прохідної площі в золотниковій парі

Аналізуючи графік зусилля (рис. 3.11 а), видно, що при пуску гідравлічного циліндру із крайнього положення виникає нерівномірне зростання зусилля протягом $\Delta t = 0,25$ с, та набуває максимального значення, яке становить $F = 179800$ Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру, максимальне значення розмаху яких становить $\Delta F = 15700$ Н, в період часу $\Delta t = 0,25 - 2,0$ с. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля становить 4%.

При пуску гідравлічного циліндру із середнього положення (рис. 3.11 б) виникає нерівномірне зростання зусилля протягом $\Delta t = 0,25$ с, та набуває

максимального значення, яке становить $F = 178000$ Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру, максимальне значення розмаху яких становить $\Delta F = 11000$ Н, в період часу $\Delta t = 0,25 - 1,4$ с. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля становить 3%.

3) Розглянуто гідравлічний золотниковий розподільник, у якого на робочих кромках золотника радіально розміщені дросельні щілини у вигляді конусних виточок змінного перерізу по осі золотника та кільцевою проточкою в корпусі (рис. 3.12) [16].

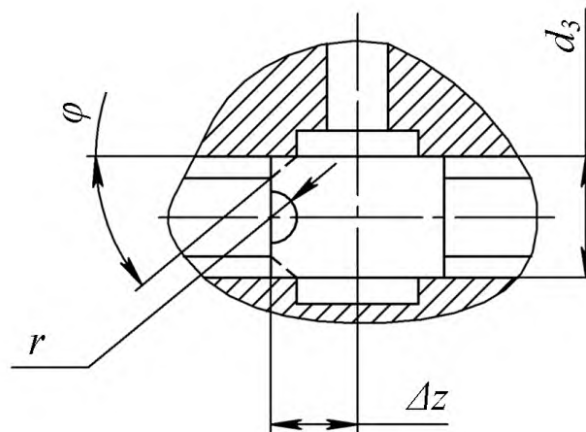


Рис. 3.12. Схема розміщення дросельних щілин на золотнику

Зміна прохідної площі для даного конструктивного виконання дросельних щілин визначається наступним чином:

$$f = n \cdot \frac{r^2}{2} \cdot \left(2 \cdot \text{ArcCos} \left(\frac{r - \Delta z}{r} \right) - \text{Sin} \left(2 \cdot \text{ArcCos} \left(\frac{r - \Delta z}{r} \right) \right) \right) \cdot \text{Sin}(\varphi). \quad (3.24)$$

де n – кількість дросельних щілин; r – радіус дросельної щілини; φ – кут утворення конусу; Δz – переміщення золотника.

Аналогічно, використовуючи рівняння руху штоку гідравлічного циліндра (2.28) та підставивши залежність (3.24) в рівняння об'ємної витрати рідини через дросель (2.34 та 2.35), отримано залежність зміни рушійного

зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр в початковий момент руху в залежності від зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника. При цьому прийнято такі геометричні параметри золотника: $n = 4$; $r = 3\text{мм}$; $\varphi = 30^\circ$. Золотник переміщується з нейтрального положення в робоче протягом $\Delta t = 0,25\text{с}$; переміщення золотника становить $\Delta z = 3\text{мм}$; максимальна утворена площа становить $f_{\text{max}} = 28,27\text{мм}^2$. Результати розрахунку зображено на рис. 3.13.

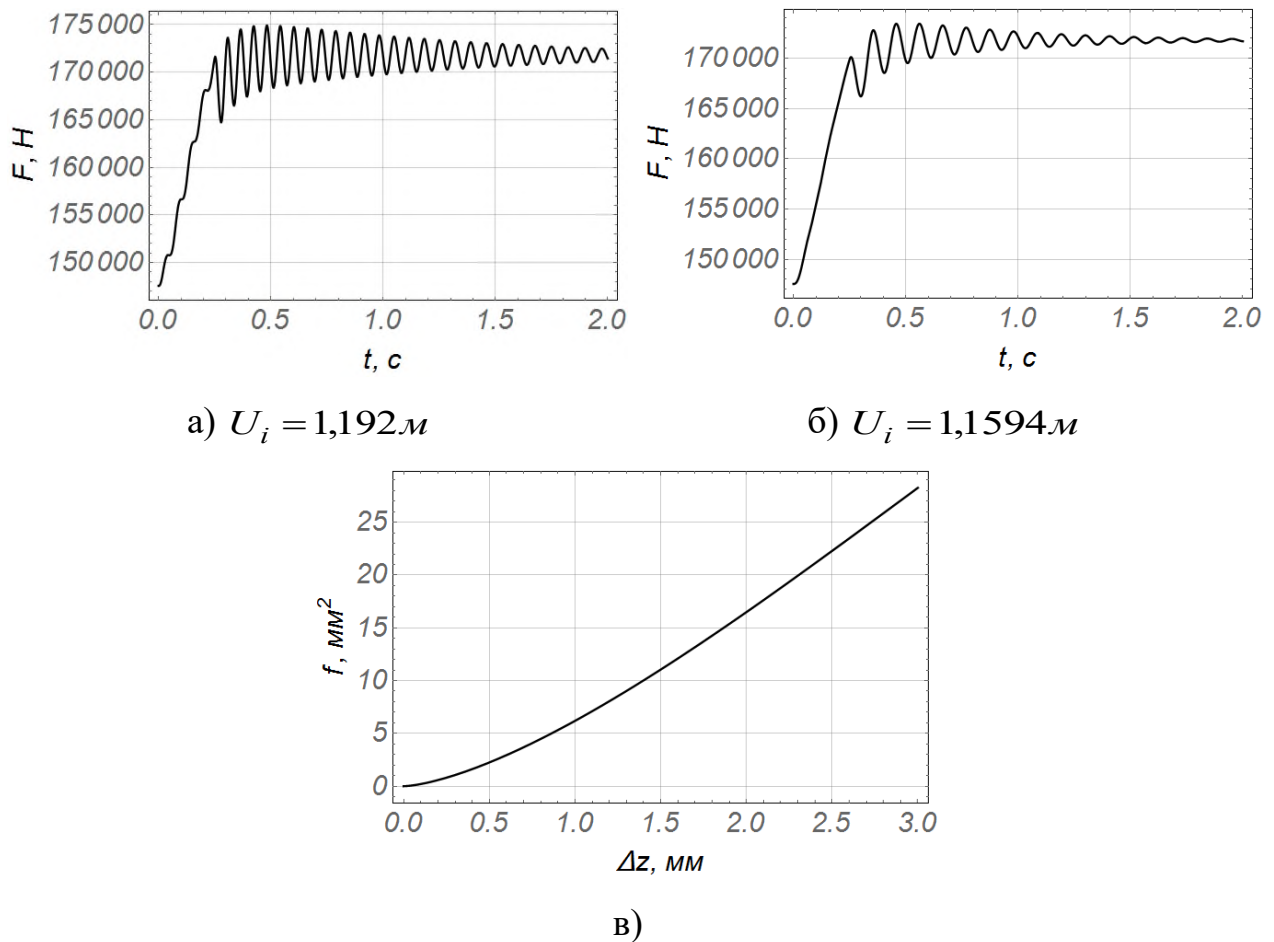


Рис. 3.13. Результати розрахунку: а) зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку з крайнього положення; б) зміна рушійного зусилля при переміщенні штоку із середнього положення; в) зміна прохідної площі в золотниковій парі

Аналізуючи графік зусилля (рис. 3.13 а), видно, що при пуску гідравлічного циліндру із крайнього положення виникає нерівномірне

зростання зусилля протягом $\Delta t = 0,25$ с, та набуває максимального значення, яке становить $F = 175000$ Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру, максимальне значення розмаху яких становить $\Delta F = 7000$ Н, в період часу $\Delta t = 0,25 - 2,0$ с. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля становить 1,4%.

При пуску гідравлічного циліндру із середнього положення (рис. 3.13 б) виникає нерівномірне зростання зусилля протягом $\Delta t = 0,25$ с, та набуває максимального значення, яке становить $F = 173500$ Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру, максимальне значення розмаху яких становить $\Delta F = 4000$ Н, в період часу $\Delta t = 0,25 - 1,7$ с. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля становить 1%.

Порівнявши між собою отримані результати конструктивного виконання утворених дросельних щілин, видно, що в усіх трьох випадках зміна прохідної площі приймає вигляд параболічної кривої, але з різними параметрами пропускної здатності робочої рідини в часі. Враховуючи отримані графічні залежності зображені на рис. 3.7, за яких можливо реалізувати оптимальний режим руху, для виготовлення золотника прийнято варіант, коли дросельні щілини виконані у вигляді конусних виточок змінного перерізу по осі золотника. Оскільки за таких геометричних параметрів дросельних щілин найбільше мінімізуються рушійні зусилля в початковий момент руху, то для даного типу золотника визначено коефіцієнт подібності зміни прохідної площі в золотниковій парі гідравлічного розподільника для експериментальної установки крана-маніпулятора:

$$K_f = \sqrt{\frac{K_A^3 \cdot K_U^2}{K_F}} = \sqrt{\frac{2,44^3 \cdot 1,58^2}{5,24}} = 2,63. \quad (3.25)$$

Прийнявши до уваги вищеописані припущення та розрахунки, було

виготовлено золотник із дросельними щілинами. На рис. 3.14 зображено конструктивно змінений золотник, за допомогою якого виконується керування механізмами приводу та надання ланкам стрілової системи умов оптимального режиму руху [178].



Рис. 3.14. Конструктивно змінений золотник

3.5. Вимірювально-реєструюче обладнання для отримання параметрів режимів руху ланок стрілової системи розробленої установки крана-маніпулятора

Під час переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за різних режимів руху в елементах металоконструкції та механізмах приводу виникають значні динамічні навантаження [19]. Визначення даних навантажень за різних режимів руху ланок стрілової системи надає можливість реально оцінити оптимальність роботи системи керування та виявити небажані недоліки, які можна попередити на етапі проектування металоконструкції стрілової системи та системи керування механізмами приводу.

При проведенні експериментальних досліджень характеристики режимів руху переміщення ланок стрілової системи, виготовленої фізичної моделі крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, застосовувалось

високоточне електронне обладнання. Схема розташування вимірювальних датчиків на фізичній моделі крана-маніпулятора з гідравлічним приводом наведено на рис. 3.15 [19].

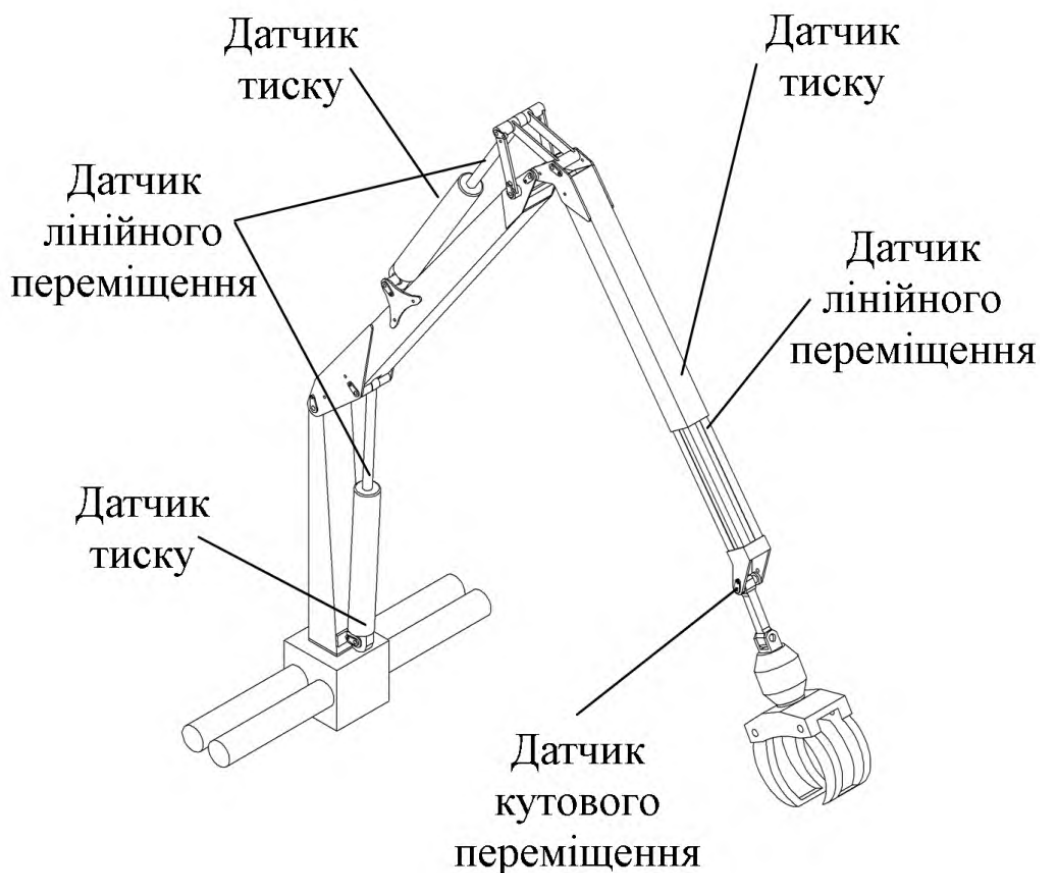


Рис. 3.15. Схема розташування вимірювальних датчиків на фізичній моделі крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Для визначення характеристик тиску та відповідно зусиль, які розвивають гідравлічні циліндри використано три однакові тензометричні датчики тиску марки BOSCH 0 281 002 522. Характеристика датчиків тиску та приєднувальні розміри наведені в додатку В.5. Датчики тиску вмонтовані в напірну гідравлічну лінію через виготовлені різьбові адаптери. Розміщення датчиків тиску на фізичній моделі зображено на рис. 3.16.

Попередньо датчики тиску від таровані заводом виробником, проте вони були перевірені за допомогою еталонного аналогового манометра. В подальшому еталонний манометр був вмонтований в гідравлічну лінію

високого тиску для проведення візуального контролю створеного тиску робочої рідини.



а)



б)



в)

Рис. 3.16. Розміщення датчиків тиску на фізичній моделі: а) датчик вимірювання тиску в гідравлічному циліндрі приводу стріли; б) датчик вимірювання тиску в гідравлічному циліндрі приводу рукояті; в) датчик вимірювання тиску в гідравлічному циліндрі приводу телескопічної секції

На рис 3.17 зображена побудована характеристика датчика тиску за

даними знятими з еталонного манометра. Характеристика розраховувалась за наступною залежністю:

$$P = \frac{1,25 \cdot P_n \cdot (U - 0,1 \cdot U_v)}{U_v}, \quad (3.26)$$

де P_n – номінальний тиск вимірювання; U – напруга вихідного сигналу; U_v – напруга живлення датчика.

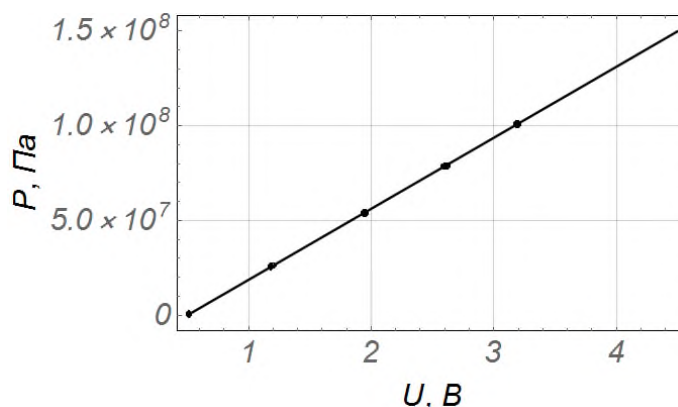


Рис. 3.17. Тарувальна характеристика датчика тиску BOSCH 0 281 002 522

Для визначення положень та переміщень штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли рукояті та телескопічної секції використано аналоговий резистивний датчик СП5-39А. Характеристики датчика переміщення наведені в додатку В.5. таблиця В.4 [164]. Датчик СП5-39А має обмежену кількість обертів (10,5 повних обертів). Тому для зняття характеристик переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли та рукояті на ротор датчика було виготовлено колесо діаметром $d = 11,323 \text{ мм}$, що відповідає переміщенню штока на 320 мм при 9 повних обертах датчика. А для гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції $d = 17,692 \text{ мм}$, що відповідає переміщенню штока на 500 мм при 9 повних обертах датчика. Датчики встановлено безпосередньо на шток гідравлічного циліндру приводу стріли (рис. 3.18 а) та шток гідравлічного циліндру приводу рукояті (рис. 3.18 б). Для визначення положення та переміщення штоку гідравлічного

циліндру приводу телескопічної секції датчик встановлено безпосередньо на вихідну ланку телескопічної секції (рис. 3.18 в).



а)



б)



в)

Рис. 3.18. Розміщення датчиків лінійного переміщення на фізичній моделі: а) датчик переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли; б) датчик переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті; в) датчик переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу телескопічної секції

Тарування датчиків виконувалось безпосередньо на експериментальній установці при початкових проміжних та кінцевих положеннях штоків гідравлічних циліндрів. Тарувальні характеристики датчиків зображені на рис. 3.19 [20].

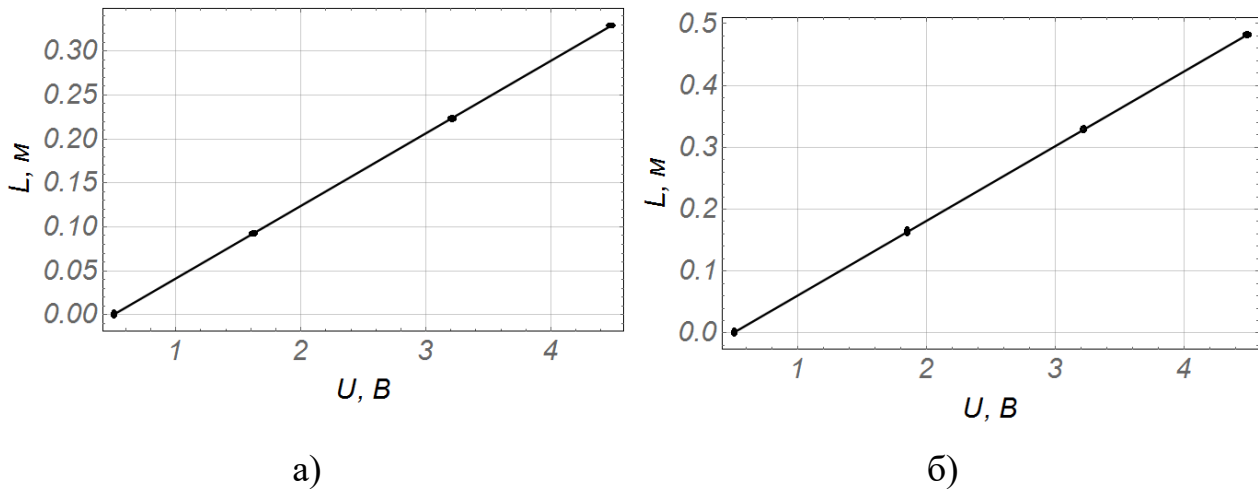


Рис. 3.19. Тарувальна характеристика датчика лінійного переміщення СП5-39А: а) переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли та рукояті; б) переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції

Характеристика датчику лінійного переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли та рукояті розраховувалась за наступною залежністю:

$$L = \frac{1,291 \cdot L_n \cdot (U - 0,1 \cdot U_v)}{U_v}, \quad (3.27)$$

де L_n – номінальний довжина вимірювання; U – напруга вихідного сигналу; U_v – напруга живлення датчика.

А залежність характеристики датчика лінійного переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу телескопічної секції має наступний вигляд:

$$L = \frac{1,2072 \cdot L_n \cdot (U - 0,1 \cdot U_v)}{U_v}. \quad (3.28)$$

При переміщенні ланок стрілової системи виникає коливання вантажу, який закріплений на жорсткому шарнірному підвісі на кінці стрілової системи. Кріплення вантажу виконано таким чином, що вантаж може здійснювати коливання тільки в площині зміни вильоту. Тому для відслідковування величини кута відхилення вантажу від вертикалі використано аналоговий резистивний датчик кутового переміщення DDR RFT 5KTGL39x28/2,5W. Корпус датчика нерухомо закріплений на кінці телескопічної секції співвісно шарнірного кріплення вантажу, а рухомий ротор датчика з'єднано з вантажем через жорстку штангу (рис. 3.20). Отже, при жорсткому зв'язку ротора датчика та вантажу, при відхиленні останнього, буде провертатись ротор датчика, тим самим змінюючи вихідну напругу.

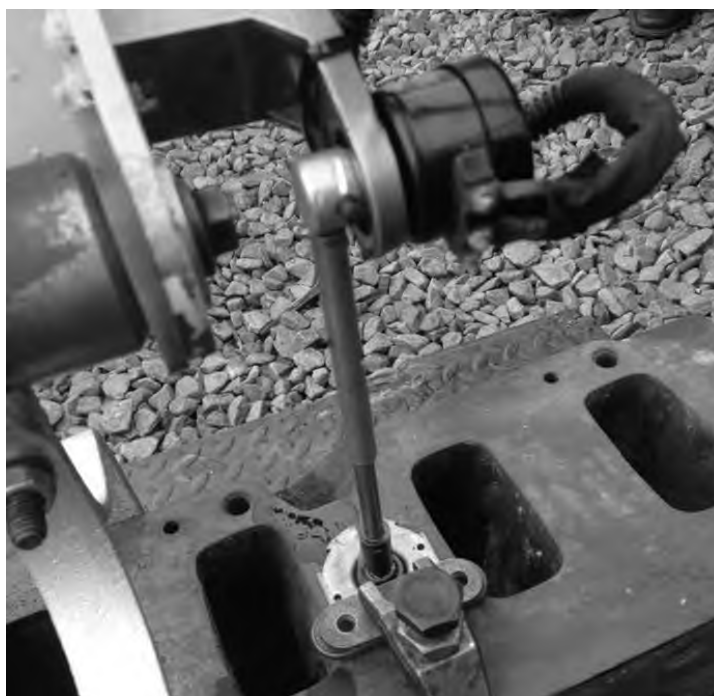


Рис. 3.20. Розміщення датчика вимірювання кутового відхилення вантажу на фізичній моделі крана-маніпулятора

Тарування датчика виконувалось за допомогою кутоміра УН-127 з ціною поділки 2'. Характеристика датчику кутового відхилення вантажу від вертикалі визначалась за наступною залежністю

$$\nu = \frac{1,291 \cdot \nu_n \cdot (U - 0,1 \cdot U_v)}{U_v}, \quad (3.29)$$

де ν_n – номінальний кут вимірювання; U – напруга вихідного сигналу; U_v – напруга живлення датчика.

Тарувальна характеристика датчика кутового відхилення представлена на рис. 3.21.

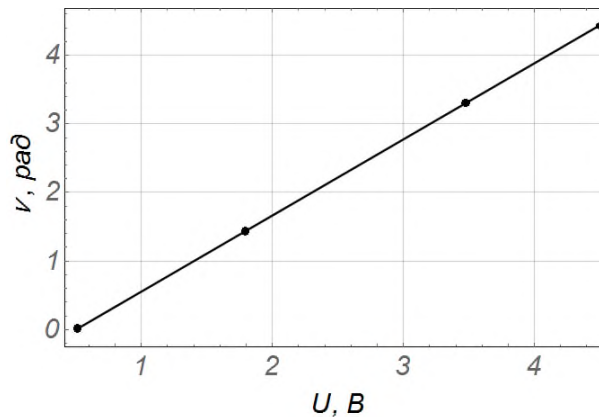


Рис. 3.21. Тарувальна характеристика датчика кутового відхилення вантажу від вертикалі

Живлення встановлених датчиків виконується від джерела постійного струму ємністю 100 Ah та номінальною напругою 12 В. Наступна стабілізація вихідної напруги виконується за допомогою лінійного стабілізатора 142ЕН5А із фіксованою напругою 5 В та похибкою стабілізації напруги 0,05%.

Для отримання аналогових сигналів з датчиків застосовано мікросхему збору даних m-DAQ14, «ХОЛИТ™ Дэйта Системс», яка була під'єднана через USB 2.0 High Speed інтерфейс до персонального комп'ютера HP Elite Book 8440p із встановленим програмним забезпеченням. Мікросхема збору даних була налаштована таким чином, що збір даних виконувався через кожні 0,012 с. В процесі проведення експериментальних досліджень отримані числові дані вимірювання з датчиків, оброблені мікросхемою збору даних,

передавались на персональний комп'ютер та зберігались в ньому у форматі «txt» документа для їх подальшої обробки [20] [178].

3.6. Планування експериментальних досліджень для отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора за реального та оптимального режимів руху

При проведенні експериментальних досліджень проводились дослідження, як окремих рухів, так і поєднання двох рухів одночасно, але лише за режиму підйому стріли, розгортання рукояті та зменшення вильоту телескопічної секції.

Експериментальні дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи експериментальної установки крана-маніпулятора були проведені в два етапи:

- на першому етапі проводились дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи за реального режиму руху;
- на другому етапі проводились дослідження динаміки переміщення ланок стрілової системи за оптимального режиму руху.

Керування рухом штоків гідравлічних циліндрів виконувалось вручну за допомогою шестисекційного гідравлічного золотникового розподільника. Прийнято, що золотники переміщуються ривком одразу на повну величину переміщення.

В перших трьох секціях гідравлічного розподільника було встановлено заводські золотники для реалізації реального режиму руху. В наступних трьох секціях встановлено конструктивно змінені золотники для реалізації оптимального режиму руху.

На першому етапі експериментальних досліджень для реалізації реального режиму руху до перших трьох секцій із заводськими золотниками було підключено через рукава високого тиску гідравлічні циліндри приводу

стріли, рукояті та телескопічної секції, а на секції з конструктивно зміненими золотниками було встановлено заглушки.

На другому етапі експериментальних досліджень для реалізації оптимального режиму руху рукава високого тиску були пере підключені з перших трьох секцій до наступних трьох секцій із встановленими конструктивно зміненими золотниками, а на секції із заводськими золотниками було встановлено заглушки.

Перед початком проведення експериментальних досліджень за допомогою окремо встановлених дроселів було відрегульовано лінійну швидкість переміщення штоків гідравлічних циліндрів та відповідно кутову швидкість ланок стрілової системи, яка приймалась однаковою як для реального режиму руху, так і оптимального.

Кожен із етапів містить в собі декілька підпунктів. На кожному із пунктів проводились досліди по 5 серій кожний. При проведенні експериментальних досліджень, як за реального, так і оптимального режимів руху досліджувались такі окремі рухи та їх комбінації:

1). Підйом лише стріли.

Початок руху починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли $U_1 = 0,66м$, що відповідає кутовій координаті положення стріли $\alpha = -0,25rad$. При цьому положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті дорівнювало $U_2 = 0,68м$ що відповідає кутовій координаті положення рукояті $\beta = -0,25rad$. При цьому виліт телескопічної секції дорівнював $U_3 = 0м$;

2). Розгортання лише рукояті.

Початок руху починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті $U_2 = 0,89м$, що відповідає кутовій координаті положення рукояті $\beta = -1,17rad$. При цьому положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли дорівнювало $U_1 = 0,84м$, що відповідає кутовій координаті

положення стріли $\alpha = 0,41 \text{rad}$. При цьому виліт телескопічної секції дорівнював $U_v = 0,4 \text{м}$;

3). Поєднання рухів одночасного підйому стріли та розгортання рукояті.

Початок руху стріли починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли $U_1 = 0,73 \text{м}$, що відповідає кутовій координаті положення стріли $\alpha = 0,01 \text{rad}$. А початок руху рукояті починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті $U_2 = 0,81 \text{м}$, що відповідає кутовій координаті положення рукояті $\beta = -0,79 \text{rad}$. При цьому виліт телескопічної секції дорівнював $U_3 = 0 \text{м}$;

4). Поєднання рухів одночасного підйому стріли та зменшення вильоту телескопічної секції.

Початок руху стріли починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли $U_1 = 0,73 \text{м}$, що відповідає кутовій координаті положення стріли $\alpha = 0 \text{rad}$. А початок руху телескопічної секції починався із положення вильоту телескопічної секції який дорівнював $U_3 = 0,5 \text{м}$. При цьому положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті дорівнювало $U_2 = 0,7 \text{м}$ що відповідає кутовій координаті положення рукояті $\beta = 0 \text{rad}$;

5). Поєднання рухів одночасного розгортання рукояті та зменшення вильоту телескопічної секції.

Початок руху рукояті починався із положення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті $U_2 = 0,89 \text{м}$, що відповідає кутовій координаті положення рукояті $\beta = -1,04 \text{rad}$. А початок руху телескопічної секції починався із положення, яке дорівнює $U_3 = 0,5 \text{м}$. При цьому положення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли дорівнювало $U_1 = 0,88 \text{м}$, що відповідає кутовій координаті положення стріли $\alpha = 0,55 \text{rad}$.

При проведенні всіх експериментальних досліджень маса вантажу та довжина жорсткого шарнірного підвісу були незмінними та відповідно становили 50 кг та 0,3 м [178].

3.7. Методика обробки експериментальних даних

Зібраний масив експериментальних даних був оброблений за допомогою прикладної програми Wolfram Mathematica.

При проведенні експериментальних досліджень отримано дані положення та переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу стріли, рукояті та телескопічної секції. Знаючи геометричні параметри приєднання гідравлічних циліндрів та ланок стрілової системи, вдалося визначити кутові координати положення ланок стрілової системи. Використання датчиків вимірювання тиску дало можливість отримати характеристику зміни тиску в камерах гідравлічних циліндрів в певні моменти часу, та відповідно визначити зусилля які розвивають гідравлічні циліндри протягом часу переміщення ланок стрілової системи.

При проведенні динамічного аналізу параметрами режиму руху вихідних ланок механізмів приводу та ланок стрілової системи є не тільки їх положення та переміщення в часі, але й швидкість переміщення та прискорення. Тому виникає необхідність визначити з переміщення ланок швидкість та прискорення. Для отримання значення швидкості проводилось диференціювання даних переміщення за часом. Подальше диференціювання отриманих даних швидкості за часом дозволяє отримати дані прискорення [178].

Висновки до третього розділу

1. Розроблено програму проведення експериментальних досліджень для отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та шарнірно закріпленим вантажем на жорсткому підвісі за реальним та оптимальним режимами руху та порівняння їх з результатами, отриманими теоретичним шляхом.

2. Визначено параметри та коефіцієнти подібності геометричних, масових та силових параметрів для виготовлення фізичної моделі крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.

3. З врахуванням коефіцієнтів подібності спроектовано експериментальну установку крана-маніпулятора з гідравлічним приводом. Виконано підбір стандартизованих елементів які входять в конструкцію експериментальної установки.

4. Виготовлено фізичну модель крана-маніпулятора з гідравлічним приводом для проведення повноцінних експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи за різноманітних режимів руху.

5. Розроблено систему керування гідравлічними привідними механізмами. Спроектовано та виготовлено золотник з дросельними щілинами для гідравлічного розподільника, який дає можливість реалізувати оптимальний закон руху штоків гідравлічних циліндрів приводу ланок стрілової системи крана-маніпулятора.

6. Підібрано та змонтовано для збору експериментальних даних високоточне вимірювальне та реєструюче обладнання, яке дає можливість здійснити безперервний збір даних про положення та переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу ланок стрілової системи в часі, тиск в камерах гідравлічних циліндрів та кут відхилення вантажу від вертикалі [178].

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Переміщення стрілової системи за роботи гідравлічного циліндра привода стріли

Робота гідравлічного циліндра складається з розгону, сталого руху та гальмування. Розгін та гальмування виконується за допомогою ручного перемикачання золотника з нейтрального положення в робоче при розгоні, та навпаки при гальмуванні. При цьому розглянуто випадок коли золотник переміщується ривком на повний робочий хід [20].

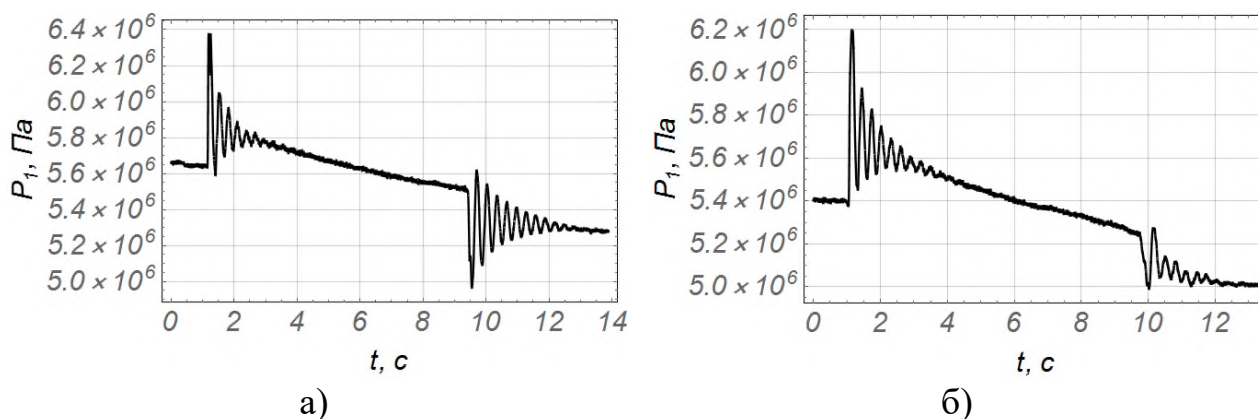


Рис. 4.1. Графік тиску в гідравлічному циліндрі привода стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

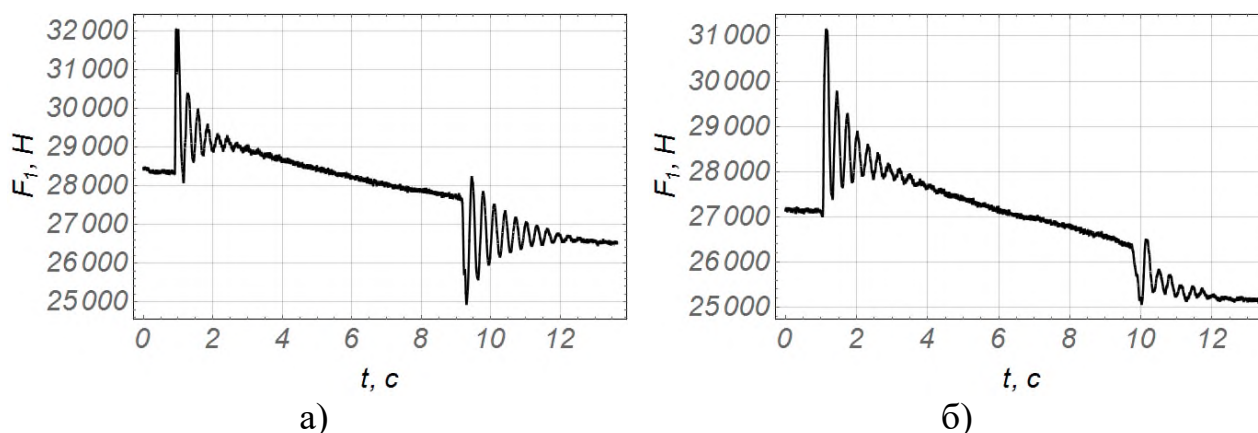


Рис. 4.2. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр привода стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік тиску (рис. 4.1 а) та графік зусилля (рис. 4.2 а), видно, що при пуску стріли із використанням заводських золотників виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, які становлять: $P_1 = 6,4 \cdot 10^6$ Па та $F_1 = 32153$ Н. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та зусилля, розмах яких становить $\Delta P_1 = 8 \cdot 10^5$ Па та $\Delta F_1 = 4019$ Н, протягом 3 с.

При гальмуванні розмах коливання тиску та зусилля становить: $\Delta P_1 = 7 \cdot 10^5$ та $\Delta F_1 = 3467$ Н, протягом часу 3,5 с. Різниця між розмахом значення зусилля при старті та гальмуванні становить 14%. Така незначна різниця між зусиллями на початку руху та при гальмуванні викликає небажані коливання металоконструкції та вантажу в площині зміни вильоту стрілової системи.

Із графіків (рис. 4.1 б та 4.2 б) видно, що при пуску стріли із використанням конструктивно змінених золотників аналогічно виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, які становлять: $P_1 = 6,2 \cdot 10^6$ Па та $F_1 = 31148$ Н, протягом 3,5 с. При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та зусилля, розмах яких становить $\Delta P_1 = 8 \cdot 10^5$ Па та $\Delta F_1 = 4019$ Н, протягом 3,5 с.

При гальмуванні спостерігається незначне коливання тиску та зусилля, розмах яких становить $\Delta P_1 = 2,5 \cdot 10^5$ та $\Delta F_1 = 1256$ Н, протягом 2,5 с. Різниця між розмахом значення зусилля при старті та гальмуванні становить 69%.

При порівнянні між собою обох режимів руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників різниця між значеннями зусиль при гальмуванні менша на 64%, при цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 29%.

Шляхом диференціювання за часом переміщення штока гідравлічного циліндра (рис. 4.3), отримано графіки швидкості його переміщення (рис. 4.4).

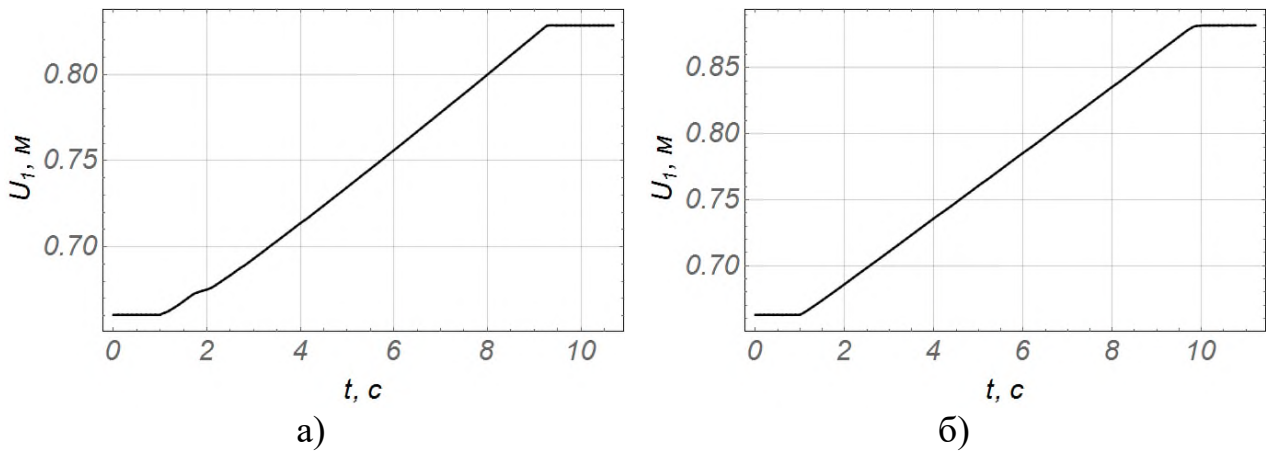


Рис. 4.3. Графік переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли:
 а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

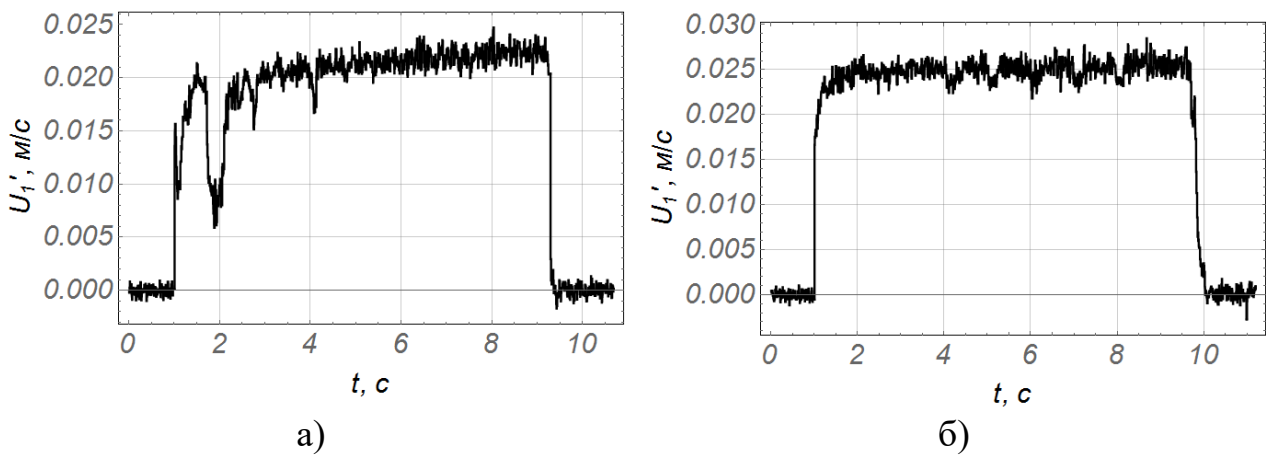


Рис. 4.4. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра
 приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

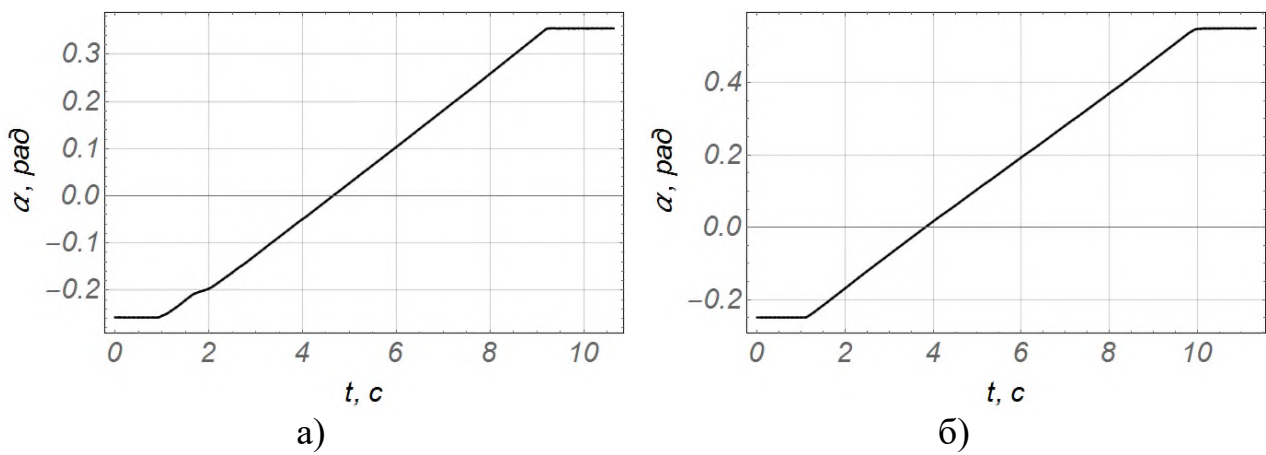


Рис. 4.5. Графік кутового переміщення стріли: а) заводський золотник; б)
 конструктивно змінений золотник

Згідно геометричних параметрів приєднання ланок стрілової системи та механізмів приводу розраховано кутове переміщення стріли (рис. 4.5). Аналогічно, диференціюючи кутове переміщення стріли по часу розраховано кутову швидкість її переміщення (рис. 4.6).

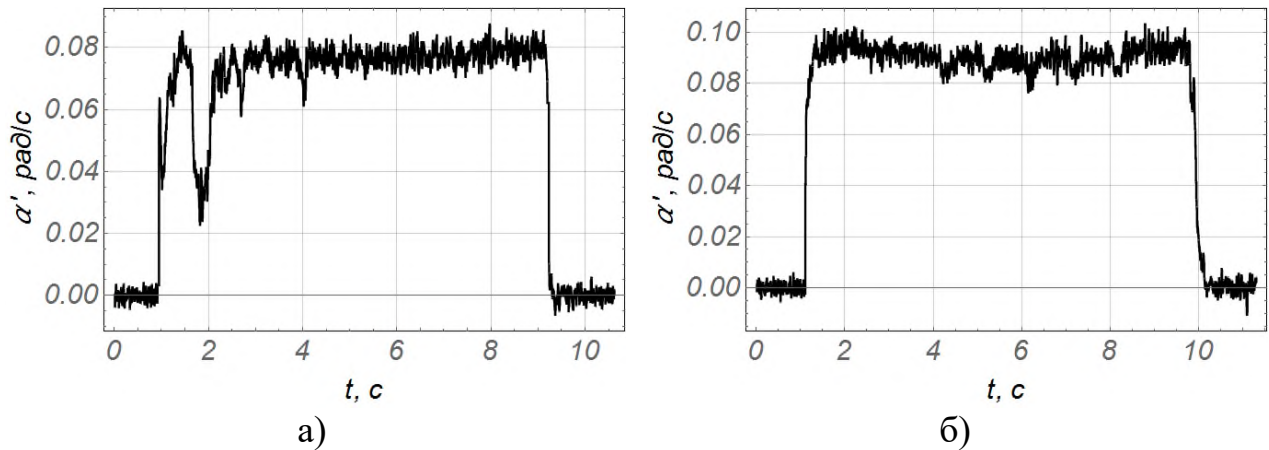


Рис. 4.6. Графік кутової швидкості переміщення стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналіз графіків швидкості (рис. 4.4 а та рис. 4.6) показав, що при застосуванні заводських золотників в момент розгону та виходу на усталений рух виникають коливання швидкості. Це викликано високим значенням розмаху зусилля в початковий момент переміщення вихідної ланки механізму приводу та відповідно коливаннями металоконструкції стрілової системи та вантажу. Середня швидкість усталеного руху штока гідравлічного циліндра становить 0,023 м/с. При використанні конструктивно змінених золотників зростання швидкості переміщення штока гідравлічного циліндра (рис. 4.4. б) та відповідно кутова швидкість переміщення стріли (рис. 4.6 б) відбувається плавно без явних динамічних навантажень. Швидкість усталеного руху штока гідравлічного циліндра становить 0,024 м/с.

Із графіку кутового відхилення вантажу (рис 4.7) видно, що для обох випадків режимів руху, під час розгону стрілової системи виникає відхилення вантажу від вертикалі, яке, в свою чергу, при гальмуванні перетворюється у коливання.

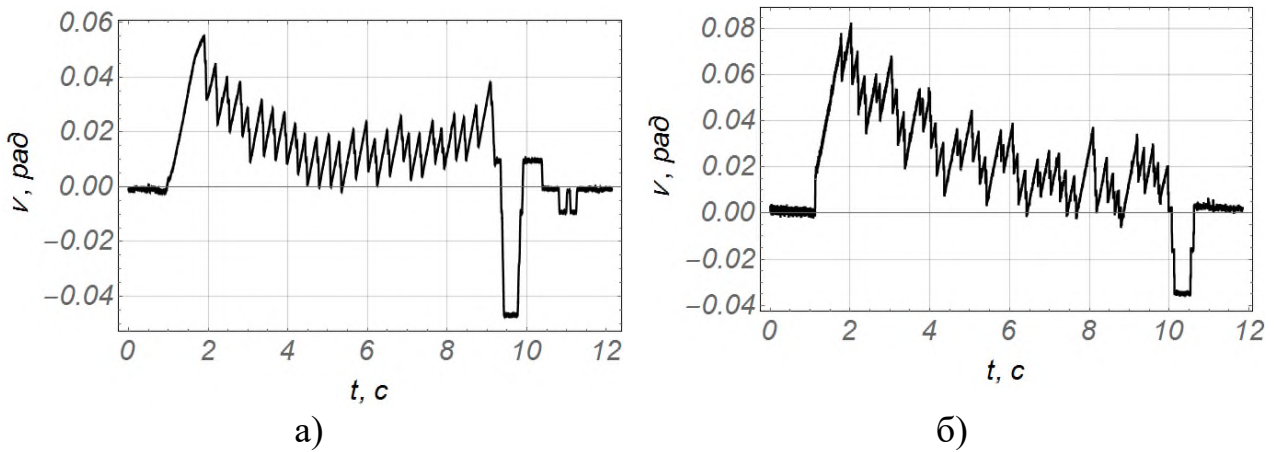


Рис. 4.7. Графік кутового відхилення вантажу: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Для режиму руху стріли із застосуванням заводського золотника (рис. 4.7 а) відхилення вантажу на початку руху становить $\nu = 0,055$ рад. При гальмуванні максимальний розмах коливань становить $\Delta\nu = 0,087$ рад, на протязі 2,25 с. Для режиму руху стріли із застосуванням конструктивно зміненого золотника (рис. 4.7 б) відхилення вантажу на початку руху становить $\nu = 0,08$ рад. При гальмуванні максимальний розмах коливань становить $\Delta\nu = 0,055$ рад, протягом 0,7 с. Порівнюючи між собою обидва режими, можна відмітити, що відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 45,5% збільшилось, а під час гальмування розмах коливань зменшився на 37% при цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 69%. Зменшення часу коливань вантажу при гальмуванні несе позитивний характер та дає можливість скоротити час позиціонування вантажу.

За результатами експериментальних досліджень переміщення стрілової системи за роботи тільки гідравлічного циліндра приводу стріли визначено енергетичну ефективність за режимами руху із використанням заводського та конструктивно зміненого золотників (рис. 4.8). Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем (рис. 4.8 а), виявлено, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво та в

подальшому супроводжується відхиленнями від номінального значення. Максимальне відхилення становить 450 Вт.

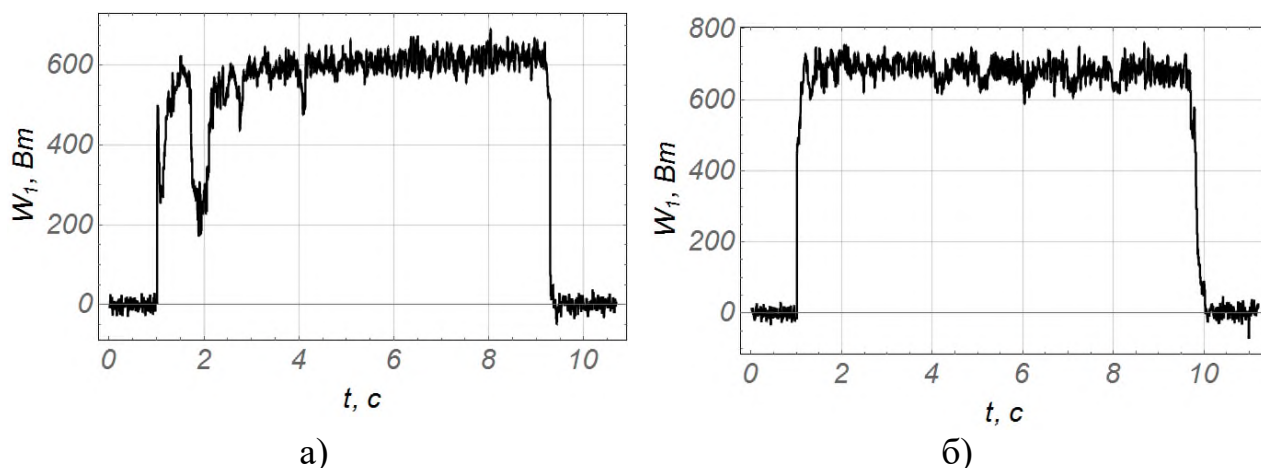


Рис. 4.8. Графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем (рис. 4.8 б), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем відхилення потужності від номінального значення є незначними [178].

4.2. Переміщення стрілової системи за роботи гідравлічного циліндра привода рукояті

Аналогічно до попередніх досліджень проведено серію експериментальних досліджень за умови нерухомого стану стріли та телескопічної секції, а переміщення лише рукояті із закріпленим на жорсткому шарнірному підвісі вантажем на кінці стрілової системи вантажем. При цьому вантаж може здійснювати коливання лише в площині зміни вильоту. Результати експериментального дослідження режимів руху рукояті з використанням заводського та конструктивно зміненого золотників наведено в графічному вигляді на рис. 4.9 – рис. 4.16.

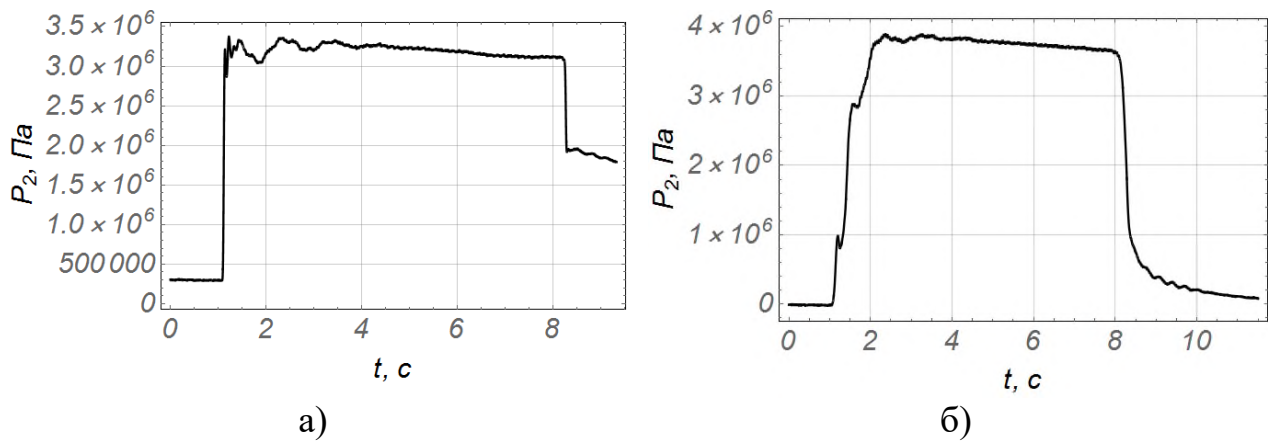


Рис. 4.9. Графік тиску в гідравлічному циліндрі приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

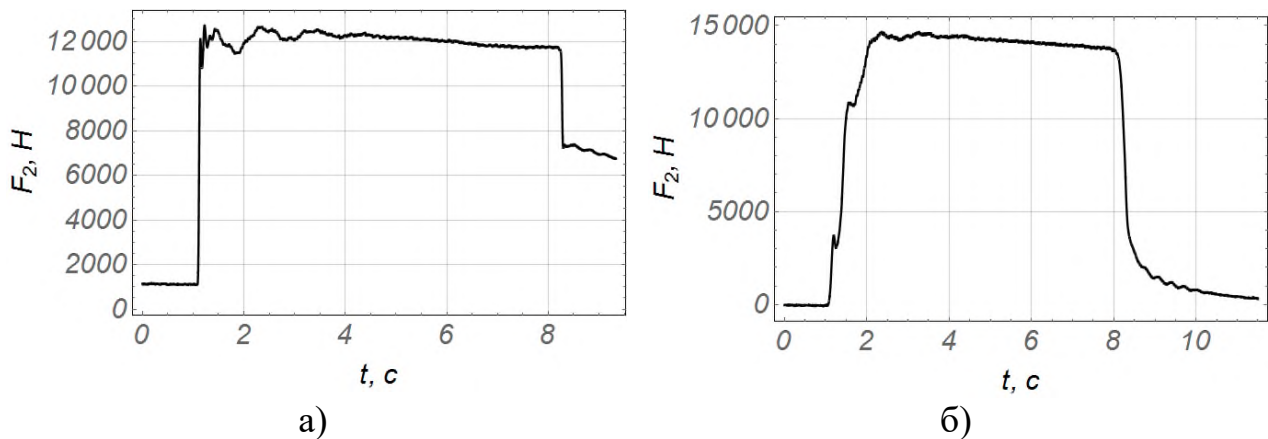


Рис. 4.10. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік тиску (рис. 4.9 а) та графік зусилля (рис. 4.10 а), видно, що при пуску стріли із використанням заводських золотників виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, максимальне значення яких становить: $P_2 = 3,4 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 12811$ Н. При подальшому переміщенні, на проміжку часу від 1 с до 4,5 с, спостерігаються коливання тиску та зусилля затухаючого характеру. При гальмуванні значення тиску та зусилля миттєво спадає, що, в свою чергу, призводить до виникнення відхилення вантажу від вертикалі, яке в подальшому супроводжується коливаннями.

Із графіків (рис. 4.9 б та 4.10 б) видно, що при пуску стріли із використанням конструктивно змінених золотників зростання тиску та

зусилля відбувається плавно, але супроводжується незначними коливаннями в перехідний період руху. Значення тиску при виході на усталений рух дорівнює $P_2 = 3,9 \cdot 10^6$ Па, при цьому гідравлічний циліндр розвиває зусилля $F_2 = 14695$ Н. При подальшому переміщенні штоку при усталеному русі спостерігаються незначні коливання, які викликані коливаннями вантажу закріпленого на кінці стрілової системи (рис. 4.15 б). При гальмуванні значення тиску та зусилля зменшується плавно, що, в свою чергу, призводить до зменшення значення відхилення вантажу від вертикалі та відповідно, зменшення тривалості його коливань на жорсткому шарнірному підвісі.

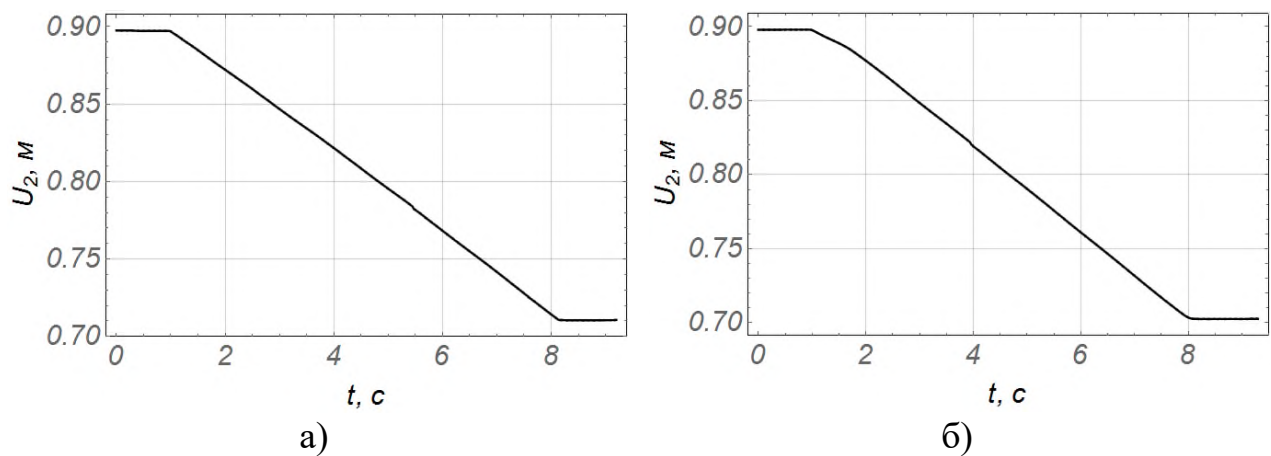


Рис. 4.11. Графік переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

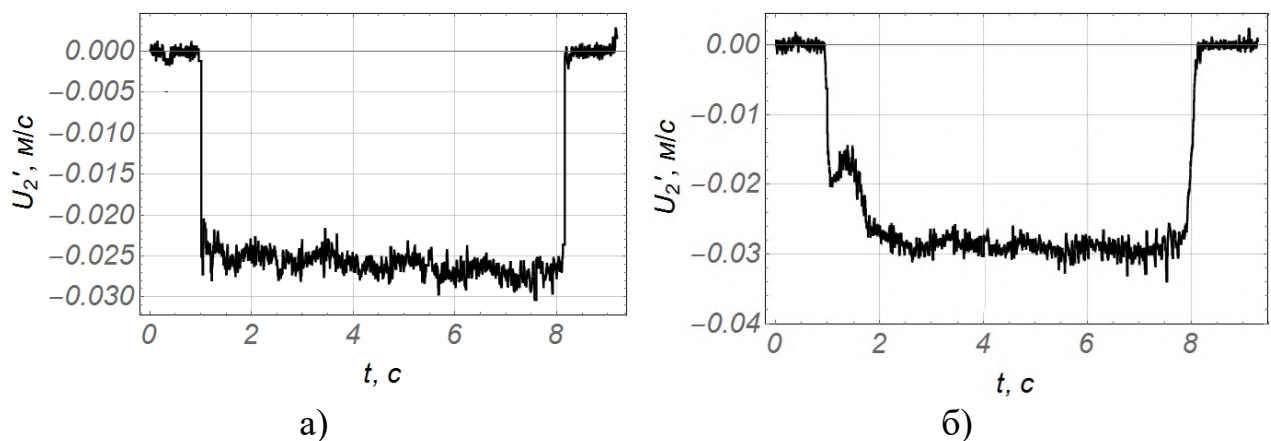


Рис. 4.12. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

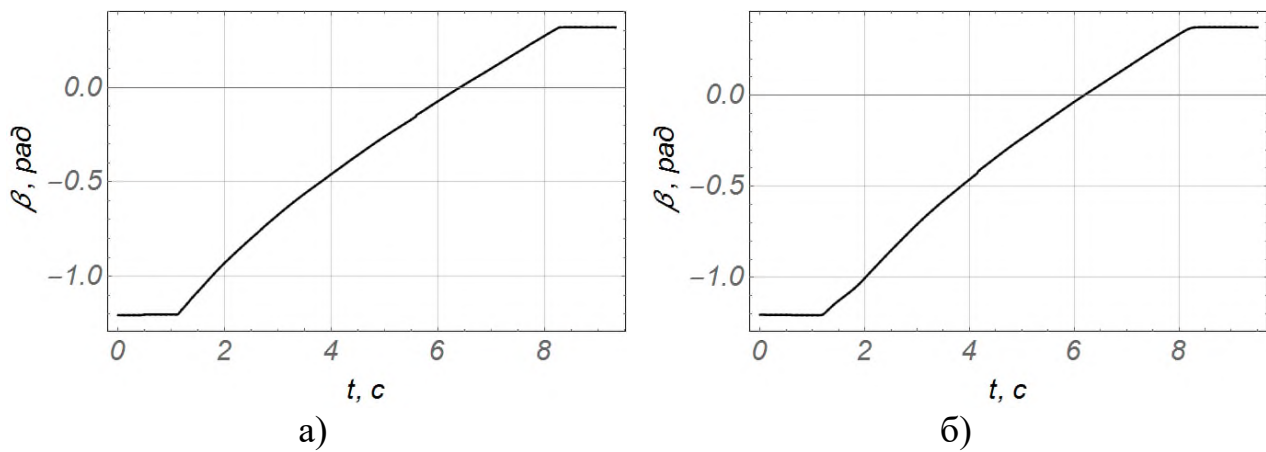


Рис. 4.13. Графік кутового переміщення рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

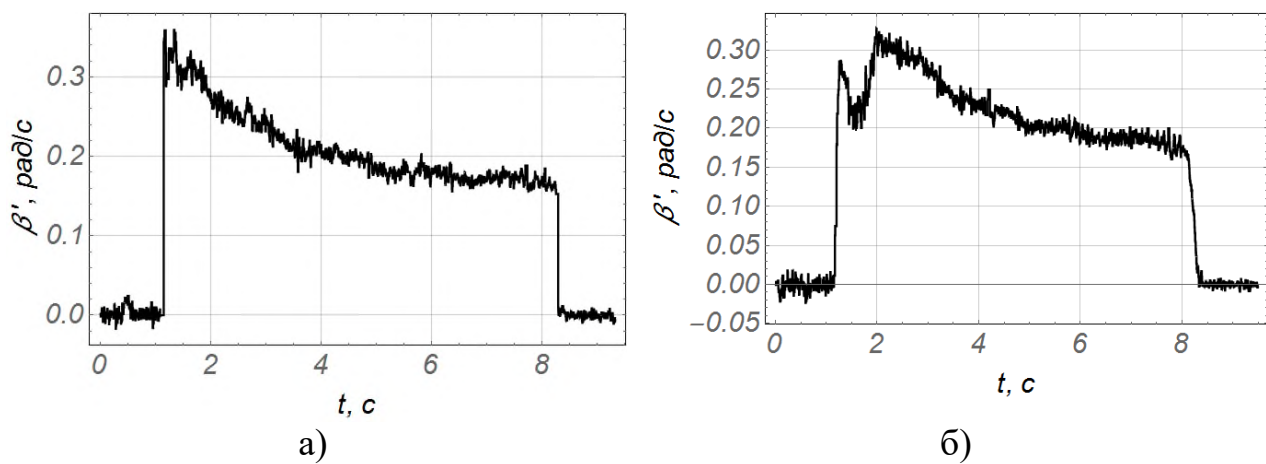


Рис. 4.14. Графік кутової швидкості переміщення рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Із графіків (рис. 4.12 а та рис. 4.14 а) видно, що при застосуванні заводських золотників розгін відбувається миттєво. При подальшому переміщенні виражено відхилення швидкості від номінального значення, які зумовлені коливаннями металоконструкції стрілової системи та вантажу. Середня швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндра становить 0,026 м/с.

При використанні конструктивно змінених золотників (рис. 4.12. б та рис. 4.14 б) розгін відбувається плавно, але з невеликим провалом на проміжку від 0,8 до 1,5 с, що зумовлено відхиленням вантажу, яке співпадає з

напрямок переміщення рукояті (рис. 4.15 б). Швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндру становить 0,029 м/с.

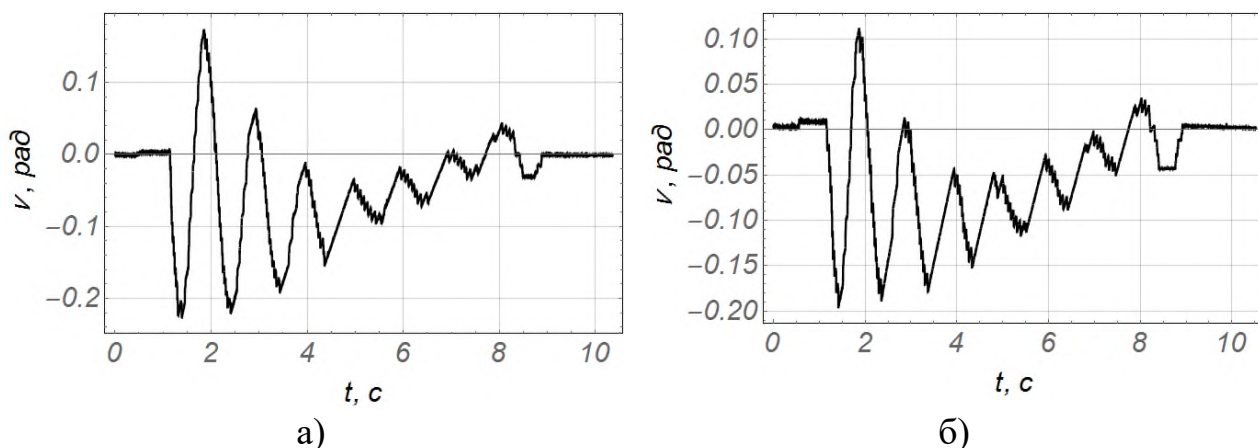


Рис. 4.15. Графік кутового відхилення вантажу: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізом графіків кутового відхилення вантажу (рис. 4.15) встановлено, що для обох випадків режимів руху під час розгону стрілової системи виникає знакозмінне відхилення вантажу від вертикалі затухаючого характеру. Для режиму руху стріли із застосуванням заводського золотника (рис. 4.15 а) значення розмаху відхилення вантажу на початку руху становить $\Delta \nu = 0,4$ рад. Під час гальмування спостерігаються коливання знакозмінного характеру протягом 1 с, розмах яких дорівнює $\Delta \nu = 0,07$ рад.

Для режиму руху стріли із застосуванням конструктивно зміненого золотника (рис. 4.15 б) значення розмаху відхилення вантажу на початку руху становить $\Delta \nu = 0,31$ рад. В момент гальмування виникають коливання вантажу закріпленого на жорсткому шарнірному підвісі знакозмінного характеру протягом 1 с, розмах яких дорівнює $\Delta \nu = 0,07$ рад.

Порівнюючи між собою обидва режими, можна відмітити, що розмах відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 23% зменшився.

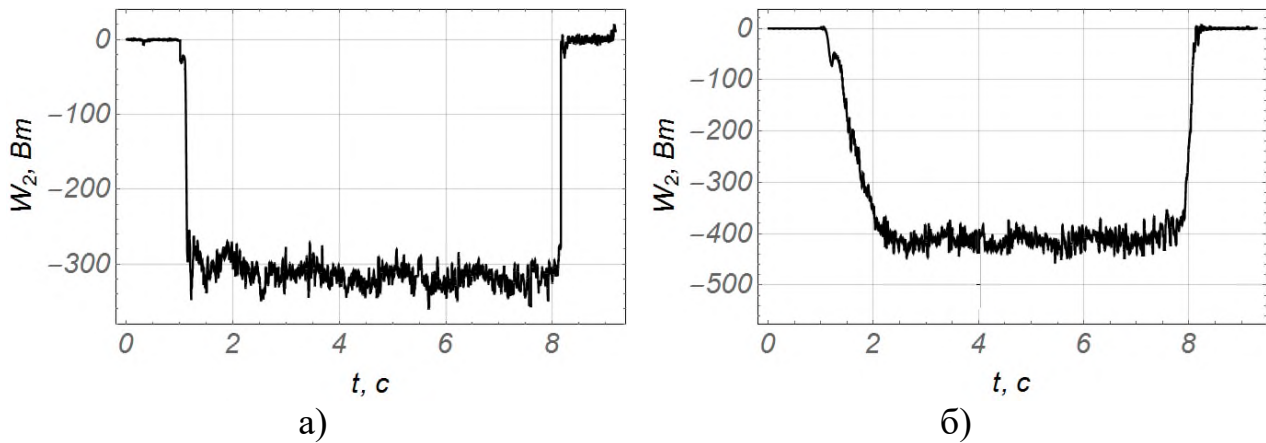


Рис. 4.16. Графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем:
а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем (рис. 4.16 а), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво та в подальшому супроводжується незначними відхиленнями від номінального значення. Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем (рис. 4.16 б), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається плавно. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем відхилення потужності від номінального значення є незначними [178].

4.3. Переміщення стрілової системи за одночасної роботи гідравлічних циліндрів привода стріли та рукояті

Для підвищення продуктивності при виконанні розвантажувально-завантажувальних операцій в кранах-маніпуляторах з гідравлічним приводом використовують поєднання рухів одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи. Тому аналогічно до попередніх досліджень, проведено серію експериментальних досліджень переміщення стрілової системи за одночасної роботи гідравлічних циліндрів привода стріли та рукояті.

Отримані результати експериментального дослідження режимів руху стрілової системи при поєднанні одночасного переміщення стріли та рукояті

з використанням заводського та конструктивно зміненого золотників наведено в графічному вигляді на рис. 4.17 – рис. 4.31.

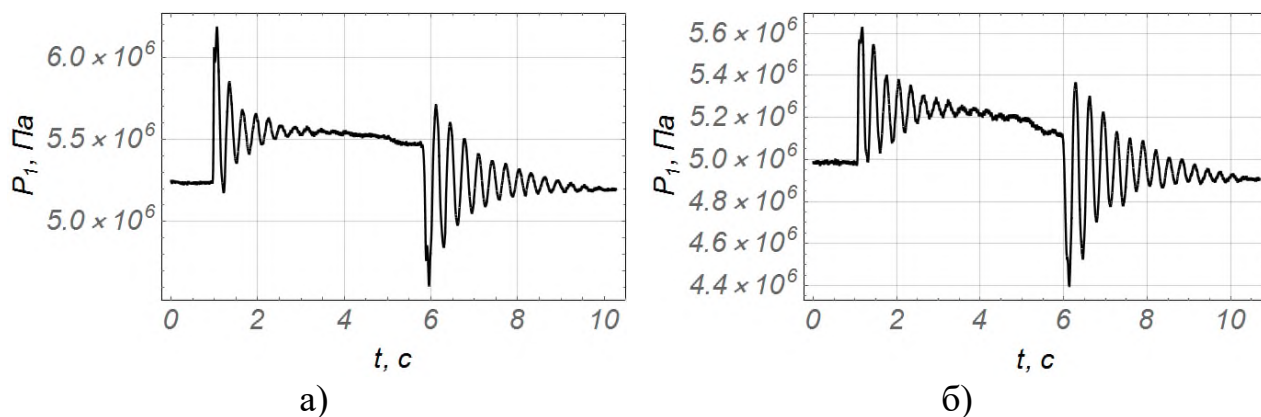


Рис. 4.17. Графік тиску в гідравлічному циліндрі приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

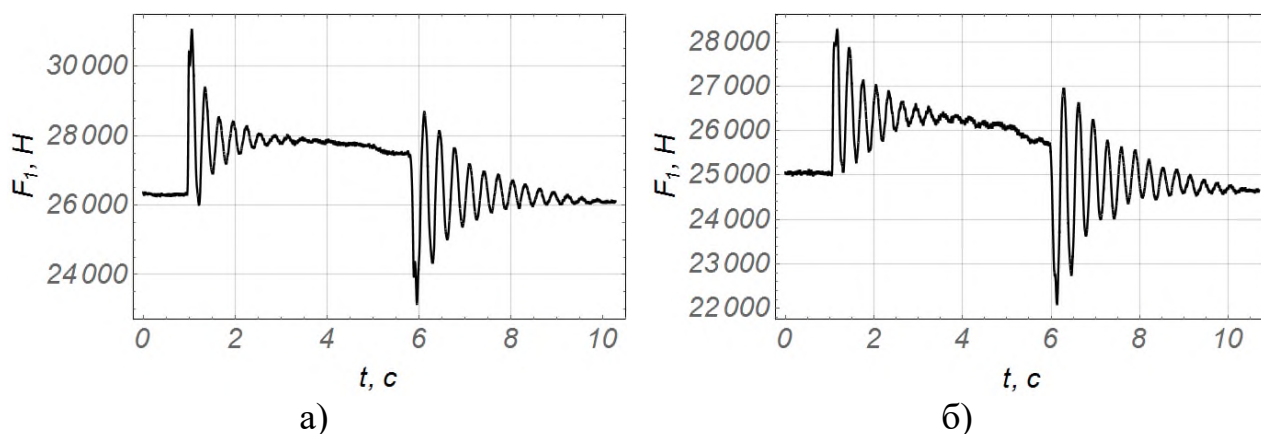


Рис. 4.18. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графіки тиску (рис. 4.17 а) та графік зусилля (рис. 4.18 а), видно, що на початку руху стріли із використанням заводських золотників виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, значення яких рівне: $P_1 = 6,2 \cdot 10^6$ Па та $F_1 = 31149$ Н.

При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та відповідно зусилля, розмах яких становить $\Delta P_1 = 1,02 \cdot 10^6$ Па та $\Delta F_1 = 5124$ Н, протягом 2,5 с.

При гальмуванні розмах коливання тиску та зусилля становить:

$\Delta P_1 = 1,1 \cdot 10^6$ та $\Delta F_1 = 5526$ Н, протягом часу 4 с. При гальмуванні значення розмаху зусилля на 7% більші ніж на початку переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу стріли.

За умови використання конструктивно змінених золотників з графіку тиску (рис. 4.17 б) та графіку зусилля (рис. 4.18 б) видно, що на початку руху стріли виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, значення яких рівне: $P_1 = 5,65 \cdot 10^6$ Па та $F_1 = 28385$ Н.

При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та відповідно зусилля, розмах яких становить $\Delta P_1 = 6,5 \cdot 10^5$ Па та $\Delta F_1 = 3265$ Н, протягом часу 4 с. При гальмуванні розмах коливання тиску та зусилля становить: $\Delta P_1 = 9,5 \cdot 10^5$ та $\Delta F_1 = 4773$ Н, протягом 4 с. При гальмуванні значення розмаху зусилля на 32% більші ніж на початку переміщення.

При порівнянні між собою обох режимів руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників значення зусиль які розвиває гідравлічний циліндр приводу стріли на початку руху менші на 9%, а розмах зусиль також менший, але на 36%. При гальмуванні розмах зусиль менший на 14%.

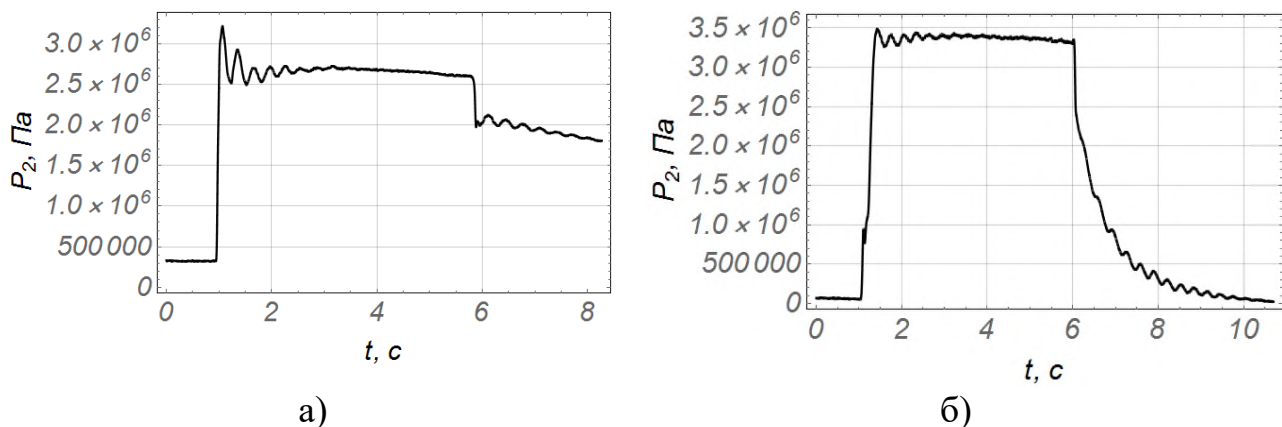


Рис. 4.19. Графік тиску в гідравлічному циліндрі приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

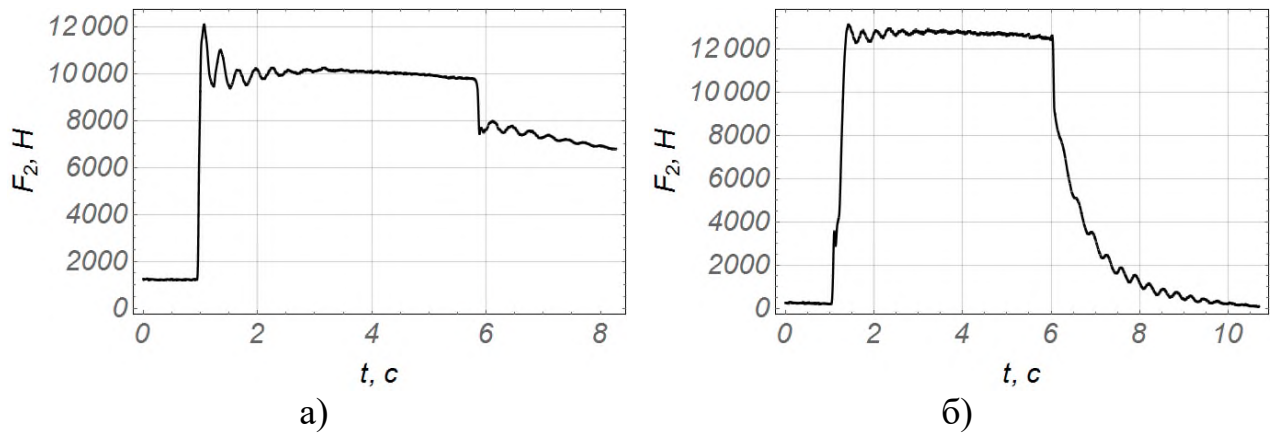
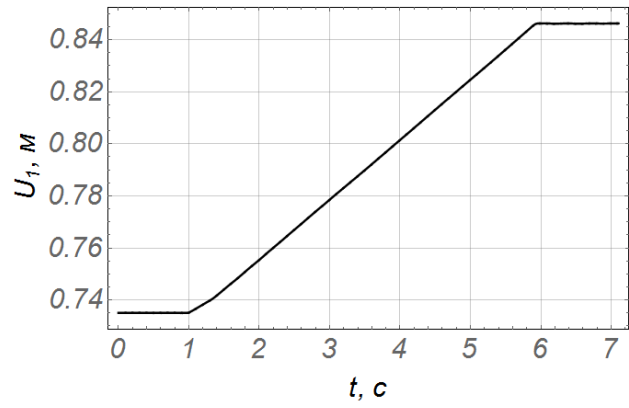
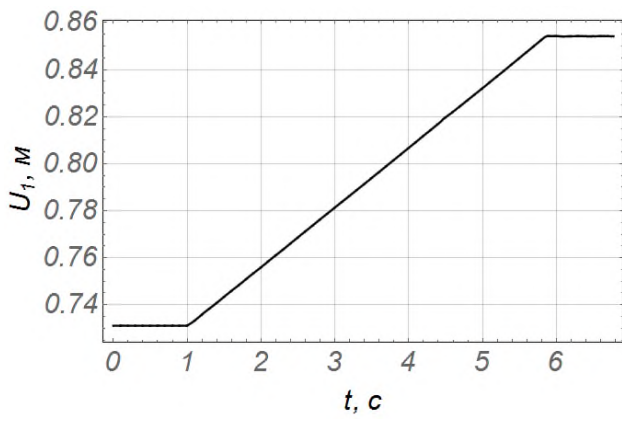


Рис. 4.20. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті:
а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

В початковий момент руху рукояті при використанні заводських золотників виникають миттєві зростання тиску (рис. 4.19 а) та зусилля (рис. 4.20 а), які набувають пікових значень $P_2 = 3,25 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 12246$ Н. Надалі при переміщенні рукояті номінальні значення тиску та зусилля складають $P_2 = 2,7 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 10174$ Н. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля складає 17%.

Процес гальмування відбувається миттєво, після чого спостерігаються явно виражені незначні коливання металоконструкції та вантажу. При використанні конструктивно змінених золотників зростання тиску (рис. 4.19 б) та зусилля (рис. 4.20 б) відбувається плавно, набуваючи пікових значень $P_2 = 3,5 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 13188$ Н.

Надалі при переміщенні рукояті номінальні значення тиску та зусилля складають $P_2 = 3,4 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 12811$ Н. Різниця між піковим та номінальним значенням зусилля складає 3%. Процес гальмування відбувається плавно, після чого мають місце виражені незначні коливання. При порівнянні між собою обох режимів руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників пікові значення зусиль на початку руху менші на 82% в порівнянні з заводськими золотниками.

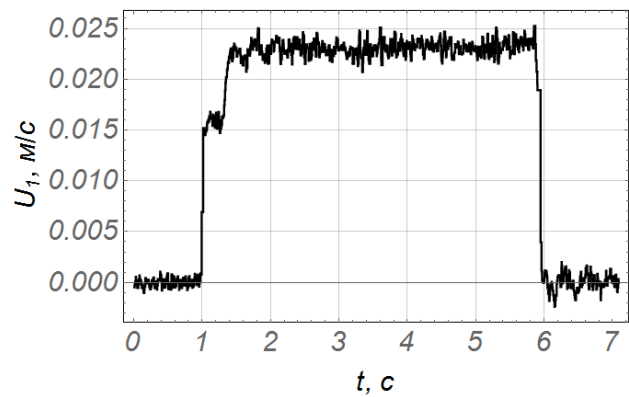
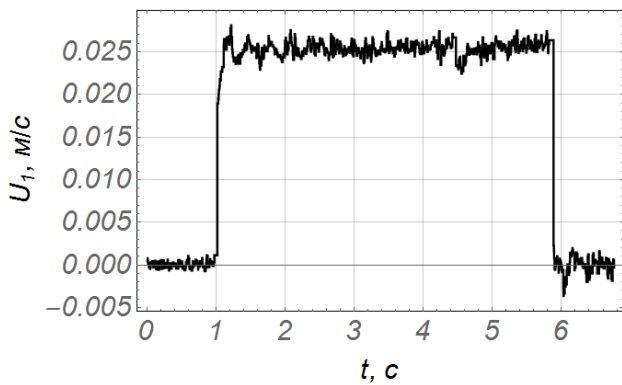


а)

б)

Рис. 4.21 Графік переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли:

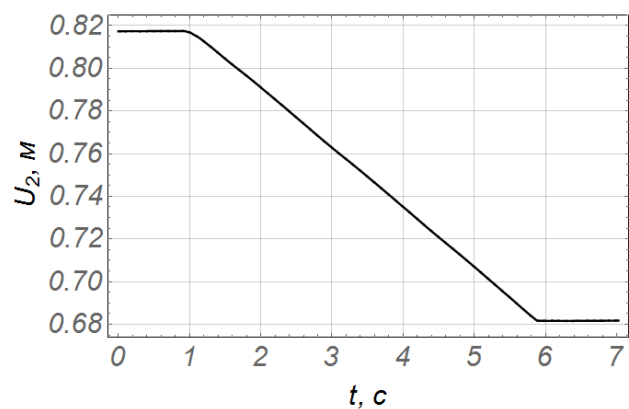
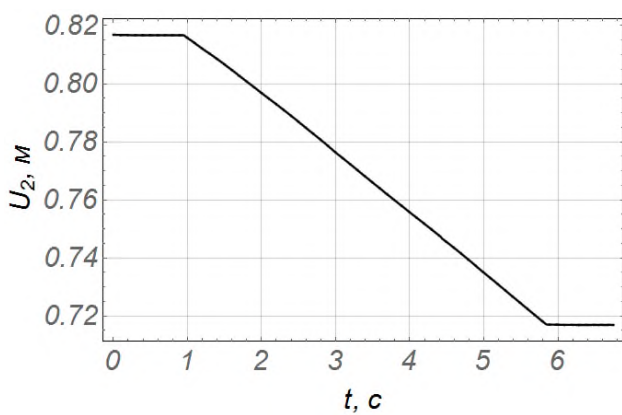
а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник



а)

б)

Рис. 4.22. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник



а)

б)

Рис. 4.23. Графік переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

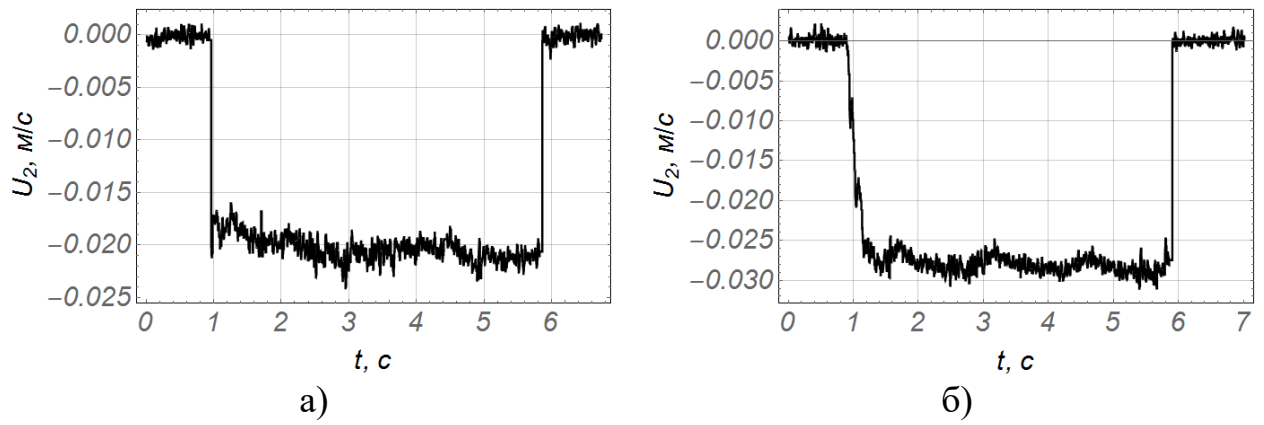


Рис. 4.24 Графік швидкості штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

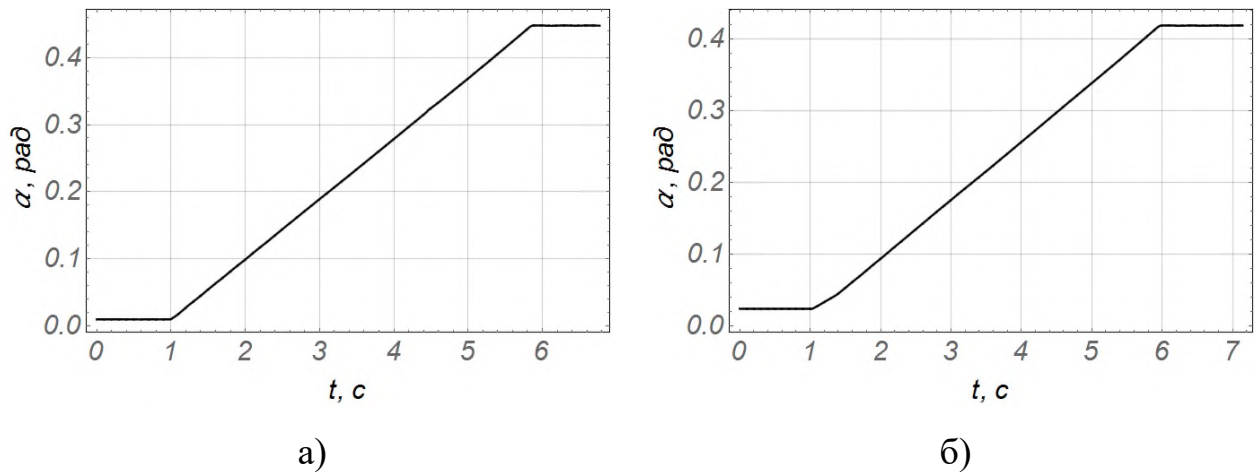


Рис. 4.25. Графік кутового переміщення стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

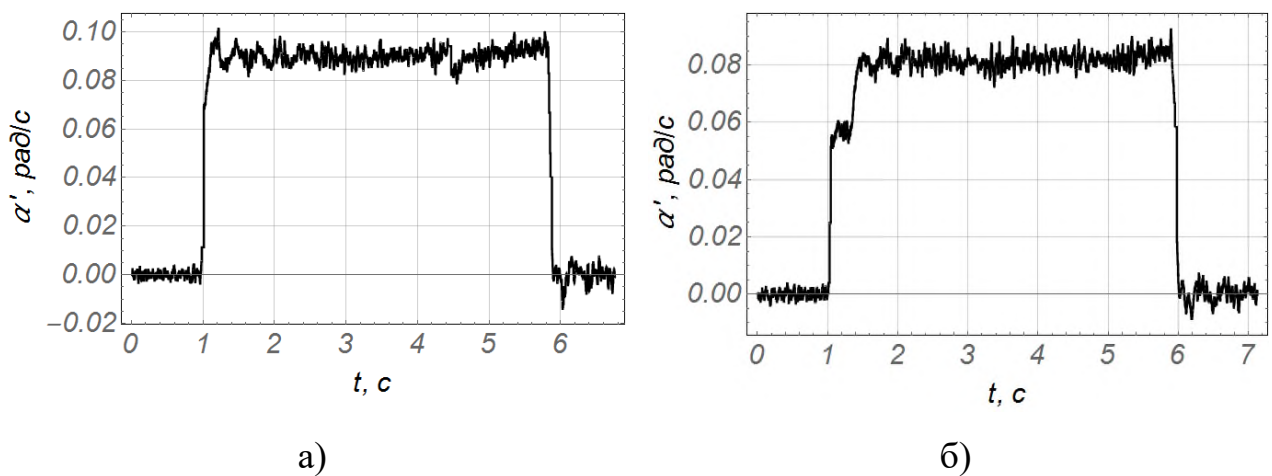


Рис. 4.26. Графік кутової швидкості переміщення стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

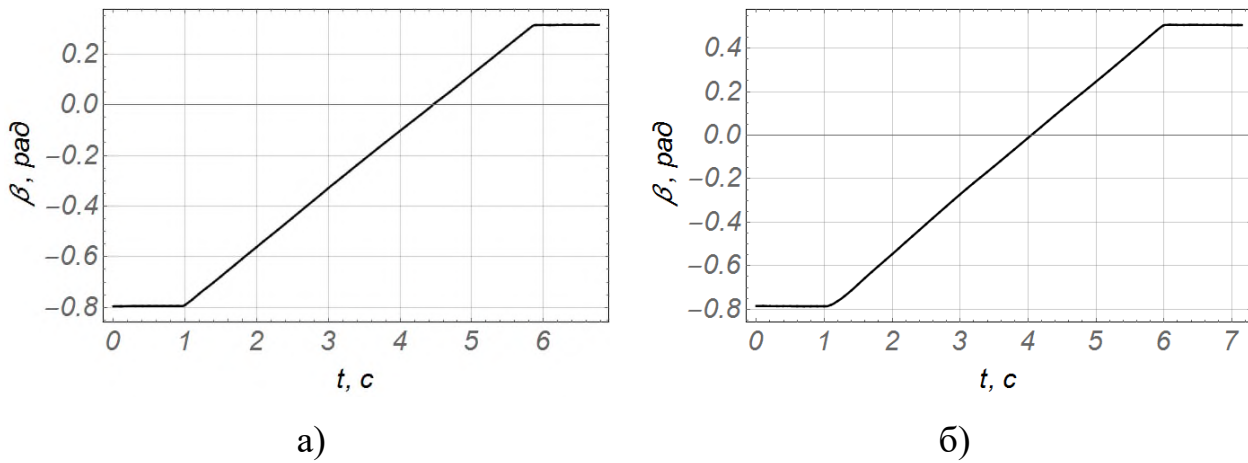


Рис. 4.27. Графік кутового переміщення рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

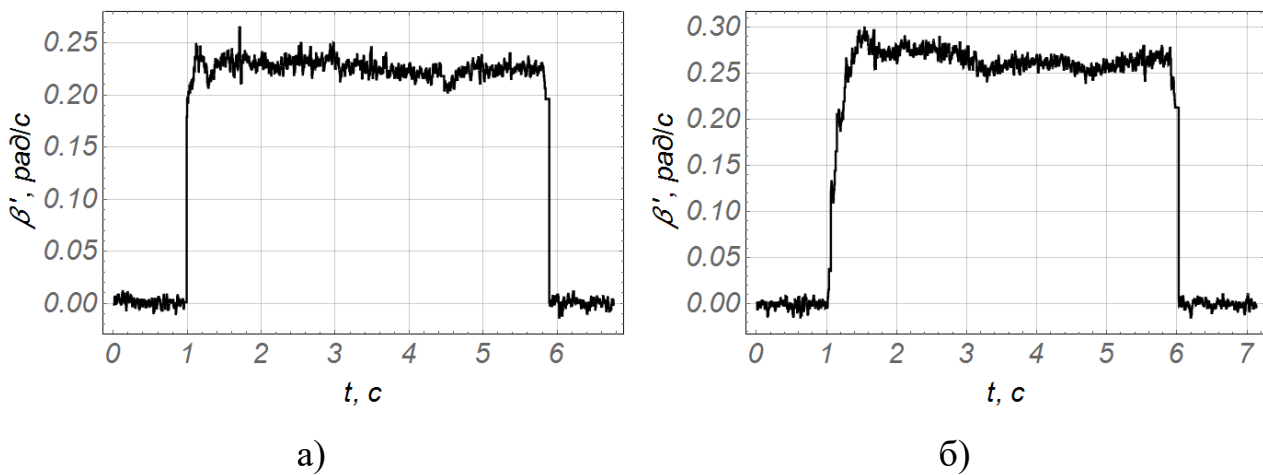


Рис. 4.28. Графік кутової швидкості переміщення рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Із графіків (рис. 4.22 а, рис. 4.24 а та рис. 4.26 а, рис 4.28 а) видно, що при застосуванні заводських золотників розгін відбувається миттєво. При подальшому переміщенні спостерігаються відхилення швидкості від номінального значення, які зумовлені коливаннями металоконструкції стрілової системи та вантажу. Середня швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндра приводу стріли становить 0,025 м/с, а рукояті 0,021 м/с.

При використанні конструктивно змінених золотників (рис. 4.22 а, рис. 4.24 а та рис. 4.26 а, рис 4.28 а) для стріли розгін відбувається плавно, але з

невеликим провалом, що зумовлено відхиленням вантажу, яке співпадає з напрямком переміщення стріли. Швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндру приводу стріли становить 0,023 м/с. Розгін та вихід на усталений рух штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті відбувається плавно, при цьому швидкість становить 0,027 м/с.

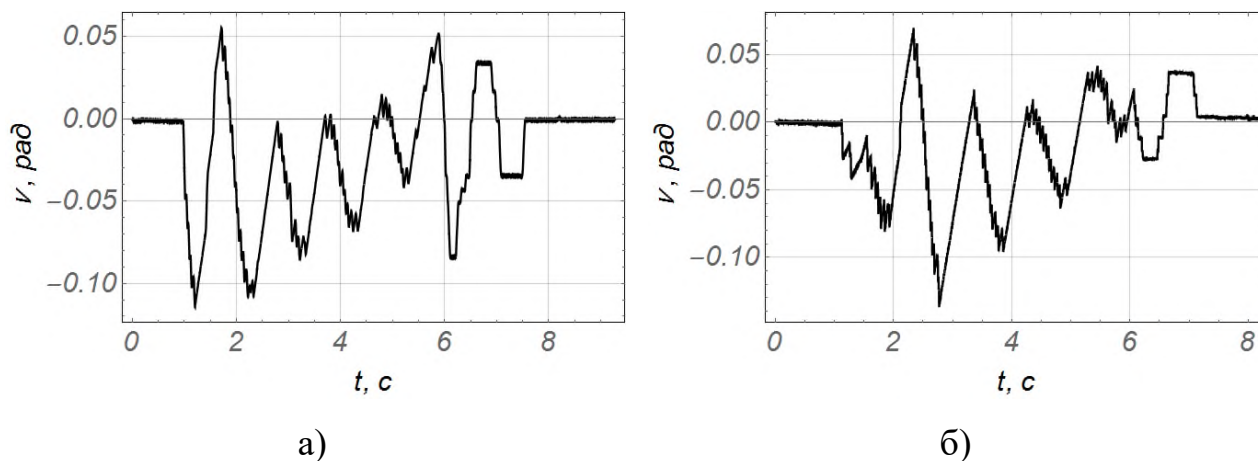


Рис. 4.29. Графік кутового відхилення вантажу: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

За умови одночасного переміщення стріли та рукояті відбувається знакозмінне відхилення вантажу. Максимальне відхилення вантажу на початку руху при використанні заводських золотників (рис. 4.29 а) набуває значення $\nu = -0,12$ рад. При цьому розмах відхилення складає $\Delta\nu = 0,18$ рад. При гальмуванні розмах коливань становить $\Delta\nu = 0,135$ рад. Тривалість затухання коливань становить 1,7 с. Використовуючи конструктивно змінені золотники, максимальне значення відхилення вантажу (рис. 4.29 б) на початку руху становить $\nu = -0,08$ рад. При цьому розмах відхилення складає $\Delta\nu = 0,15$ рад. При гальмуванні розмах коливань становить $\Delta\nu = 0,07$ рад. При цьому тривалість затухання коливань вантажу дорівнює 1 с.

Порівнюючи між собою обидва режими, можна відмітити, що розмах відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 17% зменшився, а під час гальмування розмах коливань

вантажу зменшився на 48%. При цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 41%.

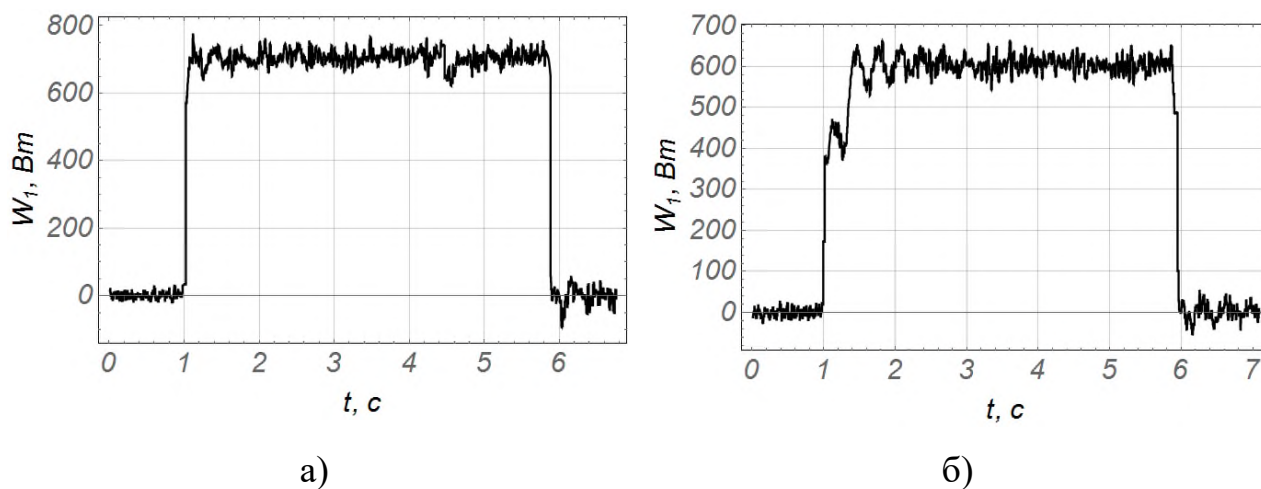


Рис. 4.30. Графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем:
а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

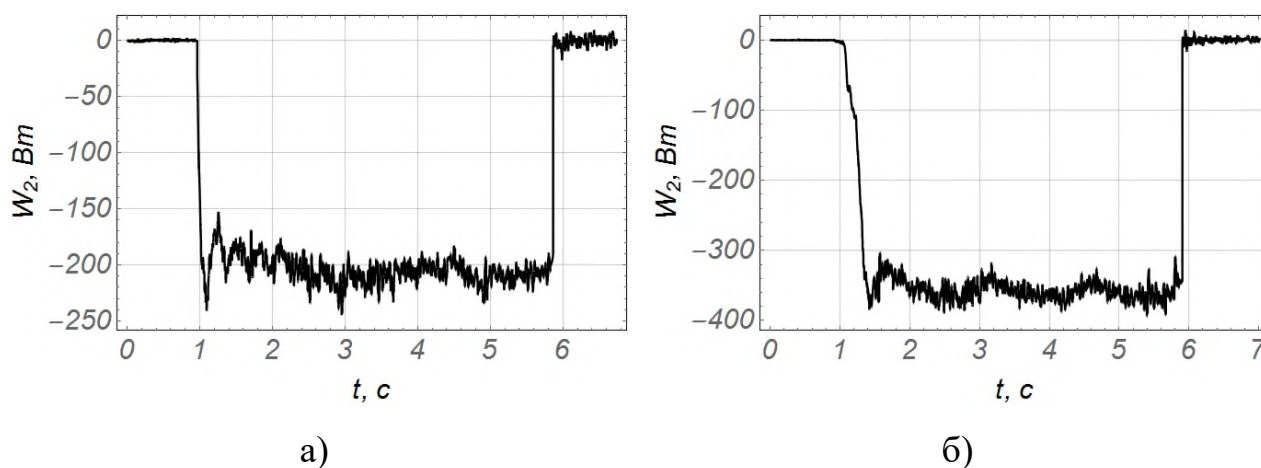


Рис. 4.31. Графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем:
а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графіки затраченої потужності для переміщення стріли та рукояті з вантажем (рис. 4.30 а та 4.31 а) при використанні заводського золотника, видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво та в подальшому супроводжується незначними відхиленнями від номінального значення. Аналізуючи графік затраченої потужності для переміщення стріли та рукояті з вантажем (рис. 4.30 б та рис. 4.31 б), видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається

плавно. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем відхилення потужності від номінального значення є незначними [178].

4.4. Переміщення стрілової системи за одночасної роботи гідравлічних циліндрів привода стріли та телескопічної секції

Отримані результати експериментального дослідження режимів руху стрілової системи при поєднанні одночасного переміщення стріли та телескопічної секції з використанням заводського та конструктивно зміненого золотників наведено в графічному вигляді на рис. 4.32 – рис. 4.44.

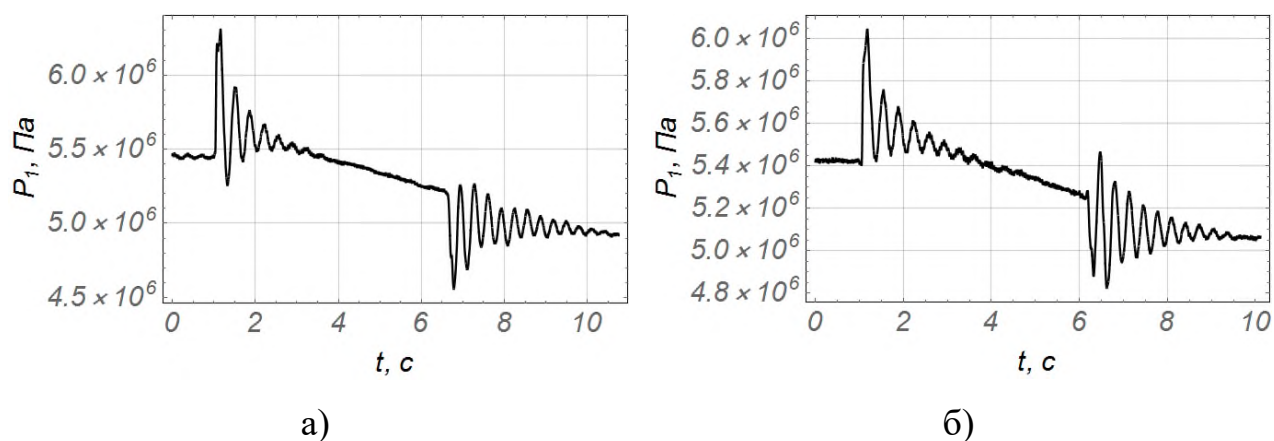


Рис. 4.32. Графік тиску в гідравлічному циліндрі привода стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

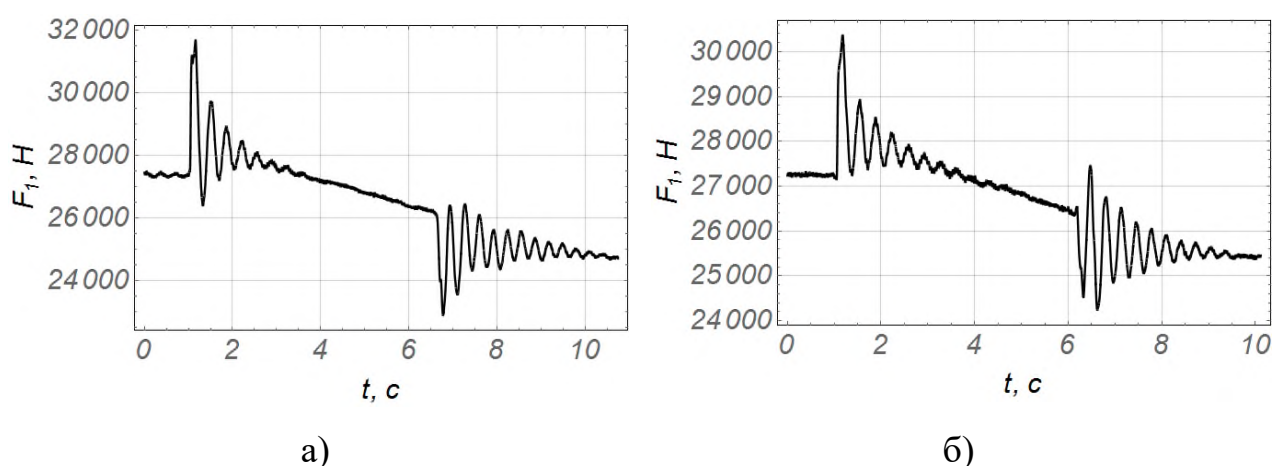


Рис. 4.33. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр привода стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графіки тиску (рис. 4.32 а) та графік зусилля (рис. 4.33 а),

видно, що на початку руху стріли із використанням заводських золотників виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, значення яких становлять: $P_1 = 6,3 \cdot 10^6$ Па та $F_1 = 31651$ Н.

При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та відповідно зусилля, розмах яких становить $\Delta P_1 = 9,5 \cdot 10^5$ Па та $\Delta F_1 = 4733$ Н, протягом 2,5 с.

При гальмуванні розмах коливання тиску та зусилля становить: $\Delta P_1 = 7,5 \cdot 10^5$ та $\Delta F_1 = 3768$ Н, протягом часу 4 с. При гальмуванні значення розмаху зусилля на 20% менші в порівнянні ніж на початку переміщення стрілової системи.

За умови використання конструктивно змінених золотників з графіку тиску (рис. 4.32 б) та графіку зусилля (рис. 4.33 б) видно, що на початку руху стріли виникає миттєве зростання тиску та відповідно зусилля, значення яких становлять: $P_1 = 6,1 \cdot 10^6$ Па та $\Delta F_1 = 30646$ Н.

При подальшому переміщенні спостерігаються коливання затухаючого характеру як тиску, так і зусилля, розмах яких становить $\Delta P_1 = 7 \cdot 10^5$ Па та $\Delta F_1 = 3517$ Н, протягом часу 3,5 с. При гальмуванні розмах коливань тиску та зусилля, які виникають в гідравлічному циліндрі приводу стріли становить: $\Delta P_1 = 7 \cdot 10^5$ та $\Delta F_1 = 3517$ Н, протягом часу 3,5 с.

Порівнюючи між собою отримані експериментальні результати за умовно оптимальним та оптимальним режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників значення зусиль, які виникають в гідравлічному циліндрі приводу стріли на початку руху менші на 3%, а розмах зусиль приймає менші значення на 26%.

При гальмуванні розмах зусиль менший на 7%, а тривалість затухання коливань зменшилась на 13%.

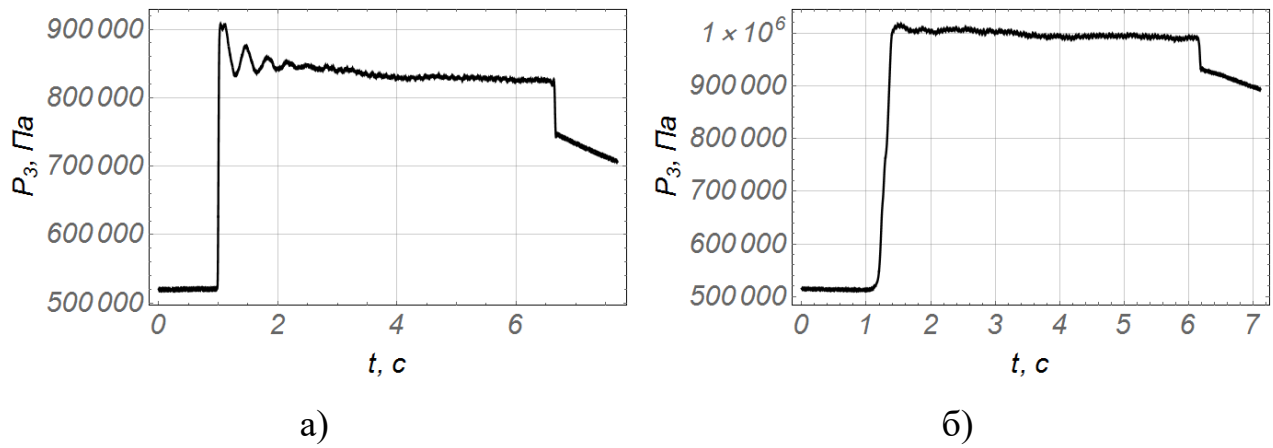


Рис. 4.34. Графік тиску в гідравлічному циліндрі приводу телескопічної секції:

а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

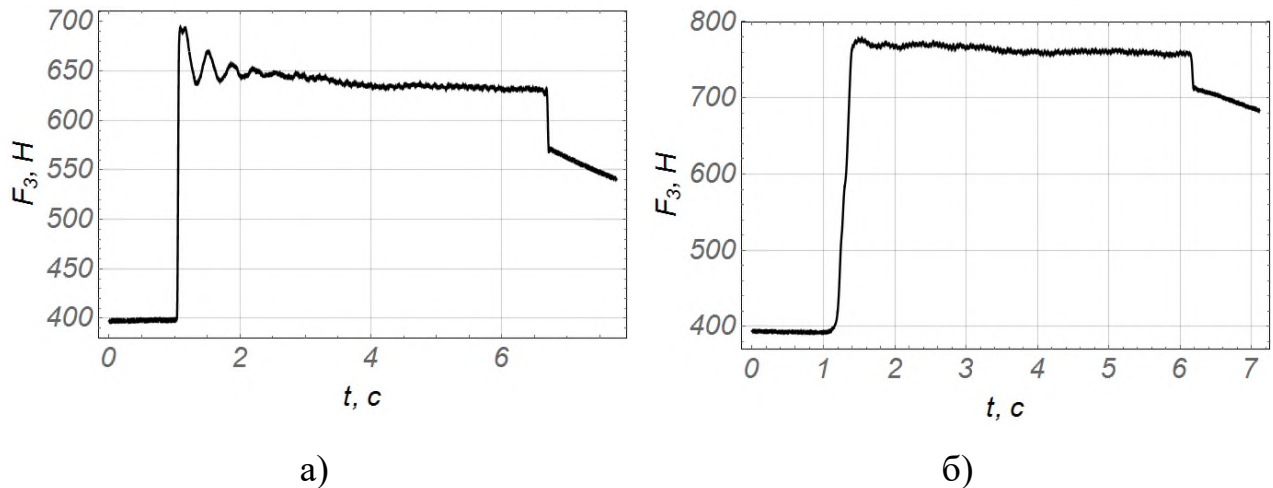


Рис. 4.35. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції:

а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

В початковий момент зменшення вильоту телескопічної секції при використанні заводських золотників виникає миттєве зростання тиску (рис. 4.34 а) та зусилля (рис. 4.35 а), які набувають пікових значень що становлять $P_3 = 9,1 \cdot 10^5$ Па та $F_3 = 696$ Н, протягом часу 1,5 с, та супроводжуються коливаннями. При цьому, номінальні значення тиску та зусилля складають $P_3 = 8,2 \cdot 10^5$ Па та $F_3 = 627$ Н. Різниця між піковим та номінальним

значенням тиску та відповідно зусилля складає 10%. Процес гальмування відбувається миттєво.

При використанні конструктивно змінених золотників зростання тиску (рис. 4.34 б) та зусилля (рис. 4.35 б) до номінального значення відбувається плавно. Номінальні значення тиску та зусилля складають $P_3 = 1 \cdot 10^6$ Па та $F_3 = 765$ Н. Процес гальмування також здійснюється плавно без видимих коливань тиску та зусилля.

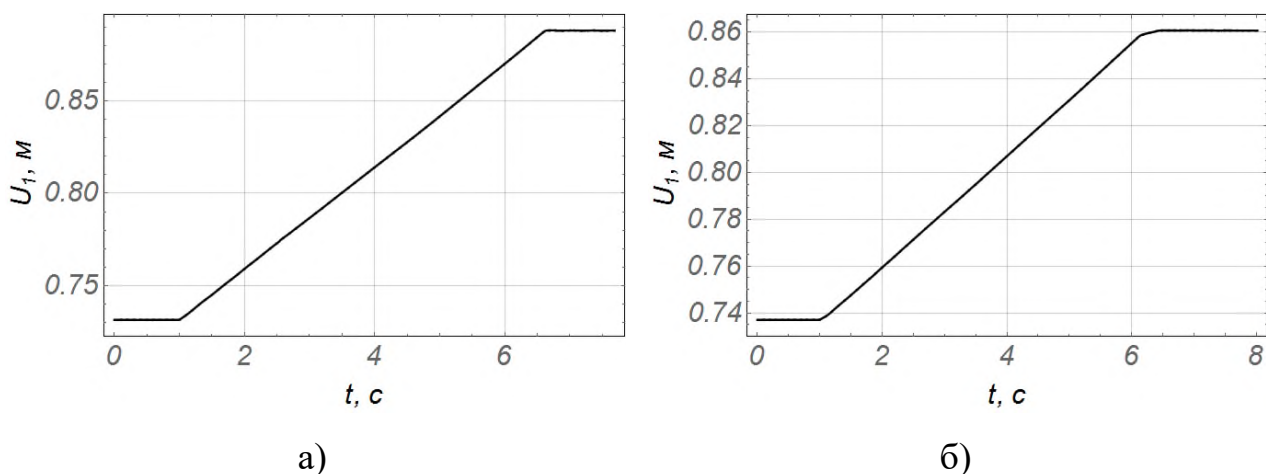


Рис. 4.36. Графік переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли:

а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

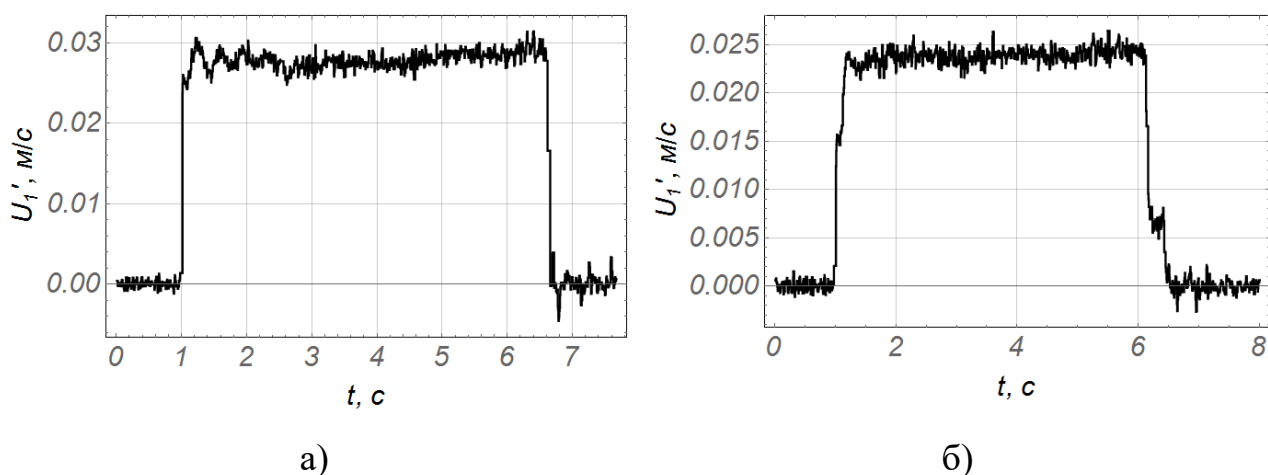
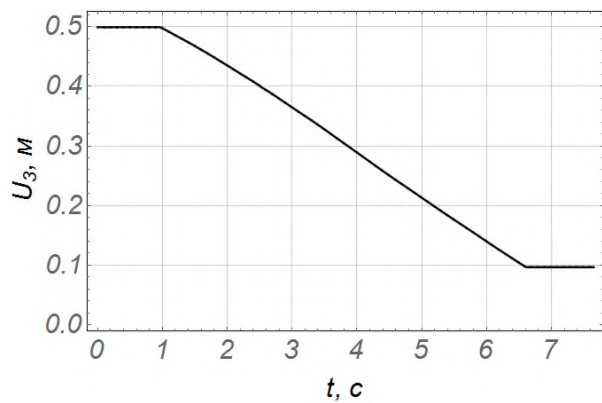
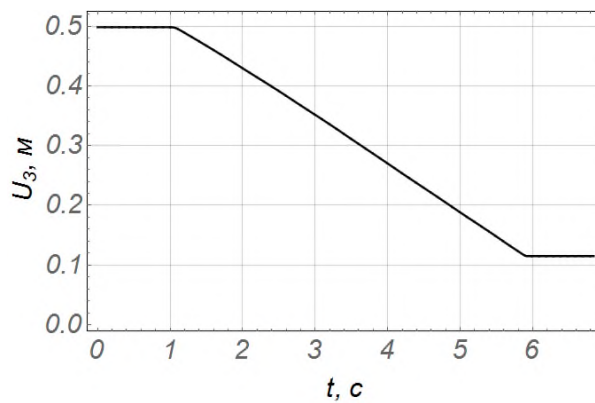


Рис. 4.37. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу стріли:

а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

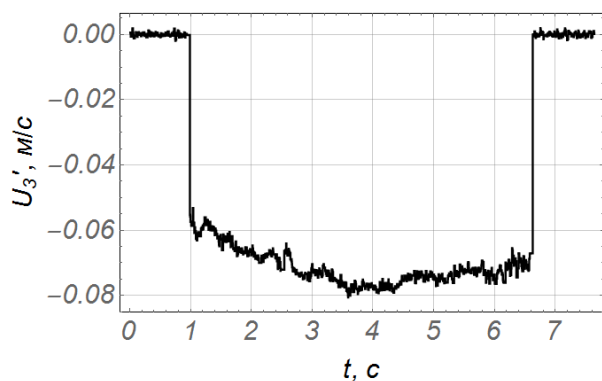


а)

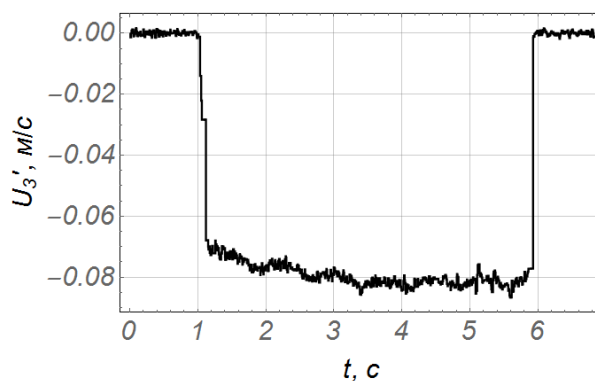


б)

Рис. 4.38. Графік переміщення штоку гідравлічного циліндра телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

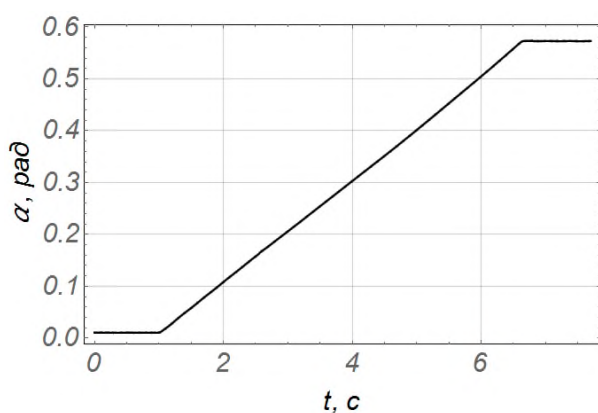


а)

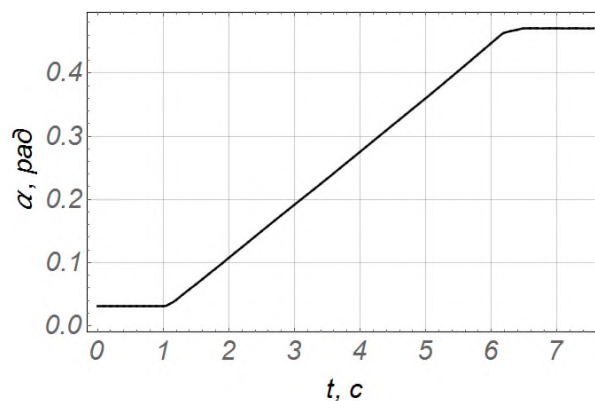


б)

Рис. 4.39. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений



а)



б)

Рис. 4.40. Графік кутового переміщення стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

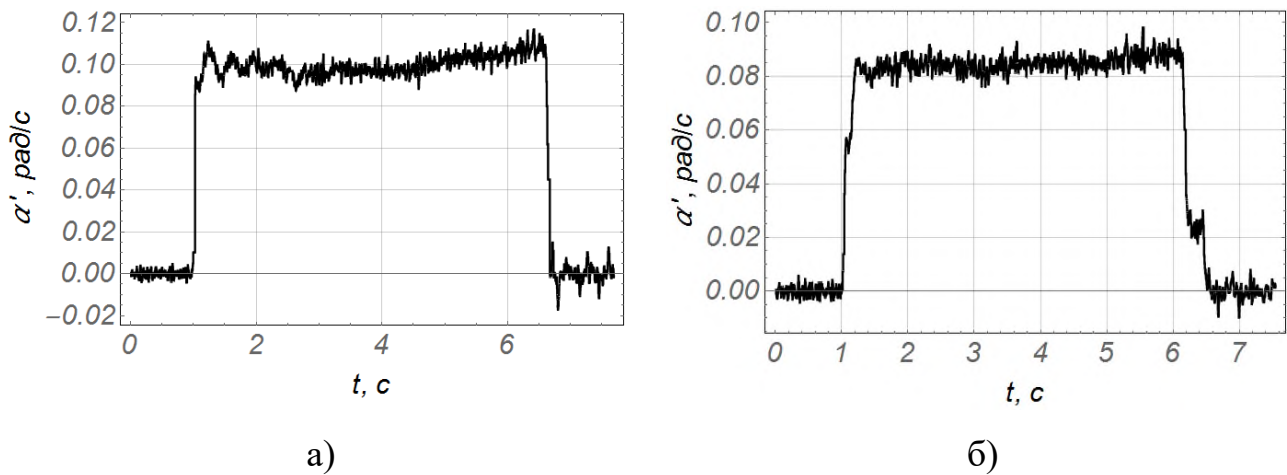


Рис. 4.41. Графік кутової швидкості переміщення стріли: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Із графіків (рис. 4.37 а, рис. 4.41 а) видно, що при застосуванні заводських золотників розгін штоку гідравлічного циліндру приводу стріли та відповідно стрілової системи відбувається миттєво. При подальшому переміщенні мають місце відхилення швидкості переміщення від номінального значення, які зумовлені коливаннями металоконструкції стрілової системи та вантажу.

Середня швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндра приводу стріли дорівнює 0,028 м/с, а швидкість телескопічної секції на початку руху становить 0,06 м/с та в подальшому збільшується до значення 0,08 м/с, після чого починає спадати до значення 0,07 м/с. Дане коливання швидкості переміщення телескопічної секції зумовлено коливанням вантажу на кінці стрілової системи яку співпадає з напрямком переміщення телескопічної секції.

При використанні конструктивно змінених золотників (рис. 4.37 б, рис. 4.41 б) розгін стріли та вихід на усталений рух відбувається плавно. Швидкість усталеного руху штоку гідравлічного циліндра приводу стріли становить 0,024 м/с. Розгін та вихід на усталений рух телескопічної секції відбувається плавно, при цьому швидкість на початку руху становить 0,07 м/с, а при подальшому переміщенні рівномірно зростає до значення 0,08 м/с.

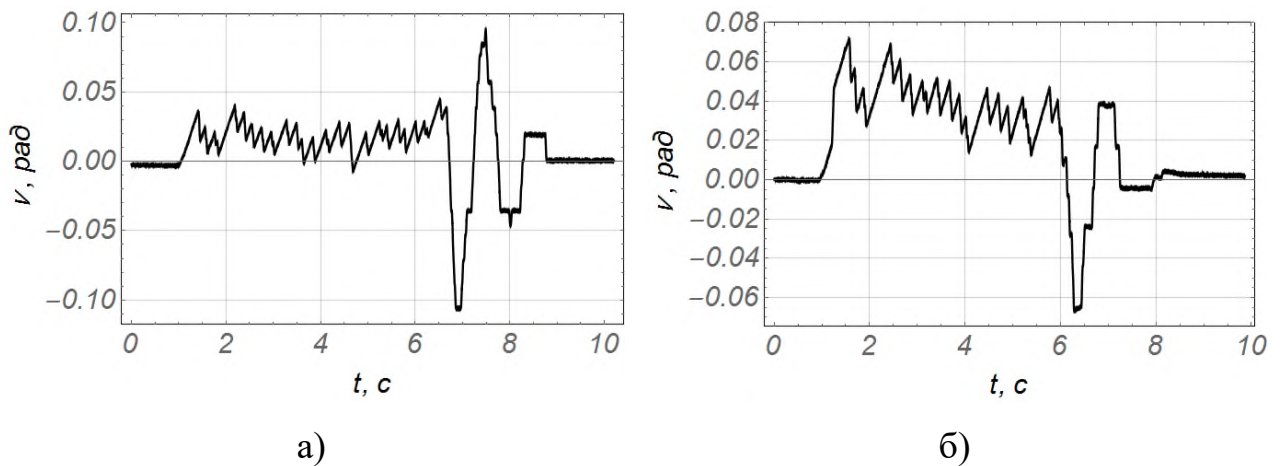


Рис. 4.42. Графік кутового відхилення вантажу: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Із графіку кутового відхилення вантажу (рис 4.42) видно, що для обох випадків режимів руху, під час розгону стрілової системи виникають відхилення вантажу від вертикалі, які, в свою чергу, при гальмуванні перетворюються у коливання.

Для режиму руху стріли із застосуванням заводського золотника (рис. 4.42 а) відхилення вантажу на початку руху становить $v = 0,04$ рад, а при гальмуванні максимальний розмах коливань становить $\Delta v = 0,25$ рад, протягом 2,3 с.

Для режиму руху стріли із застосуванням конструктивно зміненого золотника (рис. 4.42 б) відхилення вантажу на початку руху становить $v = 0,07$ рад, а при гальмуванні максимальний розмах коливань становить $\Delta v = 0,105$ рад протягом 2 с.

Порівнюючи між собою умовно оптимальний та оптимальний режими руху, можна відмітити, що відхилення вантажу від вертикалі на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 43% збільшилось, а під час гальмування розмах коливань зменшився на 58%. При цьому зменшилась тривалість затухання коливань на 13%.

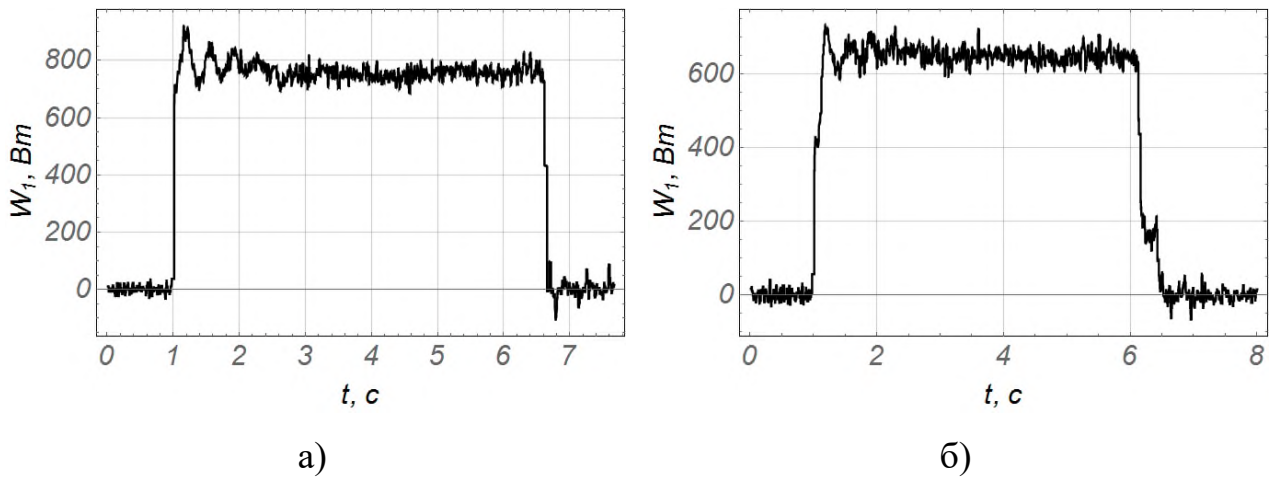


Рис. 4.43. Графік затраченої потужності для переміщення стріли з вантажем:
а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

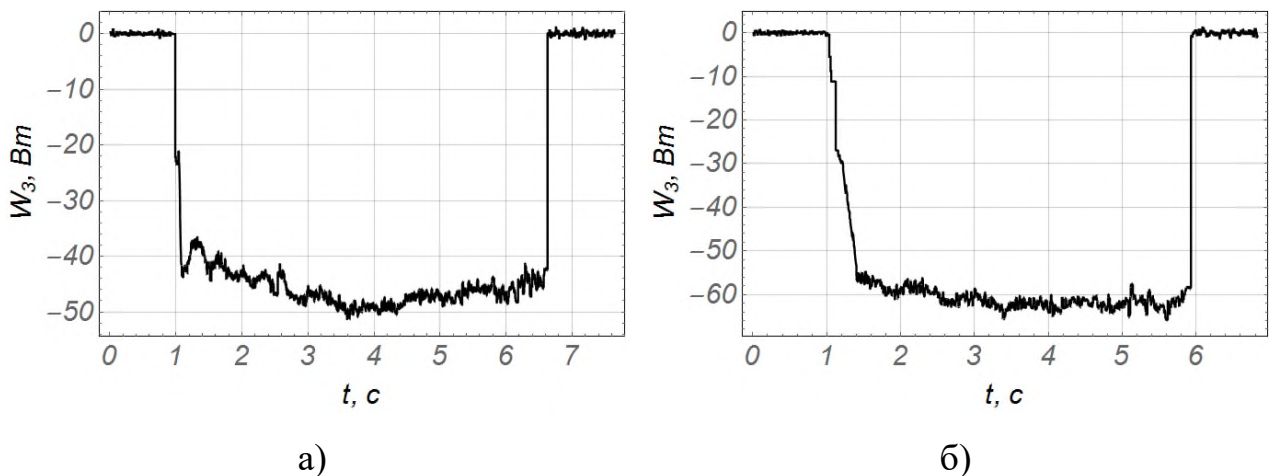


Рис. 4.44. Графік затраченої потужності для переміщення телескопічної секції з вантажем: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графіки затраченої потужності для переміщення стріли та телескопічної секції з вантажем (рис. 4.43 а та 4.44 а) при використанні заводського золотника, видно, що вихід на номінальну споживану потужність відбувається миттєво та в подальшому супроводжується відхиленнями від номінального значення, які на початку руху для стріли становлять $\Delta W = 200$ Вт, а для телескопічної секції $\Delta W = 8$ Вт, Аналізуючи графік затраченої потужності (рис. 4.43 б та рис. 4.44 б) при використанні конструктивно змінених золотників, видно, що вихід на номінальну

споживану потужність відбувається плавно, але для стріли на початку руху супроводжується відхиленнями, розмах яких дорівнює $\Delta W = 130$ Вт. При подальшому переміщенні стрілової системи з вантажем відхилення потужності від номінального значення є незначними [178].

4.5. Переміщення стрілової системи за одночасної роботи гідравлічних циліндрів привода рукояті та телескопічної секції

Для підвищення продуктивності при виконанні розвантажувально-завантажувальних операцій в кранах-маніпуляторах з гідравлічним приводом одним із най розповсюджених випадків поєднання рухів одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи є одночасне кутове переміщення рукояті та збільшення або зменшення вильоту телескопічної секції. Тому аналогічно до попередніх досліджень, проведено серію експериментальних досліджень режимів руху стрілової системи при поєднанні одночасного кутового переміщення рукояті, а саме підйому та збільшення вильоту телескопічної секції з використанням заводського та конструктивно зміненого золотників. Отримані результати експериментальних досліджень наведено в графічному вигляді на рис. 4.45 – рис. 4.57. [20]

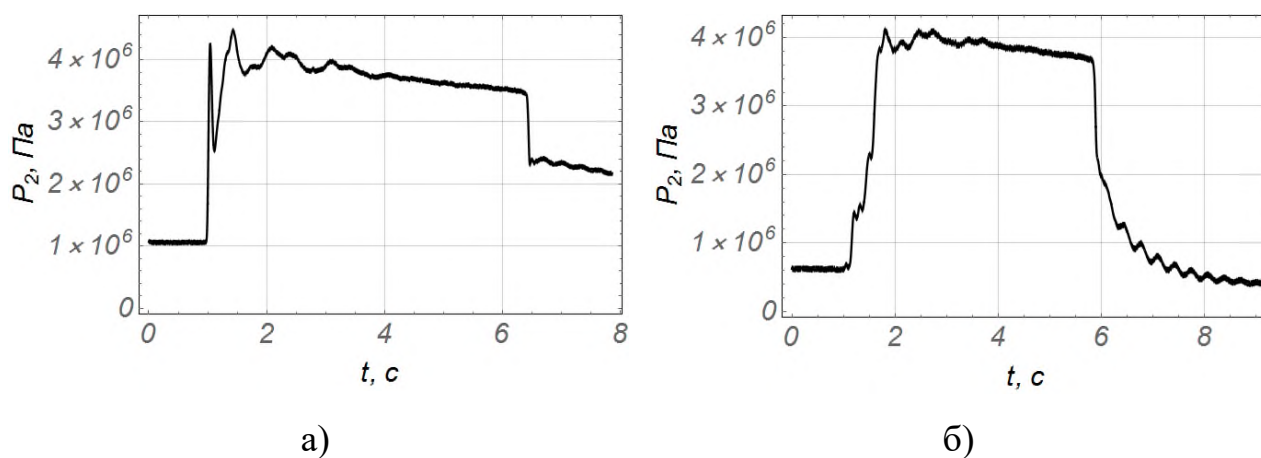


Рис. 4.45. Графік тиску в гідравлічному циліндрі привода рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

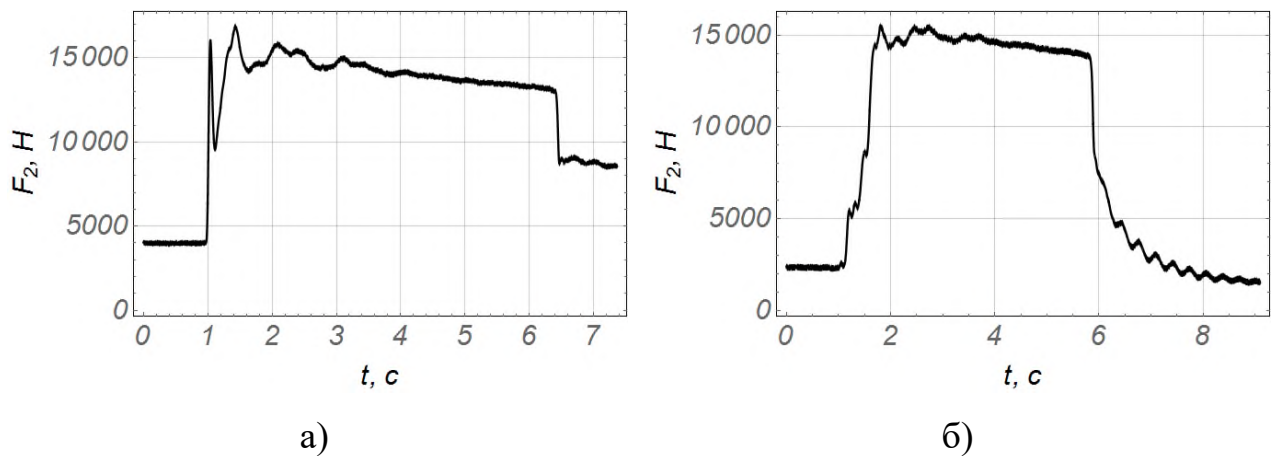


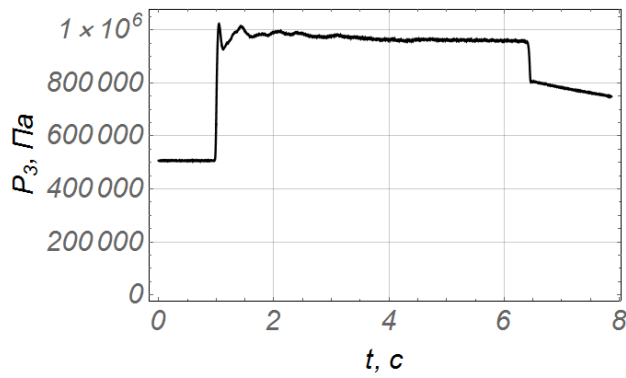
Рис. 4.46. Графік зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр приводу рукояті:
 а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналізуючи графіки тиску (рис. 4.45 а) та графік зусилля (рис. 4.46 а), видно, що на початку руху рукояті із використанням заводських золотників виникає миттєве зростання як тиску, так і відповідно зусилля, значення яких становлять: $P_2 = 4,3 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 16202$ Н. В подальшому відбувається значний спад, а потім зростання значень тиску та зусилля, розмах яких становить $\Delta P_2 = 2 \cdot 10^6$ Па та $\Delta F_2 = 7536$ Н.

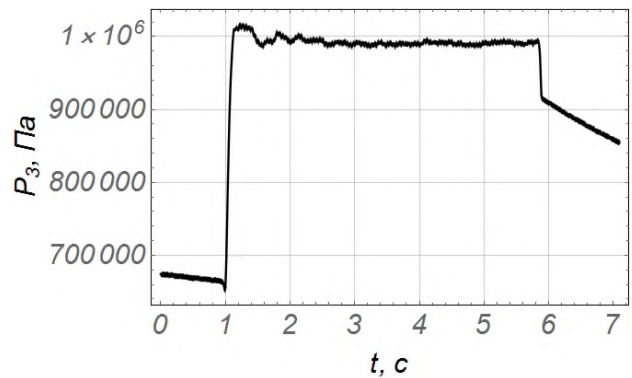
При подальшому переміщенні спостерігається значне коливання тиску та зусилля. За умови використання конструктивно змінених золотників з графіку тиску (рис. Г.45 б) та графіку зусилля (рис. 4.46 б) видно, що розгін відбувається плавно, а по його закінченні, набувають пікових значень тиск та зусилля, які дорівнюють $P_2 = 4,18 \cdot 10^6$ Па та $F_2 = 15750$ Н.

По закінченню розгону штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті та переміщенні при усталеній швидкості спостерігаються коливання затухаючого характеру тиску та зусилля, розмах яких становить $\Delta P_2 = 3,8 \cdot 10^5$ Па та $\Delta F_2 = 1432$ Н.

При порівнянні між собою обох режимів руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників значення пікових зусиль на початку руху менші на 3%, а розмах зусиль зменшився на 81%.

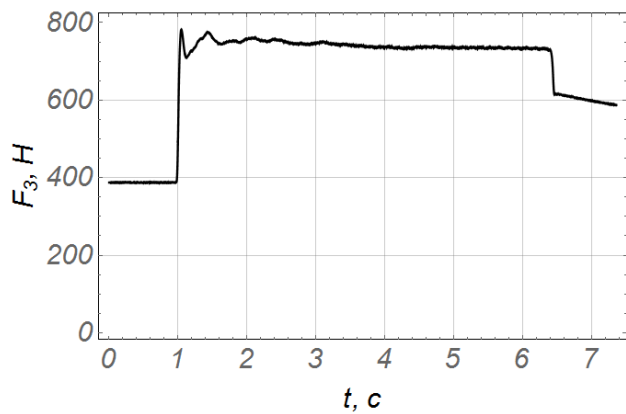


а)

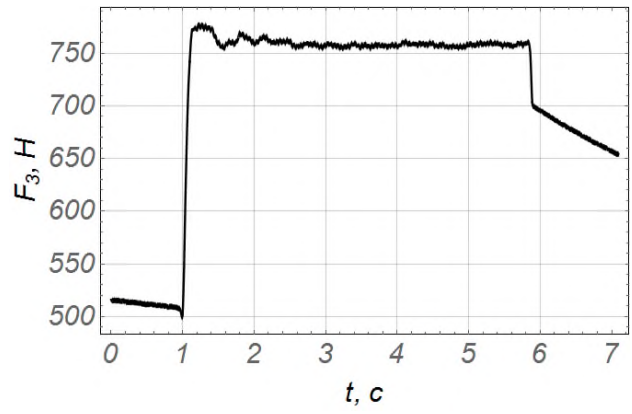


б)

Рис. 4.47. Графік тиску в гідравлічному циліндрі приводу телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник



а)



б)

Рис. 4.48. Графік зусилля, яке розвиває гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

В початковий момент зменшення вильоту телескопічної секції при використанні заводських золотників виникає миттєве зростання тиску (рис. 4.47 а) та зусилля (рис. 4.48 а), які набувають пікових значень $P_3 = 1,025 \cdot 10^6$ Па та $F_3 = 784$ Н. При цьому номінальне значення тиску та відповідно зусилля становлять $P_3 = 9,75 \cdot 10^5$ Па та $F_3 = 746$ Н, що на 5% менше від пікових значень. В подальшому відбувається значний спад, а потім зростання значень тиску та зусилля, розмах яких становить $\Delta P_3 = 1 \cdot 10^5$ Па та

$\Delta F_3 = 77$ Н. При використанні конструктивно змінених золотників тиск (рис. 4.47 б) та зусилля (рис. 4.48 б) зростають плавно та в кінці розгону телескопічної секції набувають пікових значень $P_3 = 1,017 \cdot 10^6$ Па та $F_3 = 778$ Н. При цьому номінальні значення тиску та зусилля становлять $P_3 = 9,85 \cdot 10^5$ Па та $F_3 = 754$ Н, що на 3% менше від пікового значення. Подальше переміщення супроводжується незначними коливаннями тиску та зусиль.

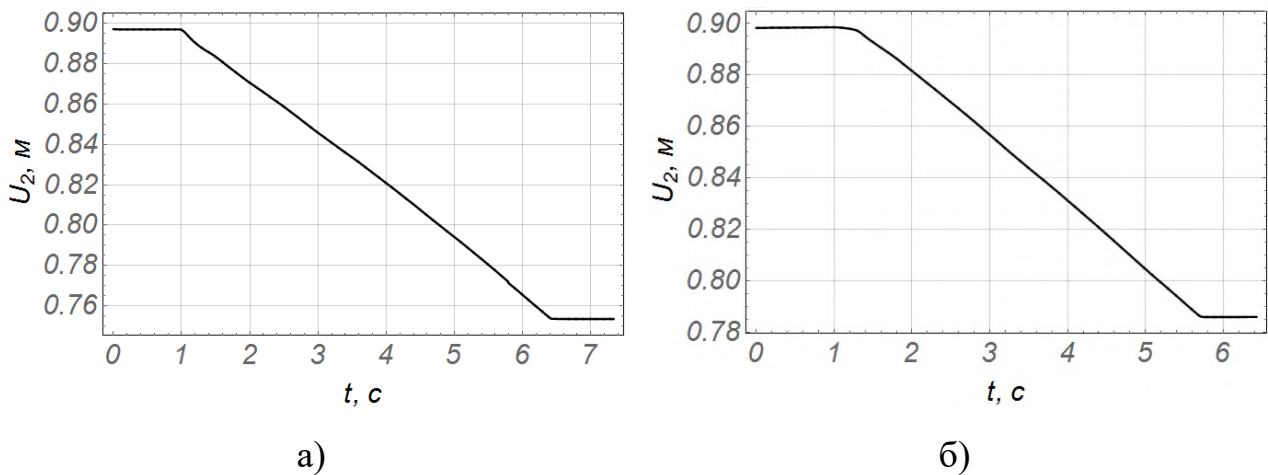


Рис. 4.49. Графік переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

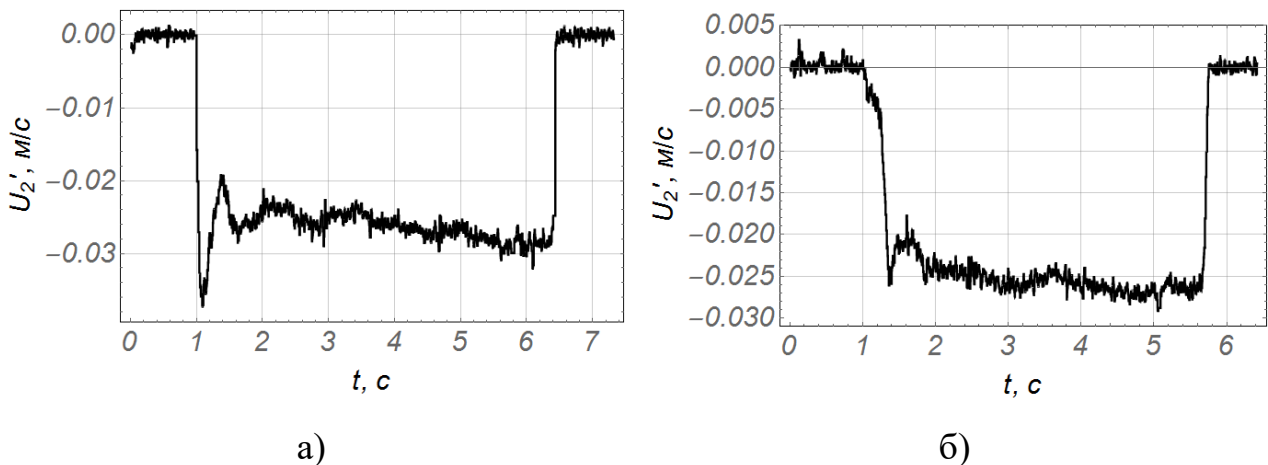
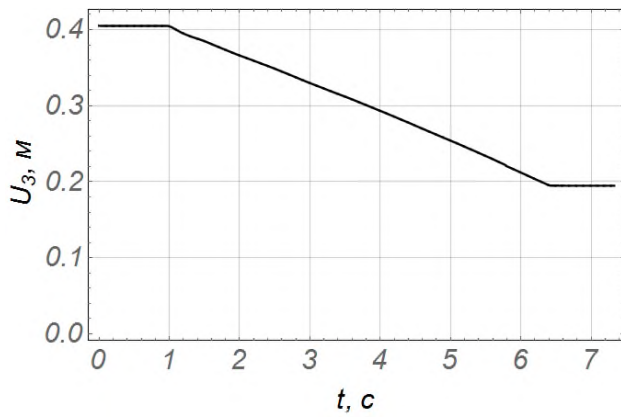
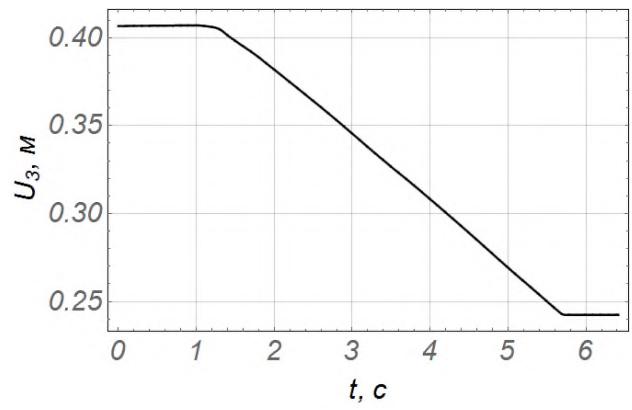


Рис. 4.50. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

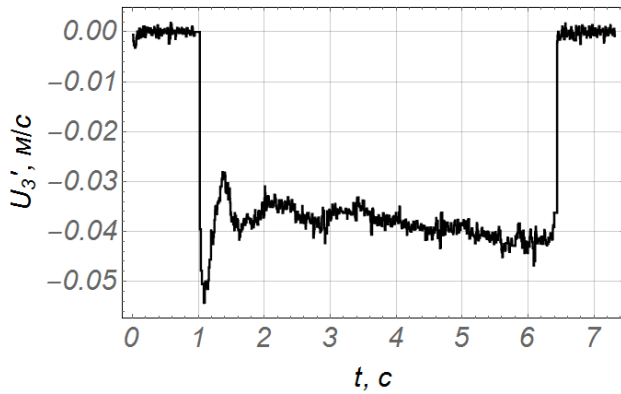


a)

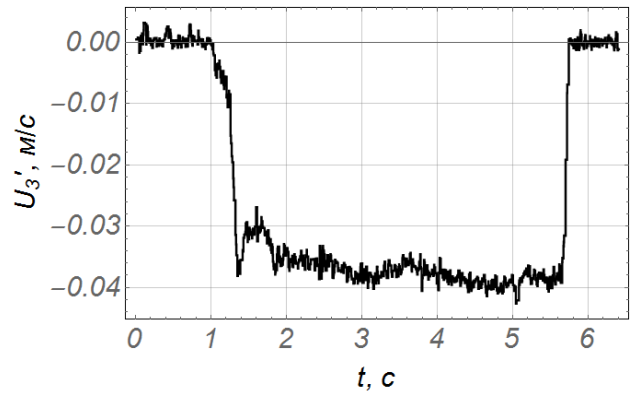


б)

Рис. 4.51. Графік переміщення телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

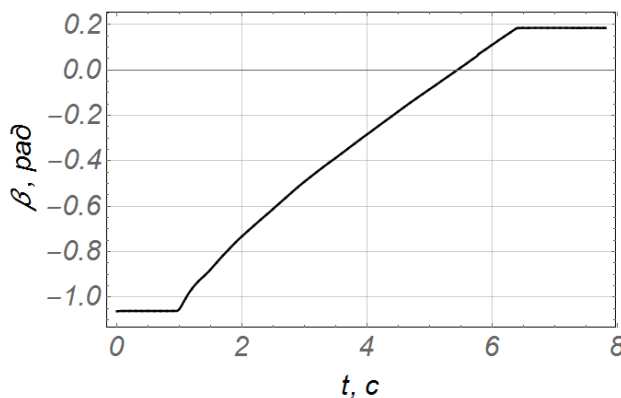


a)

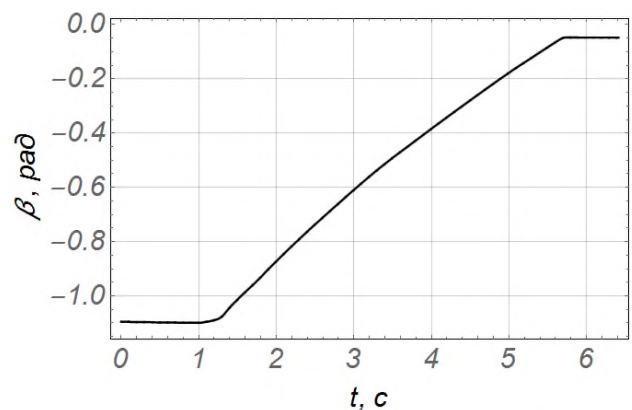


б)

Рис. 4.52. Графік швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра приводу телескопічної секції: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник



a)



б)

Рис. 4.53. Графік кутового переміщення рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

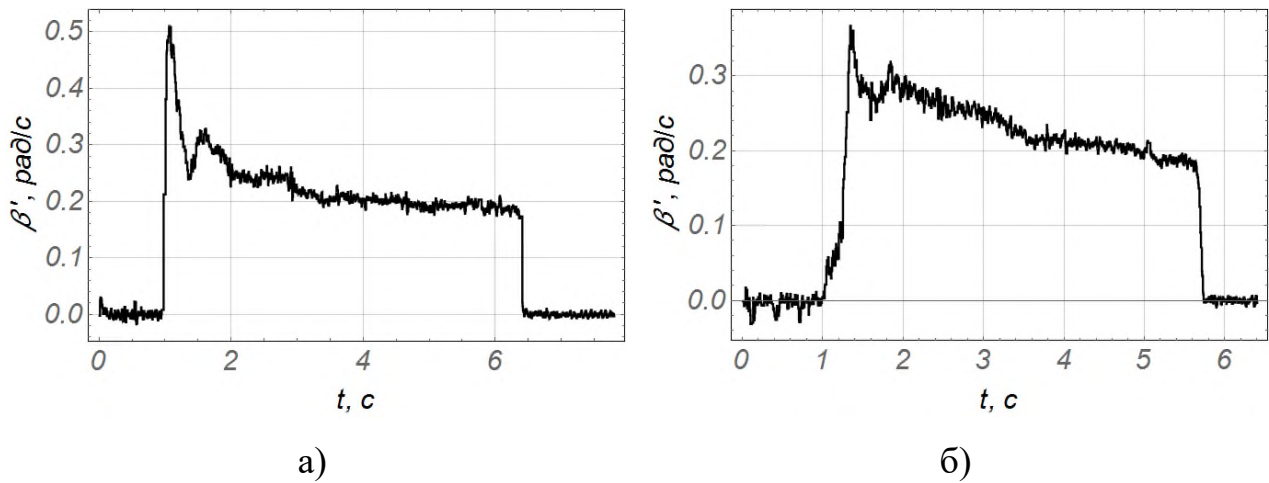


Рис. 4.54. Графік кутової швидкості переміщення рукояті: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Аналіз графіків швидкості (рис. 4.50 - рис. 4.54) показав, що при застосуванні заводських золотників в момент розгону та виходу на усталений рух виникають пікові значення швидкості, які значно перевищують номінальні значення. Це викликано миттєвим зростанням зусилля в початковий момент переміщення вихідної ланки механізму приводу.

Швидкість переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті та телескопічної секції на початку руху стрімко зростає та набуває пікового значення, яке відповідно дорівнює 0,037 м/с та 0,054 м/с. При цьому номінальна швидкість переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті становить 0,025 м/с, а телескопічної секції 0,036 м/с. Різниця між номінальними та піковими значеннями швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндру приводу рукояті становить 32%, а телескопічної секції 33%.

Аналізуючи графіки швидкості (рис. 4.50 - рис. 4.54) при застосуванні заводських золотників, видно, що розгін відбувається плавно. При усталеному русі спостерігається незначне відхилення швидкості від номінального значення.

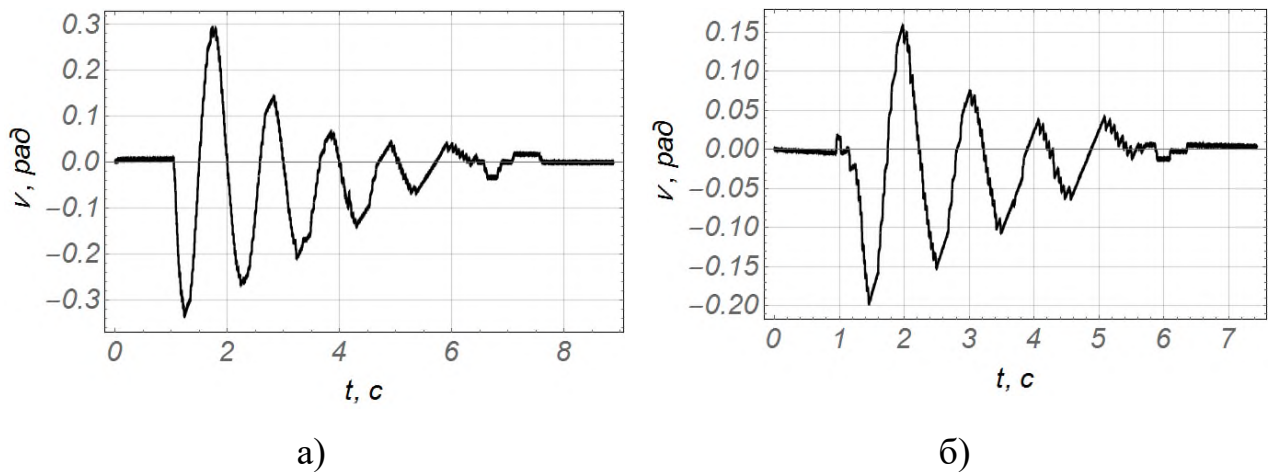


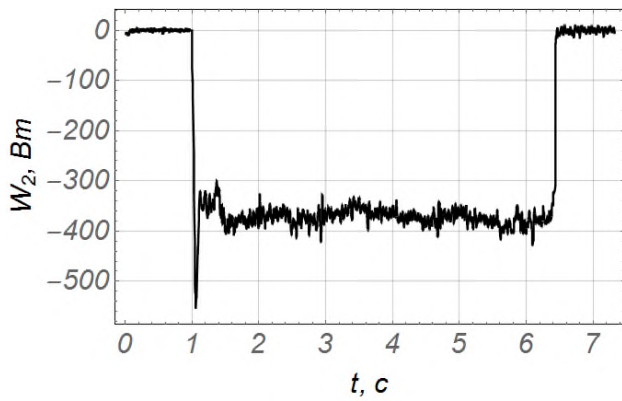
Рис. 4.55. Графік кутового відхилення вантажу: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

За умови одночасного кутового переміщення рукояті та зменшення вильоту телескопічної секції відбувається знакозмінне відхилення вантажу (рис. 4.55). Максимальне відхилення вантажу на початку руху при використанні заводських золотників (рис. 4.55 а) набуває значення $v = -0,34$ рад. При цьому розмах відхилення складає $\Delta v = 0,64$ рад.

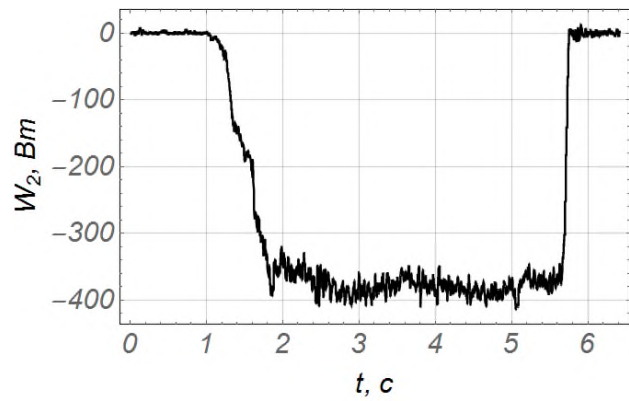
При гальмуванні розмах коливань становить $\Delta v = 0,06$ рад, а тривалість затухання коливань становить 1 с. Використовуючи конструктивно змінені золотники максимальне значення відхилення вантажу (рис. 4.55 б) на початку руху $v = -0,2$ рад.

При цьому розмах відхилення складає $\Delta v = 0,36$ рад. При гальмуванні розмах коливань становить $\Delta v = 0,02$ рад, а тривалість затухання коливань дорівнює 0,8 с.

Порівнюючи між собою обидва режими, можна відмітити, що за роботи із конструктивно зміненим золотником відхилення вантажу на початку руху зменшилось на 41%, а розмах відхилення вантажу на початку руху зменшився на 44%. Під час гальмування розмах коливань зменшився на 67%, а тривалість затухання коливань на 20%.

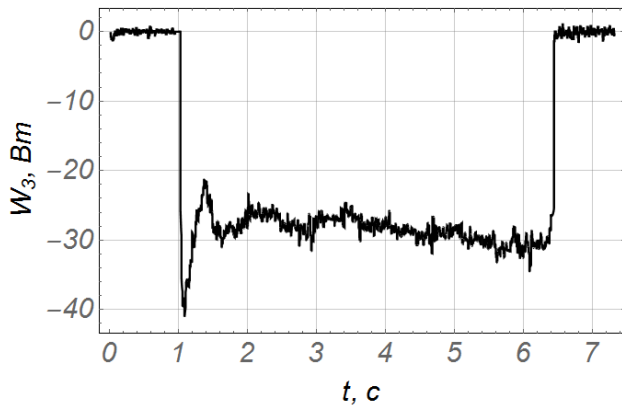


а)

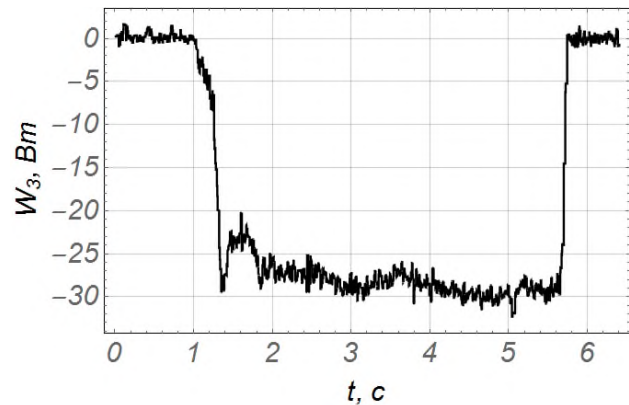


б)

Рис. 4.56. Графік затраченої потужності для переміщення рукояті з вантажем:
а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник



а)



б)

Рис. 4.57. Графік затраченої потужності для переміщення телескопічної секції з вантажем: а) заводський золотник; б) конструктивно змінений золотник

Для оцінки енергоефективності переміщення рукояті та телескопічної секції з вантажем за використання заводських та конструктивно змінених золотників на рис. 4.56 та рис. 4.57 наведено результати споживаної потужності. При використанні заводських золотників спостерігається миттєве зростання споживаної потужності, яке перевищує номінальні значення для переміщення рукояті на 35% та телескопічної секції на 33%. При подальшому переміщенні спостерігаються значні відхилення споживаної потужності від номінального значення. Це викликано коливаннями тиску

робочої рідини, металоконструкції стрілової системи та вантажу. Використовуючи конструктивно змінні золотники, дало можливість забезпечити плавне зростання споживаної потужності до номінального значення та в подальшому рівномірне її споживання з незначними відхиленнями від номінального значення [178].

4.6. Порівняння теоретичних та експериментальних даних при переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора

Проведено аналіз розбіжностей між теоретичними та експериментальними даними для розгону штока привідного гідравлічного циліндра приводу стріли. Для цього розглянуто кінематичні характеристики руху стрілової системи крана-маніпулятора які визначені теоретично за таким режимом руху коли зміна прохідної площі в золотниковій парі змінюється за параболічним законом (рис. 2.29 б та рис. 2.32 б), та дані отримані в ході проведення експериментальних досліджень (рис. 4.17 б та рис. 4.22 б). Для порівняння експериментальних даних експериментальної установки з теоретичними даними натурального об'єкта, отриманні експериментальні дані наведено з врахуванням коефіцієнтів подібності до натурального об'єкта.

На рис. 4.58 зображено в графічному вигляді порівняння та розбіжності між отриманими теоретичними та експериментальними даними режиму руху привідної ланки гідравлічного циліндра переміщення стріли для зміни швидкості та зусилля.

Наведена графічна залежність зміни швидкості штоку гідравлічного циліндра (рис. 4.58 а) показує, що відхилення між теоретичними та експериментальними даними за середньою швидкістю складає 9%, а відхилення за значеннями максимальної швидкості 5%. В момент розгону на проміжку часу $\Delta t = 0 - 0,5c$ максимальне відхилення швидкості становить 36%.

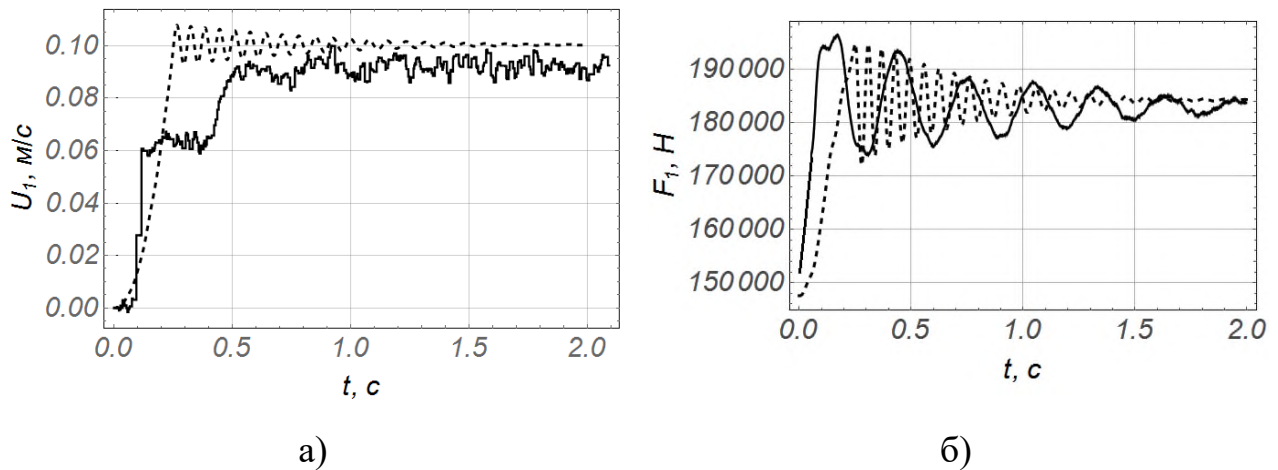


Рис. 4.58. Порівняння графічних залежностей отриманих теоретичних та експериментальних даних:

- - теоретичні дані; – експериментальні дані; а) швидкість переміщення штоку гідравлічного циліндру; б) зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр.

З графічної залежності зміни зусилля (рис. 4.58 б) видно, що максимальне значення зусилля при розгоні стрілової системи, визначеної теоретично дорівнює 194503 Н, а при експериментальних дослідженнях з урахуванням коефіцієнтів подібності, максимальне значення зусилля дорівнює 196084 Н, що на 1% більше. Відхилення за середнім значенням зусилля за теоретичними даними менше на 2%.

Наведені графічні залежності показують, що за експериментальними даними на початку руху шток гідравлічного циліндру сприймає динамічні навантаження, але при завершенні розгону та виході на усталений рух динамічна характеристика покращується про, що свідчать незначні коливання швидкості та зусилля [178].

Висновки до четвертого розділу

1. З отриманих експериментальних даних видно, що при зміні вильоту стрілової системи крана-маніпулятора у момент пуску, усталеного руху та гальмування відбуваються коливання вантажу, які викликають динамічні навантаження в механізмах приводу та елементах металоконструкції.

2. При порівнянні між собою роботи гідравлічного циліндра приводу стріли за двома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників, різниця між значеннями зусиль при гальмуванні менша на 64%, а тривалість затухання коливань зменшилась на 29%. Відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником збільшилось на 45,5%, а під час гальмування розмах коливань зменшився на 37%. При цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 69%. Зменшення часу коливань вантажу при гальмуванні несе позитивний характер та дає можливість скоротити час позиціонування вантажу.

3. При порівнянні між собою роботи гідравлічного циліндра приводу рукояті за обома режимами можна відмітити, що розмах відхилення вантажу на початку руху за роботи із конструктивно зміненим золотником на 23% зменшився, а під час гальмування розмах та тривалість затухання коливань для обох випадків залишився незмінним.

4. При порівнянні між собою одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводів стріли та рукояті за обома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників значення зусиль для переміщення стріли на початку руху менше на 9%, а розмах зусиль на 36%. При гальмуванні розмах зусиль менший на 14%, при цьому тривалість затухання коливань залишилась незмінною, а для рукояті пікові значення зусиль на початку руху зменшились на 82%.

5. При порівнянні між собою одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводів стріли та телескопічної секції за обома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників зменшення зусиль для переміщення стріли на початку руху становить 3%, а розмах зусиль - на 26%. При гальмуванні розмах зусиль зменшився на 7%, а тривалість затухання коливань на 13%. Для телескопічної секції різниця між піковим та номінальним значеннями зусиль складає 10%. При цьому відхилення вантажу на початку руху на 43% збільшилось, а під час гальмування розмах коливань зменшився на 58%, при цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 13%.

6. При порівнянні між собою одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводів рукояті та телескопічної секції за обома режимами руху видно, що при використанні конструктивно змінених золотників пікові значення зусиль для переміщення рукояті на початку руху зменшились на 3%, а розмах зусиль - на 81%. Відхилення вантажу на початку руху зменшилось на 41%, розмах відхилення вантажу - на 44%, а під час гальмування - на 67%. При цьому тривалість затухання коливань зменшилась на 20%.

7. Визначено відхилення між теоретичними та експериментальними даними, за середньою швидкістю складає 9%, відхилення за значеннями максимальної швидкості 5%. В момент розгону максимальне відхилення швидкості становить 36%. Максимальне значення зусилля визначено теоретично дорівнює 194503 Н, а при експериментальних дослідженнях з урахуванням коефіцієнтів подібності, дорівнює 196084 Н, що на 1% більше. Відхилення за середнім значенням зусилля за теоретичними даними менше на 2% [178].

РОЗДІЛ 5

РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РУХУ ЛАНОК СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

5.1. Удосконалення системи керування механізмами привода крана-маніпулятора

Підвищення технічного рівня крана-маніпулятора з гідравлічним приводом можливо вибравши оптимальні конструктивні та кінематичні параметри. Досягнути суттєвого покращення показників режимів руху крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, можливо після модернізації елементів системи керування, яка базується на таких принципах [126, 165, 166]:

- зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію стрілової системи та системи гідравлічного приводу крана-маніпулятора;
- зменшення коливань вантажу та металоконструкції стрілової системи;
- підвищення продуктивності та ефективності розвантажувально-завантажувальних операцій;
- підвищення економічної ефективності у результаті модернізації елементів системи керування крана-маніпулятора.

Враховуючи наведені принципи розроблено рекомендації з модернізації елементів систем керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора.

Запропоновано знижувати динамічні навантаження підчас пуску, усталеного руху та гальмування вихідної ланки приводних механізмів та відповідно елементів стрілової системи шляхом застосування керованого пуску з метою забезпечення виходу стрілової системи крана-маніпулятора на

встановлений режим руху з найменшими динамічними навантаженнями та мінімальними коливаннями вантажу.

Для досягнення поставленої мети запропоновано вдосконалити систему керування механізмами приводу крана-маніпулятора за рахунок зміни геометричних параметрів гідравлічного золотникового розподільника.

Це досягається тим, що гідравлічний золотниковий розподільник, який містить золотник з робочими кромками та радіальним розміщенням циліндричних проточок, який встановлений в розточений отвір корпусу з виконаними в ньому радіальними каналами розташованими від торців до центра перпендикулярно осі золотника і з'єднаними відповідно із нагнітальним, зливним, робочими і перепускними каналами.

Для усунення динамічних навантажень та забезпечення умови плавного пуску та гальмування вихідних ланок приводних механізмів та відповідно ланок стрілової системи на робочих кромках золотника радіально виконані дросельні щілини перпендикулярно осі розміщення золотника в корпусі, які можуть набувати вигляду циліндричних глухих отворів (рис.5.1) [17], трикутної призми (рис.5.2) [15] або конусних виточок змінного перерізу по осі золотника (рис.5.3) [16].

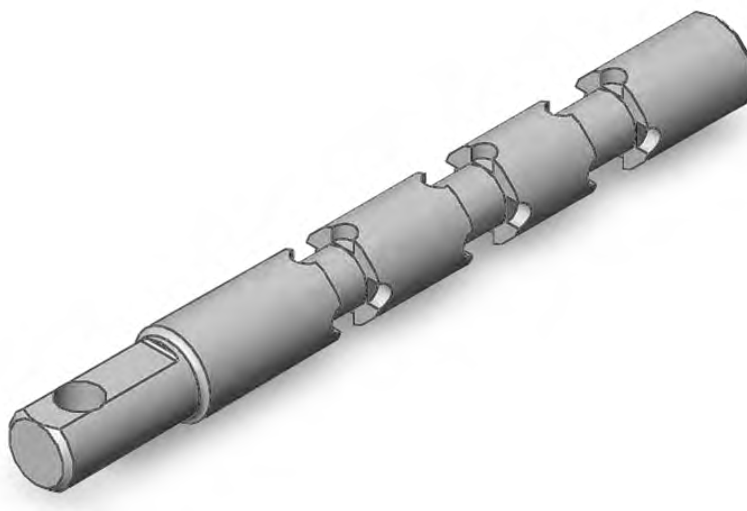


Рис. 5.1. Золотник із дросельними проточками у вигляді циліндричних глухих отворів

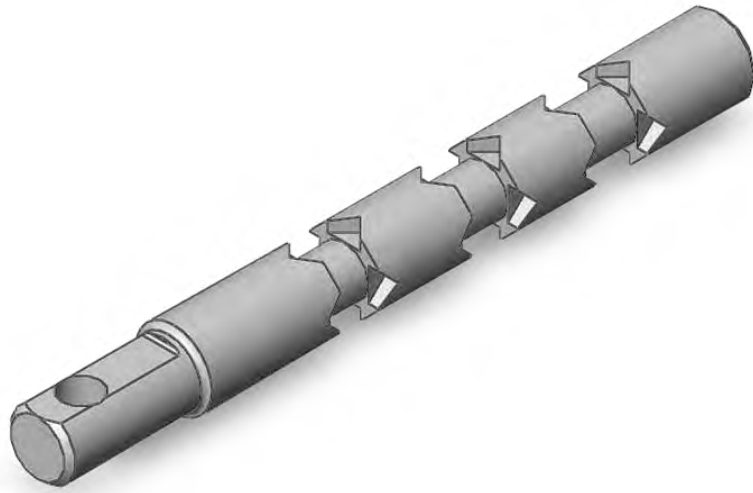


Рис. 5.2. Золотник із дросельними проточками у вигляді трикутної призми

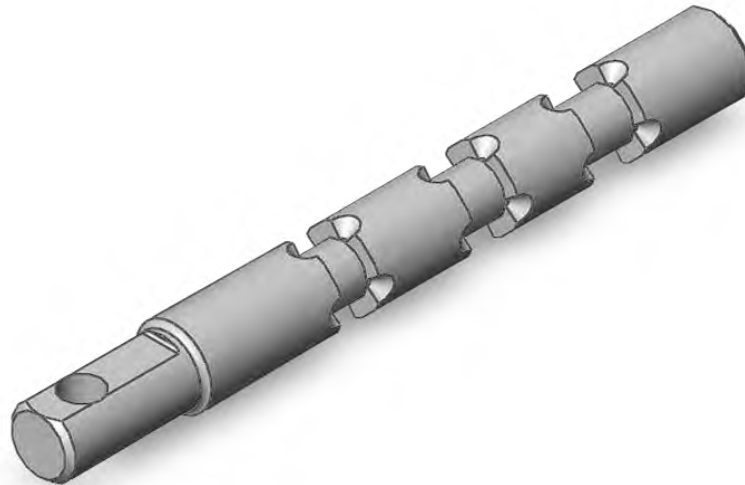


Рис. 5.3. Золотник із дросельними проточками у вигляді конусних виточок змінного перерізу по осі золотника

При роботі, завдяки виконаним на робочих кромках золотника дросельних щілин, в момент, коли він під дією керуючого сигналу почне переміщуватись відносно корпуса і відкривати нагнітальні канали, то спочатку робоча рідина буде потрапляти у робочий канал через ці дросельні щілини, які з поступовим переміщенням золотника будуть збільшувати свій прохідний переріз. При повному відкритті нагнітального каналу рідина буде потрапляти у робочий канал, напряду минаючи дросельні щілини. Саме

такий процес подавання робочої рідини в робочий канал буде створювати умову плавного пуску та гальмування і дозволить зменшити дію гідравлічного удару в приводних елементах механічної системи [15, 16, 17].

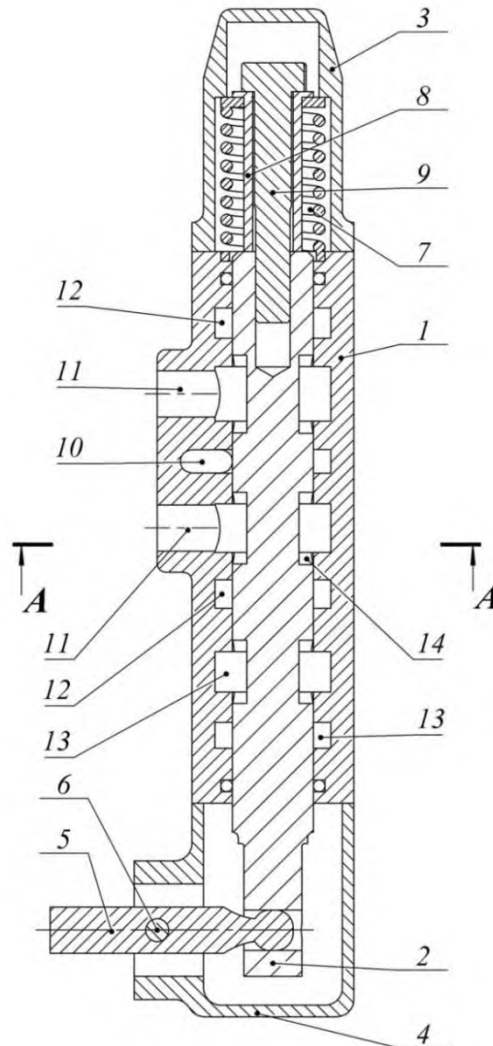


Рис. 5.4. Конструкція гідравлічного золотникового розподільника з дросельними щілинами

Гідравлічний золотниковий розподільник наведений на рис. 5.4. складається з корпусу 1, золотника 2, на робочих кромках якого виконані дроселюючі щілини 14. В корпусі 1 виконано проточки робочих каналів 11, нагнітальних каналів 10, зливних каналів 12 та перепускних каналів 13, які з'єднані між собою з нагнітальним каналом 10, механізму центрування, який, в свою чергу складається з пружини 7, дистанційної втулки 8 та фіксуючого

гвинта 9. З торців до корпусу приєднані захисні кришки 3 та 4. В кришці 4 розміщено механізм керування положенням золотника, який складається з важеля 5, що обертається навколо вісі 6 [15, 16, 17].

Гідравлічний золотниковий розподільник працює наступним чином. При нейтральному положенні золотника 2, який утримується механізмом центрування 7, 8, та 9, відносно корпусу 1, нагнітальний канал закритий. При прикладанні зусилля до важеля керування 5 з низу до верху і відповідно переміщення золотника по його осі відносно корпусу (рис. 5.4) донизу, відбувається суміщення кромки нагнітального каналу 10, з робочими кромками золотника 2, і робоча рідина під дією тиску почне потрапляти до верхнього робочого каналу 11. Відведення рідини від робочого органу відбувається через нижній робочий канал 11 і зливний канал 12. При даній роботі гідравлічного золотникового розподільника дросельні щілини 14, будуть виконувати наступну функцію: в початковий момент, коли золотник 2 починає переміщуватись донизу відбувається суміщення кромки нагнітального каналу 10 з кромками дросельних щілин 14 і робоча рідина під дією тиску почне поступово потрапляти через дросельні щілини 14 в робочу камеру 11. З поступовим переміщенням золотника донизу він повністю відкриває робочий канал 11 і робоча рідина вже напряму потрапляє в робочий канал 11 минаючи дросельні щілини [15, 16, 17].

При знятті зусилля з важеля керування 5 золотник під дією зусилля пружини 7 повертається в нейтральне положення.

У випадку зміни напрямку прикладання зусилля до важеля керування 5 робота гідравлічного золотникового розподільника буде аналогічною.

Таким чином досягається виконання умови потрібної плавності процесу пуску та гальмування приводних елементів гідравлічного приводу механічної системи, та забезпечення зменшення негативної дії динамічних навантажень в приводних механізмах.

Запропонована система керування краном-маніпулятором при оптимальних законах руху має наступні позитивні фактори:

- скорочення часу робочого циклу крана-маніпулятора через зменшення коливань металоконструкції стрілової системи та вантажу;

- дозволяє виконувати чітке позиціонування вантажу за рахунок зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію стрілової системи та гідравлічного приводу;

- підвищує надійність та довговічність роботи крана-маніпулятора та його гідравлічної системи, внаслідок зменшення динамічних навантажень при перехідних режимах руху.

Запропоновані рекомендації по вдосконаленню привода гідравлічного крана-маніпулятора захищено 3 патентами України на корисні моделі (додаток Г) [178].

5.2. Підвищення надійності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок зниження динамічних навантажень

Надійність роботи гідравлічних кранів-маніпуляторів визначається навантаженнями, які виникають у процесі експлуатації. Існує декілька способів підвищення надійності приводних механізмів та елементів металоконструкції кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом [85]: підвищення механічної міцності вузлів та зварних з'єднань [167] стрілової системи крана-маніпулятора, зниження навантаження на стрілову систему та гідравлічні циліндри крана-маніпулятора, використання новітніх технологій для зниження старіння елементів конструкції. Збільшення міцності металоконструкції при застосуванні тих же марок матеріалів викликає збільшення масово-геометричних характеристик металоконструкції в цілому. Тому зменшення динамічних навантажень є раціональним шляхом підвищення надійності кранів маніпуляторів з гідравлічним приводів. Одним із найбільш поширеним способом вирішення цієї задачі є плавне керування швидкістю, тобто плавне прикладання рушійного та гальмівного зусиль. За рахунок чого, досягається обмеження величини та швидкості зміни

динамічних навантажень в елементах металоконструкції стрілової системи та приводних механізмах, що також підвищить надійність та зменшить вірогідність виходу з ладу крана-маніпулятора у результаті руйнування найбільш слабких елементів та вузлів гідравлічної машини.

Конструювання та розробка нових кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом потребує врахування наступних факторів: простота конструювання та технологічність виготовлення; застосування в конструкції стандартизованих деталей; правильність форм та розмірів деталей. Особливу роль відіграє якість матеріалів, міцність зварних з'єднань [167], точність виготовлення та складання вузлів металоконструкції. Нові конструктивні рішення кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом мають забезпечувати підвищення продуктивності та ефективності виконання розвантажувально-навантажувальних операцій, тому постає питання у підвищенні робочої швидкості. При цьому, підвищення робочої швидкості та одночасному зменшенні власної маси металоконструкції крана-маніпулятора вимагає застосовувати механізми керування з характеристикою плавного регулювання переміщення ланок, які нададуть змогу знизити динамічні навантаження у приводних механізмах та відповідно металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора.

Слабкими елементами конструкції кранів-маніпуляторів які встановлюються на вантажних автомобілях та тракторах є гідравлічний привід та зварні елементи металоконструкції, що піддаються вібраціям не лише у завантажувально-розвантажувальному процесі, а й під час руху автомобіля. Тому, для забезпечення надійності вище вказаних слабких елементів необхідно підвищити якість зварних з'єднань [167] та надійність роботи гідравлічного приводу. Підвищення ресурсу металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора забезпечується за рахунок роботи механізмів приводу за оптимальними режимами руху, які дозволяють зменшити динамічні навантаження.

Отримані у другому розділі оптимальні закони руху вихідних ланок механізмів приводу стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та отримані у четвертому розділі результати проведених експериментальних досліджень, дали можливість підвищити плавність рухів ланок стрілової системи внаслідок зниження динамічних навантажень. Покращити кінцеве позиціонування вантажу в процесі розвантажувально-навантажувальних операціях за рахунок зменшення залишкових, коливань вантажу [178].

5.3. Підвищення ефективності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок скорочення часу робочого циклу

Проаналізувавши роботу експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за різними режимами руху, який виконано у 4 розділі показує, що при роботі за умови використання конструктивно змінених золотників є можливість отримати додатковий час, внаслідок зменшення тривалості коливань вантажу та відповідно металокопструкцій стрілової системи після гальмування.

Тривалість робочого циклу руху крана-маніпулятора з гідравлічним керуванням описується виразом [168, 170, 173]:

$$T_{\text{ц}} = \alpha \sum t + \sum t_{\text{д}}, \quad (5.1)$$

де $\sum t$ – час, витрачений на операції переміщення вантажу у вертикальній та горизонтальній площинах; α – коефіцієнт одночасності виконуваних операцій; $\sum t_{\text{д}}$ – час, витрачений на допоміжні операції, які визначаються за формулою:

$$\sum t_{\text{д}} = t_{\text{зах}} + t_{\text{зн}} + t_{\text{нав1}} + t_{\text{п}}, \quad (5.2)$$

де $t_{\text{зах}}$ – час витрачений на захват вантажу (2 с) [171, 172, 176]; $t_{\text{нав1}}$ – час, необхідний для наведення вантажозахватного пристрою над вантажем (3...4

с) [172, 174...177]; $t_{3н}$ – час, що витрачений на вивільнення вантажу (2 с) [168, 169]; $t_{п}$ – час повороту стрілової системи (15 с) [172, 174...177].

Розрахуємо зекономлений час на завантажувальні роботи при використанні конструктивно зміненого золотника для керування краном-маніпулятором під час зміни вильоту вантажу. Для цього проведемо порівняння між тривалістю робочих циклів крана-маніпулятора з гідравлічним приводом при виконанні навантажувальних операцій з використанням заводських золотників та конструктивно змінених золотників.

Розрахуємо час циклу завантаження вантажу при наступних режимах роботи крана-маніпулятора з гідроприводом:

1. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час роботи тільки гідравлічного циліндру приводу стріли;
2. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час роботи тільки гідравлічного циліндру приводу рукояті;
3. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводу стріли та рукояті;
4. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час одночасної роботи гідравлічного циліндрів приводу стріли та зміни вильоту телескопічної секції;
5. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводу рукояті та зміни вильоту телескопічної секції.

Згідно отриманих експериментальних даних, за умови переведення золотника із нейтрального положення у максимально відкрите при пуску та навпаки при гальмуванні – ривком, визначаємо час кутового переміщення в експериментальній установці крана-маніпулятора з гідравлічним приводом при використанні заводського та конструктивно зміненого золотників.

Використовуючи критерій подібності за часом розрахований у третьому розділі для натурної моделі крана-маніпулятора отримуємо час кутового переміщення ланок, результати заносимо до таблиці 5.1.

Приймаємо коефіцієнт суміщення операцій $\alpha = 1$, як для випадків одночасного переміщення кількох ланок та однієї ланки стрілової системи.

Середня кількість вмикання гідравлічного циліндра рукояті крана-маніпулятора при виконанні навантажувальних операцій за один цикл становить 3,29, гідравлічного циліндра стріли – 3,05, а гідравлічного циліндра телескопічної секції – 3,15 [169, 177]. Під час одночасного переміщення ланок стрілової системи, необхідно брати більше значення середньої кількості вмикань гідравлічного циліндра. Розрахунок часу одного циклу завантаження, використовуючи представленні дані, для найгіршого випадку виконуємо за формулою (5.1), а результати заносимо у таблицю 5.1.

Таблиця 5.1.

Результати розрахунків скорочення часу робочого циклу завантаження вантажу

Режим роботи	Час переміщення, с						Скорочення одного циклу завантаження вантажу, %
	Заводський золотник			Конструктивно змінений золотник			
	стріла	рукоять	телескопічна секція	стріла	рукоять	телескопічна секція	
1	73,1	0	0	66,4	0	0	9,2
2	0	65,6	0	0	61,5	0	6,2
3	57,8	57,8	0	53,7	53,7	0	7,1
4	62,5	0	62,5	58,3	0	58,3	6,7
5	0	55,7	55,7	0	49,5	49,5	11,1

Порівнюючи між собою використання заводських та конструктивно змінених золотників для гідравлічних приводів ланок крана-маніпулятора зроблено висновок, що при використанні конструктивно змінених золотників, в залежності від режиму роботи ланок крана-маніпулятора, скорочення одного циклу завантаження вантажу у автомобіль складає від 6,2 до 11,1%.

Розрахуємо річну економічну ефективність від скорочення робочого циклу крана-маніпулятора з використанням конструктивно змінених золотників у гідравлічних приводах за формулою:

$$E = \Pi \cdot B \cdot P \cdot D \cdot 2 \cdot \left(\frac{\Delta T_c \cdot \Pi}{3600} \right), \quad (5.3)$$

де: E – річна економічна ефективність, грн/рік; Π – вартість одного літра палива (приймаємо 28,5 грн/л); B – витрата палива краном-маніпулятором за одну годину (приймаємо 12 л/год); P – час виконання завантажувально-розвантажувальних робіт краном-маніпулятором за одну зміну (приймаємо 5 год); D – кількість робочих змін за рік (приймаємо 250 змін); ΔT_c – середній час скорочення одного робочого циклу, (5,06 с); Π – середня кількість циклів необхідних для завантаження вантажу (приймаємо $\Pi = 20$).

$$E = 28,5 \cdot 12 \cdot 5 \cdot 250 \cdot 2 \cdot \left(\frac{5,06 \cdot 20}{3600} \right) = 24035 \text{ грн / рік}$$

Використання конструктивно змінених золотників для гідравлічних приводів кранів-маніпуляторів за рахунок скорочення часу циклу завантаження вантажу призводить до економії 24035 грн/рік для одного крану-маніпулятора [178].

Висновки до п'ятого розділу

1. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження показали, що оптимальні режими руху є більш ефективними у порівнянні з неоптимальними. Це обґрунтовано визначенням підвищення ефективності системи керування краном-маніпулятором за рахунок скорочення часу одного циклу завантаження вантажу, яке складає від 6,2% до 11,1%.

2. Розраховано річну економічну ефективність від скорочення робочого циклу крана-маніпулятора з конструктивно зміненими золотниками у гідравлічному приводі, яка складає 24035 грн/рік для однієї одиниці техніки.

3. На основі отриманих результатів досліджень запропоновано методи удосконалення системи керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора, які дають змогу реалізувати оптимальний режим руху. Конструкція гідравлічного золотникового розподільника захищено трьома патентами України на корисні моделі [178].

ВИСНОВКИ

Розв'язано актуальну науково-практичну задачу, мета яких полягає у реалізації керування краном-маніпулятором з гідравлічним приводом за оптимальними режимами руху, при яких зменшуються динамічні навантаження в елементах стрілової системи та механізмах приводу та усуваються відхилення вантажу від вертикалі, який шарнірно закріплений на жорсткому підвісі.

1. Проведений огляд наявних недоліків у кранах-маніпуляторах з гідравлічним приводом показав, що підвищення ефективності їх використання напряму залежить від умов їх експлуатації, насамперед від вибору оптимальних режимів руху ланок стрілової системи, одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи та збільшення точності позиціонування вантажу.

2. Враховуючи масово-інерційні параметри стрілової системи та нелінійний зв'язок між кінематичними характеристиками ланок, розроблено математичну модель зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем. Проведено динамічний аналіз при одночасному переміщенні стріли, рукояті та телескопічної секції. З аналізу отриманих даних встановлено максимальні швидкості переміщення штоків гідравлічних циліндрів (0,048...0,06 м/с), максимальне значення зусиль (37200...245300 Н) та відхилення вантажу від вертикалі (0,38 рад).

3. На основі метаевристичного методу розроблено методику визначення оптимальних режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем, де в якості критеріїв оптимізації використані інтегральні функціонали з підінтегральними виразами: критерій оптимізації за середньоквадратичним значенням узагальненої сили, критерій оптимізації середньоквадратичного значення потужності та безрозмірний комплексний критерій. За даною методикою визначені оптимальні режими руху крана-маніпулятора у процесі зміни вильоту стрілової системи з вантажем, в якій до

мінімуму зводять дію динамічних навантажень та усувають коливання вантажу. Значення прискорення не перевищують ($0,47 \dots 0,7 \text{ м/с}^2$).

4. Спроектовано та виготовлено фізичну модель крана-маніпулятора з гідравлічним приводом для проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи за різноманітних режимів руху. Спроектовано та виготовлено золотник з дросельними щілинами, який дає можливість реалізувати оптимальний закон руху штоків гідравлічних циліндрів приводу ланок стрілової системи крана-маніпулятора. Підібрано та змонтовано для збору експериментальних даних високоточне вимірювальне та реєструюче обладнання, яке дає можливість здійснити безперервний збір даних про положення та переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу ланок стрілової системи в часі, тиск в камерах гідравлічних циліндрів та кут відхилення вантажу від вертикалі. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень для отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора за реального та оптимального режимів руху та обрано методику обробки масиву зібраних експериментальних даних.

5. Проведено експериментальні дослідження режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора. При роботі гідравлічного циліндра приводу стріли видно, що при використанні конструктивно змінених золотників, різниця між значеннями зусиль при гальмуванні менша на 64%, а тривалість затухання коливань на 29%. Відхилення вантажу на початку руху збільшилось на 45,5%, а підчас гальмування розмах коливань зменшився на 37%. Тривалість затухання коливань зменшилась на 69%. За роботи гідравлічного циліндра приводу рукояті розмах відхилення вантажу на початку руху із конструктивно зміненим золотником зменшився на 23%.

6. При одночасній роботі гідравлічних циліндрів приводів стріли та рукояті видно, що при використанні конструктивно змінених золотників значення зусиль для переміщення стріли на початку руху менше на 9%, а розмах зусиль на 36%. При гальмуванні розмах зусиль менший на 14%, а для

рукояті пікові значення зусиль на початку руху зменшились на 82%. За одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводів стріли та телескопічної секції, при використанні конструктивно змінених золотників зменшення зусиль для переміщення стріли на початку руху становить 3%, а розмах 26%. При гальмуванні розмах зусиль зменшився на 7%, тривалість затухання коливань на 13%. Для телескопічної секції різниця між піковим та номінальним значеннями зусиль складає 10%. Відхилення вантажу на початку руху на 43% збільшилось, а під час гальмування розмах коливань зменшився на 58%, тривалість затухання коливань зменшилась на 13%. При одночасній роботі гідравлічних циліндрів приводів рукояті та телескопічної секції, із використанням конструктивно змінених золотників пікові значення зусиль для переміщення рукояті на початку руху зменшились на 3%, а розмах зусиль на 81%. Відхилення вантажу на початку руху зменшилось на 41%, розмах коливань на 44%, під час гальмування на 67%. Тривалість затухання коливань зменшилась на 20%.

7. Визначено відхилення між теоретичними та експериментальними даними, за середньою швидкістю складає 9%, відхилення за значеннями максимальної швидкості 5%. В момент розгону максимальне відхилення швидкості становить 36%. Максимальне значення зусилля визначено теоретично дорівнює 194503 Н, а при експериментальних дослідженнях з урахуванням коефіцієнтів подібності, дорівнює 196084 Н, що на 1% більше. Відхилення за середнім значенням зусилля за теоретичними даними менше на 2%.

8. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження показали, що оптимальні режими руху є більш ефективними у порівнянні з неоптимальними. Це обґрунтовано визначенням підвищення ефективності системи керування краном-маніпулятором за рахунок скорочення часу одного циклу завантаження вантажу, яке складає від 6,2% до 11,1%. Розраховано річну економічну ефективність від скорочення робочого циклу

крана-маніпулятора з конструктивно зміненими золотниками, яка складає 24035 грн/рік для однієї одиниці техніки.

9. На основі отриманих результатів досліджень запропоновано методи удосконалення системи керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора, які дають змогу реалізувати оптимальний режим руху. Конструкція гідравлічного золотникового розподільника захищено трьома патентами України на корисні моделі [178].

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ловейкін В.С., Сподоба О.О. Кінематичний аналіз просторового переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора методом однорідних перетворень Денавіта-Хартенберга. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ, 2017. Вип. 275. С. 116-127.
2. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Планування траєкторії руху крана-маніпулятора. *Збірник тез доповідей XIII Міжнародної наукової конференції «Раціональне використання енергії в техніці. TechEnergy 2017»*. Національний університет біоресурсів і природокористування України: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 17-19 травня 2017 р. Київ, 2017. С. 27-29.
3. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Кінематичний аналіз просторового переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора методом однорідних перетворень Денавіта-Хартенберга. *Збірник тез доповідей V Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 111-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987): матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 22-23 лютого 2018 р. Київ, 2018. С. 96-99.*
4. Ловейкін В.С., Сподоба О.О. Аналіз динамічної навантаженості крана-маніпулятора з гідроприводом. *Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 112-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987): матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 21-22 лютого 2019 р. Київ, 2019. С. 212-213.*

5. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Математична модель динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора. *Підйомно-транспортна техніка*. Одеса, 2019. Вип. 2(61), С. 83-92.
6. Ловейкін В.С., Сподоба О.О., Ляшко А.П. Математична модель динаміки зміни вильоту вантажного маніпулятора з гідроприводом. *Збірник тез в всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Житомир, 28-29 березня 2019 р. Житомир, 2019. С. 19.*
7. Ловейкін В.С., Сподоба О.О. Синтез рівнянь руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера. Цілі сталого розвитку третього тисячоліття: виклики для університетів наук про життя: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, Україна, 23–25 травня 2018 р.. Київ. 2018. Т. 5. С. 242.
8. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Математична модель динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора при суміщенні рухів рукояті та телескопічної секції. *Машинобудування. Збірник наукових праць*. Харків. Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА). 2019. Вип. 24. С. 40-51.
9. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Математична модель динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем при суміщенні рухів. *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. Kyiv,. Ukraine. 2019, Vol. 10, No 1, P. 141-149
10. Loveikin V., Spodoba O., Spodoba M., Romasevych Y. Research of dynamics of hydraulic drive with a hydraulic distributor. *ТЕКА. Quarterly journal of agri-food industry*. Rzeszow- Lviv, 2019, Vol. 19, No. 3, P. 45-54.
11. Loveykin, V.S., Romasevych Yu.O., Spodoba O.O. Determination of parameters of the hydraulic system in the transition period of motion. *Збірник тез доповідей XIX Міжнародної конференції науково-*

- педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн»: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 20-22 березня 2019 р. Київ, 2019. С. 75-77.*
12. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О., Ловейкін А.В., Шворов С.А. Комплексна оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. Київ, Ukraine. 2020, Vol. 11, No 2, P. 5-13.
 13. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Метод розв'язування задач оптимального програмного керування. *Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції "Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку", присвячена 90-й річниці з дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 7-8 листопада 2019 р. Київ, 2019. С. 240-241.*
 14. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О. Підвищення точності позиціонування гідроманіпулятором робочого органу над пеньком. *Збірник тез доповідей IV Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 110-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987): матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 16-17 лютого 2017 р. Київ, 2017. С. 84.*
 15. Гідравлічний золотниковий розподільник: пат. 139647 Україна. № 201907336; заявл. 02.07.2019; опубл. 10.01.2020, Бюл.№ 1. 6 с.
 16. Гідравлічний золотниковий розподільник: пат. 139648 Україна. № 201907338; заявл. 02.07.2019; опубл. 10.01.2020, Бюл.№ 1. 5 с.
 17. Гідравлічний золотниковий розподільник: пат. 139650 Україна. № 201907340; заявл. 02.07.2019; опубл. 10.01.2020, Бюл.№ 1. 6 с.

18. Ловеїкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О., Сподоба М.О. Методика проведення експериментальних досліджень. *Збірник тез доповідей VII Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 113-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987): матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 21-22 лютого 2020 р. Київ, 2020. С. 66-69.*
19. Ловеїкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О., Сподоба М.О. Результати експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи крана-маніпулятора за умови одночасного переміщення рукояті та телескопічної секції. *Збірник тез доповідей XX Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн»: матеріали міжнар. наук.-практ. конф., м. Київ, 19-20 березня 2020 р. Київ, 2020. С. 75-77.*
20. Ловеїкін В.С., Ромасевич Ю.О., Сподоба О.О., Сподоба М.О. Результати експериментальних досліджень динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора. *Обуховські читання: XV Міжнародна науково-практична конференція: тези конференції. Національний університет біоресурсів і природокористування України. м. Київ, 10 березня 2020 року: Київ. 2020. С. 71-75.*
21. Питеев В.Г. Совершенствование машин манипуляторного типа для сортиментной заготовки древесины : дис. в виде н. докл. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Воронеж : ВГЛТА, 1995.
22. Система машин для комплексной механизации сельскохозяйственного производства на 1986-1995 годы. Нормативный документ. Часть IV. Лесное хозяйство и защитное лесоразведение. Москва : АгроНИИТЭНИТО, 1987.

23. Система машин для комплексной механизации лесозаготовительного производства на 1986-1990 г. Нормативный документ. Москва : Химки, 1986.
24. Манипуляторы стреловые гидравлические лесохозяйственных машин. Ленинград : ЦБНТИлесхоз, 1984.
25. Руководящий нормативный документ РД-22-36-15-81.
26. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин. Москва : Экология, 1995.
27. Александров В.А. Проектирование специальных лесных машин. Ленинград, 1977. 150 с.
28. Андреев В.Н., Герасимов Ю.Ю. Повышение качества и надёжности технологического оборудования лесных машин при проектировании. Петрозаводск : Изд-во Петрозаводского университета, 1996. Т2.
29. Андреев В.Н., Гусейнов Э.М. Выбор и обоснование критериев и показателей эффективности при оптимальном проектировании лесных машин. Машины и орудия для механизации лесозаготовок и лесного хозяйства : межвуз. сб. научн. тр. Ленинград : Изд-во ЛТА, 1981. 12–15 с.
30. Баринов К.Н., Каршев Г.В. Оптимизация компоновки манипуляторов лесных машин по косвенному показателю металлоёмкости. Обоснование параметров машин и механизмов для лесозаготовок и лесного хозяйства : меж-вуз. сб. научн. тр. Ленинград : Изд-во ЛТА, 1990. 22–25 с.
31. Баринов К.Н., Каршев Г.В. Формализация критерия оптимальности гидропривода манипулятора при линейном законе управления. Обоснование параметров машин и механизмов для лесозаготовок и лесного хозяйства : меж-вуз. сб. научн. тр. Ленинград : Изд-во ЛТА, 1988. 92–95 с.
32. Баринов К.Н., Александров В.А. Проектирование лесопромышленного оборудования : учеб. пособие. Ленинград : Изд-во ЛГУ, 1988.

33. Емтыль З.К. Обоснование основных параметров механизма подъема стрелы гидравлического манипулятора с учётом инерционных сил. Труды аспирантов, докторантов и соискателей. Материалы II научной конференции аспирантов, докторантов и соискателей по итогам научно-исследовательской работы. Майкоп : Изд-во АГУ, 1997. 219–226 с.
34. Емтыль З.К., Питеев В.Г. Оптимизация кинематических параметров механизма привода рукояти гидравлического манипулятора с учётом инерционных сил. Материалы первой научно-практической конференции Майкопского государственного технологического института : тезисы. Майкоп : Зихи, 1996. 37–38 с.
35. Каршев Г.В. Координатный метод компоновки гидропривода шарнирно-сочленённого звена манипулятора. Совершенствование машин для лесозаготовительной промышленности и восстановление их потенциальных свойств : межвуз. сб. научн. тр. Санкт-Петербург : ЛТА, 1996. 106–111 с.
36. Каршев Г.В. Обоснование параметров манипуляторов лесных машин по металлоемкости и быстродействию : автореф. дисс. канд. техн. наук. Санкт-Петербург : Изд-во. ЛТА, 1995.
37. Каршев Г.В., Казанский В.И. Повышение качества компоновки и эффективности манипулятора лесной машины. Совершенствование машин для лесозаготовительной промышленности и восстановление их потенциальных свойств : межвуз. сб. научн. тр. Санкт-Петербург : ЛТА, 1996. 112–121 с.
38. Каршев Г.В., Кушляев В.Ф. Формализация функциональных ограничений в задачах оптимизации компоновки манипуляторов лесных машин. Обоснование параметров машин и механизмов для лесозаготовок и лесного хозяйства : межвуз. сб. научн. тр. Ленинград : Изд-во. ЛТА, 1990. 54–58 с.
39. Кашуба С.М., Турлай И.В. Оптимизация элементов манипулятора для

- лесоматериалов. Механизация лесоразработок и транспорт леса. Минск : Высшая школа, 1985. 39–41 с.
40. Коршун В.И., Баринов К.Н. Оптимизация размещения гидроцилиндров манипулятора лесной машины. Лесной журнал, 1984. Вып.4, 129–131 с.
 41. Кравченко В.А. Алгоритмы решений задач многокритериальной оптимизации. Москва : Изд-во. МИЭИ, 1988.
 42. Мазуркин П.М. Автоматизация технологического оборудования лесозаготовительного производства. Технология лесозаготовок и транспорта леса. Ленинград : ЛТА, 1984. 92–97 с.
 43. Мазуркин П.М. Биотехническое проектирование. Йошкар-Ола, 1994.
 44. Мазуркин П.М. Поисковое конструирование лесотехнического оборудования. Саранск : Изд-во Саратовского университета, 1990.
 45. Мазуркин П.М. Проектирование новой техники. Лесной журнал. 1984. 92–97 с.
 46. Мазуркин П.М. Функциональное проектирование лесохимических комплексов. Повышение эффективности использования лесозаготовительных и лесохозяйственных машин. Москва : 1987. 19–22 с.
 47. Поляк Б.Т. Введение в оптимизацию. Москва : Наука, 1983. 384 с.
 48. Пошарников Ф.В. Технология и оборудование рубок промежуточного пользования : учеб. пособие. Воронеж : ВГЛТА, 2000.
 49. Ройтман В.А. Исследование процесса торможения поршня гидроцилиндра в конце хода. СДМ, 1992. Вып.12, 16–18 с.
 50. Сиротский В.Ф. Критерии оптимизации параметров кранов. Вести машиностроения, 1976. Вып.7, 45–46 с.
 51. Тимошенко В.И. Выборы рациональных параметров механизма привода рукояти гидравлического экскаватора. СДМ, 1988. Вып. 12.
 52. Тимошенко В.К. Расчёт рациональных параметров стрелоподъемного механизма гидравлического экскаватора. Строительные и дорожные машин, 1986. Вып.3, 18–20 с.

53. Тимошенко В.К., Дубовник С.А. К выбору параметров стрелоподъемного механизма. Строительные и дорожные машин, 1984. Вып. 1. С. 27–29.
54. Гриф М.И. Основные требования к бортовым кранам-манипуляторам. Москва : Механизация строительства, 1986. Т. 3.
55. Горбатов Л.В. Погрузочно-разгрузочные машины и комплексы для железно-дорожного и автомобильного транспорта в СССР и за рубежом. Конструирование и эксплуатация оборудования. ЦНИИТЭИтяжмаш, 1988. Т. 6 Подъемно-транспортное оборудование, Вып. 4. С. 40.
56. Смольников Б.А. Проблеми механіки і оптимізації роботів. Москва : Наука, 1991. 231 с.
57. Белянин П.Н. Робототехнічні системи для машинобудування. Москва : Машиностроение, 1988. 240 с.
58. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Манипуляционные системы роботов. Москва : Машиностроение, 1989. 472 с.
59. Заренин Ю.Г., Збырко М.Д., Крединцер Б.Б. Надежность и эффективность АСУ. Ленинград : Техника, 1975. 368 с.
60. Красиков В.Ф., Лимар Н.И. Надежность структуры промышленных роботов. Машиностроение, 1983. Вып. 18. С. 10-13.
61. Ашин С.С., Бабич А.В., Баранов А.Г. Проектирование и разработка промышленных роботов. Москва : Машиностроение, 1989. 272 с.
62. Текшева И.В., Дуньюэ Ц., Подураев Ю.В., Карлов К.Р., Ермолов И.Л. Особенности использования нечетких моделей в задачах управления движением мехатронных объектов. Мехатроника, автоматизация, управление, 2007. Вып. 10. С. 30-33.
63. Мисюра В.П., Васильченко И.Н. Уменьшение колебаний груза при автоматизированном режиме работы кранов-перегрузателей. Механизация и автоматизация производства, 1985. Вып. 11. С. 22-24.
64. Башкиров В.С., Дудков Ю.Н., Киреев В.Е., Германович П.Е. О

- динамических нагрузках, возникающих в гидроприводах и металлоконструкциях гидромеханических манипуляторов. Омск : Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин, 1980. 50-55 с.
65. Башкова Н.В., Безрукова И.И., Божкова Н.П. Местные напряжения в телескопической стреле. Строительные и дорожные машины, 1977. Вып. 7. С. 19-20.
 66. Волков Д.П., Николаев С.И. Надежность строительных машин и оборудования. Москва : Высшая школа, 1979. 400 с.
 67. Кондаков М.В. К оценке точности динамической модели упругого манипулятора. Лесной журнал, 1989. Вып. 4. С. 48–51.
 68. Кондаков М.В. К расчету динамической нагрузки конструкций манипулятора при переходных процессах. Лесной журнал, 1989. Вып. 2. С. 38–43.
 69. Кондаков М.В. Расчетная схема упругого манипулятора. Лесной журнал, 1988. Вып. 6. С. 36–41.
 70. Александров В.А. Динамические нагрузки в лесосечных машинах. Ленинград : ЛГУ, 1984.
 71. Александров В.А. Исследование нагруженности лесосечных машин в режиме разгона груза «с веса». Лесной журнал, 1987. Вып. 6. С. 38–43.
 72. Александров В.А. К оценке нагруженности лесосечных машин в режиме отрыва груза от основания. Лесной журнал, 1983. Вып. 6. С. 33–37.
 73. Дварнаускас Э.А. Оценка динамической нагруженности манипулятора МТТ-10. Лесной журнал, 1988. Вып. 5. С. 37–42.
 74. Тарко Л.М. Переходные процессы в гидравлических механизмах. Москва : Машиностроение, 1973.
 75. Брауде В.И. Надежность порталных и плавучих кранов. Ленинград : Машиностроение, 1967.
 76. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных

машин. Ленинград : Машиностроение, 1969.

77. Кузнецов В.М. Динамика механизма подъема стреловых кранов-манипуляторов. Строительные и дорожные машины, 1984. Вып. 4. С. 20–22.
78. Gurnery T.R. and Newman R.P. «Fatigue Tests on ½ inch Thick Trans-verse Butt Welds Containing Slag Inclusions» British Welding Research Association. 1963.
79. Heywood R.B. «Designing against fatigue» Chpman and Hall LTD London. 1962.
80. Kawamoto M. and Seki M. «Fatigue strength of Steel Speciners With Double Notches», Proceesings of the First Japan Congress on Testing Materials. 1958.
81. Справочник по кранам: в 2-х томах / под общей редакцией М.М. Гохберга. Москва : Машиностроение, 1988. Т.І, Т.ІІ.
82. Зарецкий А.А. О динамике стреловых кранов при одновременной работе двух механизмов. Москва : Вестник машиностроения, 1966. Вып. 10.
83. Баринов К.Н., Милютников В.Ю. Синтез согласующего устройства для манипуляторов трелёвочных и валочно-трелёвочных машин. Лесной журнал, 1985. Вып. 4. С. 33–35.
84. Пискунов А.С., Попиков П.И. Влияние кинематических параметров механизма подъема на динамическую нагруженность манипулятора. Лесной журнал, 1985. Вып. 5. С. 52–56.
85. Гриневич Г.П., Каменская Б.А., Алферов А.К. Надежность строительных машин. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Стройиздат, 1983. 296 с.
86. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. Москва : Машиностроение, 1969. 206 с.
87. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. Москва : Машиностроение, 1968. 331 с.

88. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. Москва : Машиностроение, 1987. 160 с.
89. Коробочкин Б. Л. Динамика гидравлических систем станков. Москва : Машиностроение, 1976. 240 с.
90. Крамской В.Ф., Самойлова М.И., Тархов А.И. Объемный регулируемый гидропривод мобильных машин. Параметры и характеристики рабочих процессов : Учебное пособие / за ред. А.И. Тархова. Тюмень : ТюмГНГУ, 1998. 128 с.
91. Асан К., Кигами С., Кодзима Т. Промышленные роботы: Внедрение и эффективность: Пер. с яп. Москва : Мир, 1987. 384с.
92. Белецкий В.В. Двухногая ходьба: модельные задачи динамики и управления. Москва : Наука, 1984. 288 с.
93. Белянин П.Н. Промышленные роботы. Москва : Машиностроение, 1975. 400 с.
94. Бордюг Б.А., Ларин В.Б., Тимошенко А.Г. Задачи управления шагающими аппаратами. Киев : Наук. думка, 1985. 264 с.
95. Бурдаков С.Ф., Дьяченко В.А., Тимофеев А.Н. Проектирования манипуляторов промышленных роботов и робототехнических комплексов. Москва : Высшая школа, 1986. 264 с.
96. Юревич Е.И. Динамика управления роботами. Москва : Наука, 1984. 336 с.
97. Вукобратович М. Шагающие роботы и антропоморфные механизмы. Москва : Мир, 1976. 543 с.
98. Попов Е.П. Верещагин А.Ф., Зенкевич С.Л. Манипуляционные роботы. Динамика и алгоритмы. Москва : Наука, 1978. 400 с.
99. Верещагин А.Ф. Принцип наименьшего принуждения Гаусса для моделирования на ЭВМ динамики роботов-манипуляторов. Докл. АН СССР, 1975. Вып. 1. С. 51-53.
100. Тимофеев А.В. Управление роботами : Учеб. Пособие. Ленинград : Изд-во Ленингр. ун-та, 1986. 240 с.

101. Воробьев Е.И. Механика промышленных роботов. / Под общ. Ред. Е.И. Воробьева, К.В. Фролова. В 3 томах. Москва : Высшая школа, 1988. 303 с.
102. Хмара Л.А., Стефанов И.А., Уваров Е.П. Роботизация строительных процессов. Луганськ : Глобус, 2002. 408 с.
103. Хмара Л.А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. Москва : Транспорт, 1983. 183 с.
104. Бакай Б. Я. Попереднє представлення рівняння динаміки маніпулятора методом Лагранжа-Ейлера. Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. Львів : Вид-во НЛТУ України, 2011. Вип. 21.18. С. 322–327.
105. Кулешов В.С., Лакота Н.А. Динамика систем управления манипуляторами. Москва : Энергия, 1971. 304 с.
106. Медведев В.С., Лесков А.Г., Ющенко А.С. Системы управления манипуляционных роботов. Москва : Наука, 1978. 416 с.
107. Юревич Е.И. Управление роботами от ЭВМ. Ленинград : Энергия, 1980. 261 с.
108. Адрианов Ю.Д., Глейзер Л.Я, Игнатьев М.Б. Управляющие системы промышленных роботов. / Под общ. ред. И.М. Макарова. Москва : Машиностроение, 1984. 288 с.
109. Бурдаков С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов : учеб. пос. для вузов. Москва : Высшая школа, 1986. 261 с.
110. Патон Б.Е., Спино Г.А., Тимошенко В.Г. Промышленные роботы для сварки. Киев : Наук. думка, 1977. 227 с.
111. Петров Б.А. Манипуляторы. Ленинград : Машиностроение, 1984. 238 с.
112. Юревич Е.И., Аветиков Б.Г., Коротко О.Б. Устройство промышленных роботов. Ленинград : Машиностроение, 1980. 33 с.
113. Формальский А.М. Перемещение антропоморфных механизмов. Москва : Наука, 1982. 368 с.

114. Эйрис Р., Милле С. Перспективы развития робототехники. Москва : Мир, 1986. 328 с.
115. Янг Дж.Ф. Робототехника. Ленинград : Машиностроение, 1979. 304 с.
116. Ястребов В.С., Филипов А.М. Системы управления движением робота. Москва : Машиностроение, 1979. 176 с.
117. Крутько П.Д., Лакота Н.А. Метод обратных задач динамики в теории конструирования алгоритмов управления манипуляционных роботов. Задача стабилизации. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика, 1987. Вып. 3. С. 82-91.
118. Медведев В.С., Лесков А.Г., Ющенко А.С. Системы управления манипуляционных роботов. / Под ред. Е.П. Попова. Москва : Наука, 1978. 416 с.
119. Акуленко Л.Д., Болотник Н.Н., Каплунов А.А. Оптимизация режимов управления манипуляционными роботами. Москва : АН СССР. Ин-т проблем механики, 1983. Вып. 218. С. 72.
120. Бербюк В.Е. Программный уровень системы управления шагающего аппарата при движении с заданной скоростью. Изв. АН СССР. Механика твердого тела, 1982. Вып. 5. С. 45-50.
121. Болотник Н.Н., Каплунов А.А. Оптимальные прямолинейные перемещения груза при помощи двухзвенного манипулятора. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика, 1982. Вып. 1. С. 160-170.
122. Лакота Н.А., Рахманов Е.В., Шведов В.Н. Управление упругим манипулятором на траектории. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика, 1980. Вып. 2. С. 53-59.
123. Михайлов С.И., Черноусько Ф.Л. Исследования динамики манипулятора с упругими звеньями. Изв. АН СССР. Механика твердого тела, 1984. Вып. 2. С. 51-58.
124. Рахманов Е.В., Стрелков А.Н., Шведов В.Н. Разработка математической модели упругого манипулятора на подвижном основании. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика, 1981. Вып. 4. С.

109-114.

125. Черноусько Ф.Л. Динамика управляемых движений упругого манипулятора. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика, 1981. Вып. 5. С. 142-152.
126. Слиде П.Б. Конструкции, кинематика и динамика исполнительных механизмов манипуляционных роботов. Москва : ЦНТО им. С.И. Вавилова, 1986. 59 с.
127. Овакимов А.Г. Аналогии скоростей и ускорений пространственных механизмов с несколькими степенями свободы. Машиноведение, 1969. Вып. 4. С. 12-15.
128. Виттенбург И.С. Динамика систем твердых тел : Монография. Москва : Мир, 1980. 294 с.
129. Овакимов А.Г. Обобщенный способ учета инерции различных схем вращательного привода в уравнениях движения манипуляторов. Машиноведение, 1979. Вып. 4. С. 25-31.
130. Luh J.Y.S., Walker M.W., Paul R.P.C. Online computational scheme for mechanical manipulators. Trans. ASME J. Dyn. Syst. Meas. and Contr. 1980. №2. P. 69-79.
131. Лилов, Л.К. Моделирование систем связанных тел : Монография. Москва : Изд-во Наука, 1993. 272 с.
132. Амельченко В.Ф. Управление рабочим процессом землеройно-транспортных машин. Омск : 1975. 231 с.
133. Блюмин С.В. Гидропривод в механизмах подъема-опускания строительных и дорожных машин. Строительные и дорожные машины, 1974. Вып. 1. С. 15-16.
134. Заблонский К. И., Монашко Н.Т., Щецин Б.М. Оптимальный синтез схем манипуляторов промышленных роботов. Киев : Техника, 1989. 148 с.
135. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Москва : Машиностроение, 1976. 424 с.

136. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Динамічна оптимізація підйомних машин. Харків : ХНАДУ, 2002. 291с.
137. Григоров О.В., Ловейкін В.С. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин. Навч. Посібник. Київ : ІЗМН, 1997. 264 с.
138. Болотник Н.Н., Гукасян А.А. Управление движением манипулятора с учетом упругих колебаний стрелы. Изв. АН СССР. Механика твердого тела, 1984. Вып. 4. С. 38-46.
139. Засядько А.А., Кузнецов Н.К. Активная виброзащита в режимах торможения упругих манипуляторов. Робототехника. Ленинград : Ленингр. Политехн. ин-т, 1981. 85-90 с.
140. Магнус К. Колебания. Введение в исследование колебательных систем. / Пер. с нем. Москва : Мир, 1982. 304 с.
141. Болотник Н.Н. Оптимизация амортизированных систем : Монография. АН СССР. Институт проблем механики. Москва : Наука , 1983. 256 с.
142. Акеленко Л.Д., Гукасян А.А. Управление плоскими движениями упругого звена манипулятора. Изв. АН СССР. Механика твердого тела, 1983. Вып. 5. С. 33-41.
143. Бербюк В.Е. Динамика и оптимизация робототехнических систем. Киев : Наукова думка, 1989. 188 с.
144. Бербюк В.Е. Фinitное управление колебаниями упругой стрелы манипулятора. Мат. методы и физ.-мех. поля, 1984. Вып. 19. С. 95-99.
145. Бербюк В.Е., Демидюк М.В., Ивах Г.Ф. Задачи оптимизации конструкции и законов управления движением электромеханических манипуляторов. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика, 1987. Вып. 3. С. 113-123.
146. Афонин В.Л., Пожарицкий А.А., Чинаев П.И. Алгоритмы оптимального управления упругой манипуляционной системой при выполнении силовых технологических операций. Изв. АН СССР. Техническая кибернетика, 1987. Вып. 3. С. 73-81.
147. Кириченко М.Ф., Крак Ю.В., Сорока Р.О. Оптимізація маніпуляційних

- роботів. Київ : Либідь, 1990. 144 с.
148. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Манипуляционные системы роботов. Москва : Наука, 1985. 343 с.
 149. Міщук Д.О. Оптимізація зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі : дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт» Київ : КНУБА, 2013.
 150. Геронимус Я.Л., Перельмутер М.М. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие. Машиноведение, 1966. Вып. 6. С. 6-24.
 151. Перельмутер М.М., Поляков Л.Н. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на его электропривод. Электромеханика, 1971. Вып. 7. С. 769-774.
 152. Черноусько Ф.Л., Ауленко Л.Д., Соколов Б.Н. Управление колебаниями. Москва : Наука, 1980. 384 с.
 153. Зарецкий А.А., Портной Н.И. Оптимизация управления механизмами грузоподъемных кранов в переходных режимах. Вест. Машиностроения, 1969. Вып. 8. С. 14-18.
 154. Ескаров П. Относно возможности за погасяване на размоляваного на товара принеустано в сподвижение на мост кран. Москва : Машиностроение, 1981. Вып. 3. С. 114-117.
 155. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев : УМК ВО, 1990. 168 с.
 156. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідйомних машин : автореф. дис. д-ра тех. наук. Харків : ХПІ, 1994. 32 с.
 157. Руководство по эксплуатации манипулятора ОМТЛ-70 и его модификаций. ОМТЛ 70.00.000 РЭ, ООО «Велмаш-С».
 158. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов М :

- Машиностроение, 1982. 423 с.
159. Самусенко М.Ф. Динамика гидравлических механизмов подъема грузоподъемного оборудования : конспект лекций М : МАДИ, 1981. 60 с.
 160. Кондаков Л.А, Голубев А.И., Овандер В.Б., Гордеев В.В., Фурманов Б.А., Кармугин Б.В., Уплотнения и уплотнительная техника : Справочник М: Машиностроение, 1986. 464 с.
 161. Romasevych Y., Loveikin V. A Novel Multi-Epoch Particle Swarm Optimization Technique. Cybernetics and Information Technologies, Bulgarian Academy of Sciences. 2018. vol. 18(3) 62-74; DOI: 10.2478/cait-2018-0039.
 162. Ливитский Н.И. Теория механизмов и машин. М :Наука, 1990. 592 с.
 163. Мрачковський А.М., Лут М.Т., Березюк А.О. Апарати керування та захисту. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту «Розрахунки та вибір пускозахисних апаратів для асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором». Київ : Видавництво «ЦП Компринт», 2014. 124 с.
 164. Дубровский В.В., Иванов Д.М., Пратусевич Н.Я. и др. Резисторы. Справочник. Под. ред. И.И. Четверткова и В.М. Терехова. – 2-е изд. перераб. и доп. М : Радио и связь, 1991. 528 с.
 165. Ермольев В.П. Исследование динамики многооперационной лесозаготовительной машины со стреловым гидроманипулятором : автореф. дис. канд. тех. наук : 05.05.04 Ленинград, 1976. 23 с.
 166. Жавнер В.Л. Погрузочные манипуляторы. Л : Машиностроение, 1975. 158 с.
 167. Munse W.H. Fatigue of Welded steel structures. New York. 1964.
 168. Френкель Г.Ю. Перспективы применения монтажных манипуляторов. Монтажные и специальные работы в строительстве, 1978. Вып. 1. С. 10-11.
 169. Сянев В.С., Соколов А.П., Коновалов А.П., Катаров В.К., Селиверстов

- А.А., Герасимов Ю.Ю., Карвинен С., Вяльккю Э. Сравнение технологий лесосечных работ в лесозаготовительных компаниях Республики Карелия. НИИ леса Финляндии, 2008. 126 с.
170. Харстела П. Наука о лесном труде и лесная технология. Часть I. СЫКТЫВКАР, 2001. 120 с.
171. Ананьев В., Асикайнен А., Вяльккю Э., Герасимов Ю., Демин К., Сиканен Л., Сюнев В., Хлюстов В.К., Тюкина О., Ширнин Ю. Промежуточное пользование лесом на Северо-Западе России. Йоэнсуу : НИИ леса Финляндии, 2005. 150 с.
172. Герасимов Ю.Ю., Сибиряков К.Н., Мошков С.Л., Вяльккю Э., Карвинен С. Расчет эксплуатационных затрат лесосечных машин. Йоэнсуу : Научно-исследовательский институт леса Финляндии, 2009. 46 с.
173. Ууситало Й. Основы лесной технологии. Йоэнсуу : ФЭГ, 2004. 228 с.
174. Väätäinen K., Liiri H., Asikainen A., Sikanen L., Jylhä P., Rieppo K., Nuutinen Y., Ala-Fossi A. Korjureiden ja korjuuketjun simulointi ainespuun korjuussa. Metlan työraportteja, 2007. Vol.48, P. 78.
175. Väätäinen K., Lappalainen M., Asikainen A., Anttila P. Kohti. Kustannustehokkaampaa puunkorjuuta – puunkorjuuyrittäjän uusien toimintamallien simulointi. Metlan työraportteja, 2008. Vol.73, P. 52.
176. Kärhä K., Keskinen S., Liikanen R., Lindroos J. Kokopun korjuu nuotista metsistä. Metsätehon raportti, 2006. Vol.193, P. 85.
177. Mäkelä M. Metsäkoneiden kustannuslaskenta. Moniste : Metsäteho, 1986. P. 21.
178. Сподоба О. О. Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з гідроприводом : дис. доктора філософії: спец. 133 «Галузеве машинобудування» Київ : НУБіП, 2020.

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А.1

Технічні характеристики кранів маніпуляторів

Модель крана-маніпулятора	Вантажний момент, кН м	Максимальна вантажопідйомність, кН	Виліт стріли при максимальній вантажопідйомності, м	Максимальний виліт стрілової системи, м	Кут повороту навколо власної осі	Робочий тиск в гідравлічній системі, бар	Вага, кг
ОМТЛ-70-02 «Велмаш»	70	19,61	3	7,3	400	200	2100
ОМТЛ-97-03 «Велмаш»	97	31,68	3	7,3	400	200	2200
ЛВ-185-12 «Атлант»	90	44,13	2	7,8	400	200	1700
PK8500 «PALFINGER»	75	34	2,2	13,2	400	315	875
PK10000 «PALFINGER»	93,5	55,9	1,6	16,4	400	315	1031
95-3S«EFFER»	83	23,1	3,6	8,83	380	320	1230
071-A «HIAB»	74	40	1,8	12,3	400	265	1105
102-5 «HIAB	94	37	2	17,9	415	265	1870

Додаток Б

Б.1. Результати дослідження положення і орієнтації ланок стрілової системи крана-маніпулятора та вантажу

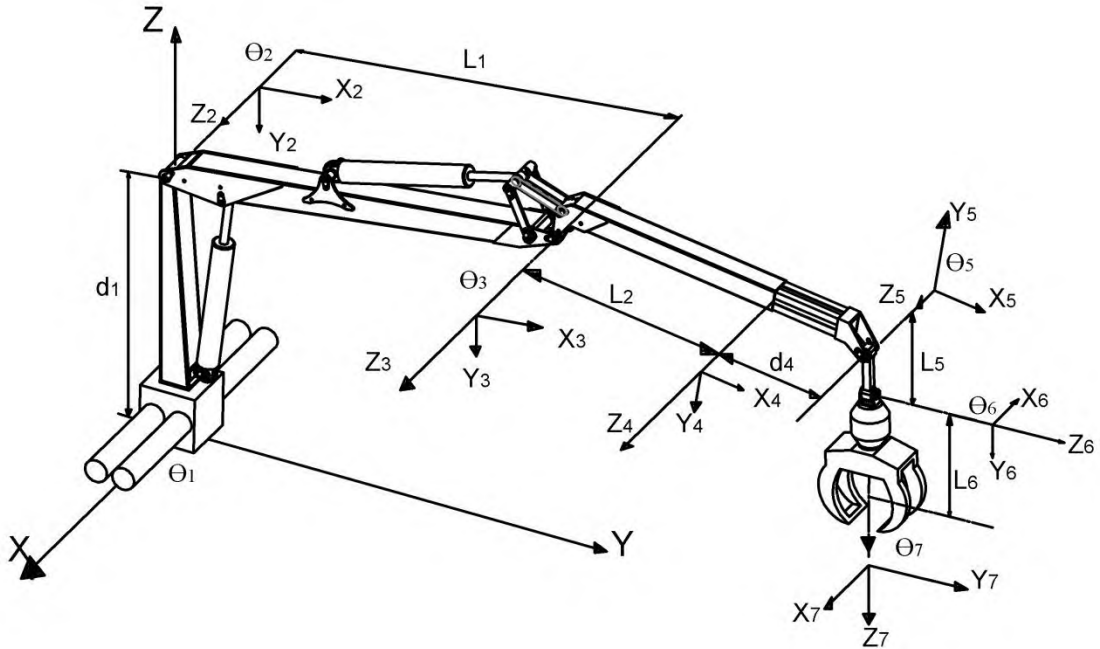


Рис. Б.1. Формування системи координат положення ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем

Однорідна матриця перетворення має вигляд:

$$A = \begin{bmatrix} R_{3 \times 3} & L_{3 \times 1} \\ P_{1 \times 3} & M \end{bmatrix}, \quad (\text{Б.1})$$

Де $R_{3 \times 3}$ – матриця повороту Ейлерових кутів 3×3 ;

$L_{3 \times 1}$ – матриця положення початку координат повернутої системи відліку відносно абсолютної;

$P_{1 \times 3}$ – матриця перетворення перспективи;

M – масштабний коефіцієнт.

Матриця $R_{3 \times 3}$ записується:

для повороту навколо осі OX на кут α :

$$R_\alpha = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & -\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.2})$$

для повороту навколо осі OY на кут β :

$$R_\beta = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.3})$$

для повороту навколо осі OZ на кут θ :

$$R_\theta = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (\text{Б.4})$$

Геометричні параметри кожної ланки крана-маніпулятора в декартовій системі координат найпростіше записати у матричному вигляді. Кожна матриця описує положення ланки крана маніпулятора відносно абсолютної системи координат $X, Y, Z, .$ У відповідності до рис. Б.1 кран-маніпулятор має сім ланок. Оскільки ланки маніпулятора можуть здійснювати обертовий та зворотно-поступальний рухи відносно абсолютної системи відліку, для кожної ланки визначається система координат, яка зв'язує ланки між собою, осі якої паралельні осям зчленування ланок. Переміщення та поворот кожної ланки стрілової системи крана-маніпулятора в декартовій системі координат описуються наступними матрицями [1]:

$$A_1^0 = \begin{bmatrix} \cos\theta_1 & 0 & \cos\theta_1 & 0 \\ \sin\theta_1 & 0 & \sin\theta_1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & d_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.5})$$

$$A_2^1 = \begin{bmatrix} \cos\theta_2 & -\sin\theta_2 & 0 & L_2 \cos\theta_2 \\ \sin\theta_2 & \cos\theta_2 & 0 & L_2 \sin\theta_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.6})$$

$$A_3^2 = \begin{bmatrix} \cos \theta_3 & -\sin \theta_3 & 0 & L_3 \cos \theta_3 \\ \sin \theta_3 & \cos \theta_3 & 0 & L_3 \sin \theta_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.7})$$

$$A_4^3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & d_4 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.8})$$

$$A_5^4 = \begin{bmatrix} \cos \theta_5 & -\sin \theta_5 & 0 & L_5 \cos \theta_5 \\ \sin \theta_5 & \cos \theta_5 & 0 & L_5 \sin \theta_5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.9})$$

$$A_6^5 = \begin{bmatrix} \cos \theta_6 & -\sin \theta_6 & 0 & L_6 \cos \theta_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin \theta_6 & \cos \theta_6 & 1 & L_6 \sin \theta_6 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\text{Б.10})$$

$$A_7^6 = \begin{bmatrix} \cos \theta_7 & -\sin \theta_7 & 0 & 0 \\ \sin \theta_7 & \cos \theta_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (\text{Б.11})$$

Для отримання координат положення робочого органу крана маніпулятора необхідно перемножити матриці (Б.5) - (Б.11). В результаті чого отримаємо матрицю, яка описує положення та орієнтацію робочого органу в абсолютній системі координат [1]:

$$T_7 = A_1^0 A_2^1 A_3^2 A_4^3 A_5^4 A_6^5 A_7^6 = \begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (\text{Б.12})$$

де $\vec{n}, \vec{o}, \vec{a}, \vec{p}$ проекції одиничних векторів на осі інерціальної системи координат.

З матриці (Б.12) отримано наступні вектори по осях x, y, z .

Вектор нормалі до робочого органу: по осі x

$$n_x = \sin\theta_1(\cos\theta_7 \cdot \sin\theta_6 + \cos\theta_6 \cdot \sin\theta_7) - \cos\theta_1 - (\cos\theta_2 \times \cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 + \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 + \cos\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5) \times (\cos\theta_6 \cdot \cos\theta_7 - \sin\theta_6 \cdot \sin\theta_7); \quad (\text{Б.13})$$

по осі y

$$n_y = -\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_6 \cdot \cos\theta_7 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 + \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_7 \times \sin\theta_6 + \cos\theta_1 \cdot \cos\theta_6 \cdot \sin\theta_7 + \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 \times \sin\theta_6 \cdot \sin\theta_7 + \cos\theta_2 \cdot \sin\theta_1 (\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 - \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5) \times (\cos\theta_6 \cdot \cos\theta_7 - \sin\theta_6 \cdot \sin\theta_7) + \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \times (-\cos\theta_6 \cdot \cos\theta_7 + \sin\theta_6 \cdot \sin\theta_7); \quad (\text{Б.14})$$

по осі z

$$n_z = (-\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 - \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_5 + \sin\theta_2 \times \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5) \cdot (\cos\theta_6 \cdot \cos\theta_7 + \sin\theta_6 \cdot \sin\theta_7). \quad (\text{Б.15})$$

Дотичний вектор робочого органу: по осі x

$$o_x = \sin\theta_6(\cos\theta_1 \cdot \cos\theta_7(-\cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 + \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 \times \sin\theta_3 + \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 + \cos\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5)) - \sin\theta_1 \times \sin\theta_7 + \cos\theta_6(\cos\theta_7 \cdot \sin\theta_1 + \cos\theta_1(-\cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 + \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 + \cos\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \times \sin\theta_5)) \sin\theta_7); \quad (\text{Б.16})$$

по осі y

$$o_y = \sin\theta_1(-\cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 + \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_2 \times \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5)(\cos\theta_7 \cdot \sin\theta_6 - \cos\theta_6 \cdot \sin\theta_7) + \cos\theta_1(\cos\theta_6 \cdot \cos\theta_7 + \sin\theta_6 \cdot \sin\theta_7); \quad (\text{Б.17})$$

по осі z :

$$o_z = (\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 + \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \times \sin\theta_5 - \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5)(\cos\theta_7 \cdot \sin\theta_6 - \cos\theta_6 \cdot \sin\theta_7). \quad (\text{Б.18})$$

Вектор підходу робочого органу: по осі x

$$a_x = -\cos\theta_1(\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 + \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_5 - \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5); \quad (\text{Б.19})$$

по осі y

$$a_y = -\sin\theta_1(\cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 + \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_5 - \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5); \quad (\text{Б.20})$$

по осі z

$$a_z = -\cos\theta_2 \cdot \cos\theta_3 \cdot \cos\theta_5 + \cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 + \cos\theta_2 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5. \quad (\text{Б.21})$$

Вектор положення робочого органу: по осі x

$$p_x = \cos\theta_1(\cos\theta_2(L_2 + \cos\theta_3(d_4 + L_3 + \cos\theta_5 \cdot L_5 + \cos\theta_5 \times \cos\theta_6 \times L_6 - (L_5 + \cos\theta_6 \cdot L_6)\sin\theta_3 \cdot \sin\theta_3) - \sin\theta_2 \times (d_4 \cdot \sin\theta_3 + L_3 \cdot \sin\theta_3 + (L_5 + \cos\theta_6 \cdot L_6) \times (\cos\theta_5 \cdot \sin\theta_3 + \cos\theta_3 \cdot \sin\theta_5))) + L_6 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_6); \quad (\text{Б.22})$$

по осі y

$$p_y = -d_4 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 - \cos\theta_5 \cdot L_5 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 - \cos\theta_5 \cdot \cos\theta_6 \cdot L_6 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 - \cos\theta_3 \cdot L_5 \cdot \sin\theta_1 \times \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 - \cos\theta_3 \cdot \cos\theta_6 \cdot d_6 \cdot \sin\theta_1 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_5 + \cos\theta_2 \cdot \sin\theta_1(L_2 + \cos\theta_3(d_4 + L_3 + \cos\theta_5 \cdot L_5 + \cos\theta_5 \cdot \cos\theta_6 \times L_6) - (L_5 + \cos\theta_6 \cdot L_6)\sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5) + \cos\theta_1 \cdot L_6 \cdot \sin\theta_6; \quad (\text{Б.23})$$

по осі z

$$p_z = d_1 - L_2 \cdot \sin\theta_2 - \cos\theta_2 \cdot d_4 \cdot \sin\theta_3 - \cos\theta_2 \cdot L_3 \cdot \sin\theta_3 - \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_5 \cdot L_5 \cdot \sin\theta_3 - \cos\theta_2 \cdot \cos\theta_5 \cdot \cos\theta_6 \cdot L_6 \cdot \sin\theta_3 + L_5 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5 + \cos\theta_6 \cdot L_6 \cdot \sin\theta_2 \cdot \sin\theta_3 \cdot \sin\theta_5 - \cos\theta_3(d_4 \cdot \sin\theta_2 + L_3 \cdot \sin\theta_2 + (L_5 + \cos\theta_6 \cdot L_6) \times (\cos\theta_5 \cdot \sin\theta_2 + \cos\theta_2 \cdot \sin\theta_5)). \quad (\text{Б.24})$$

Підставивши значення та чисельно розв'язавши задачу, отримані результати проілюстровано графічно.

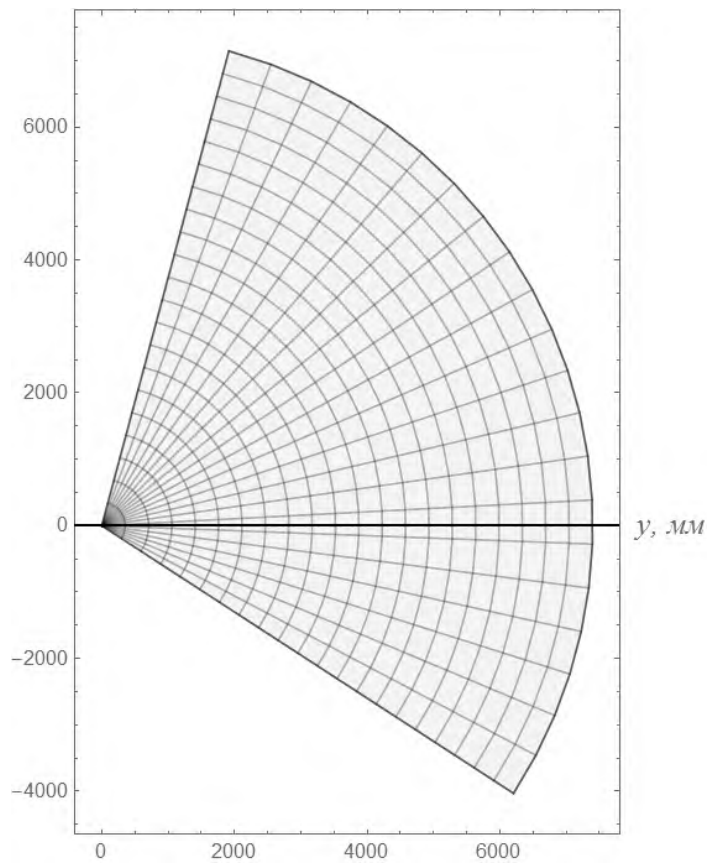


Рис. Б.2. Номограма переміщення стрілової системи на площинні YZ та XZ. Крок сітки номограми 10^0

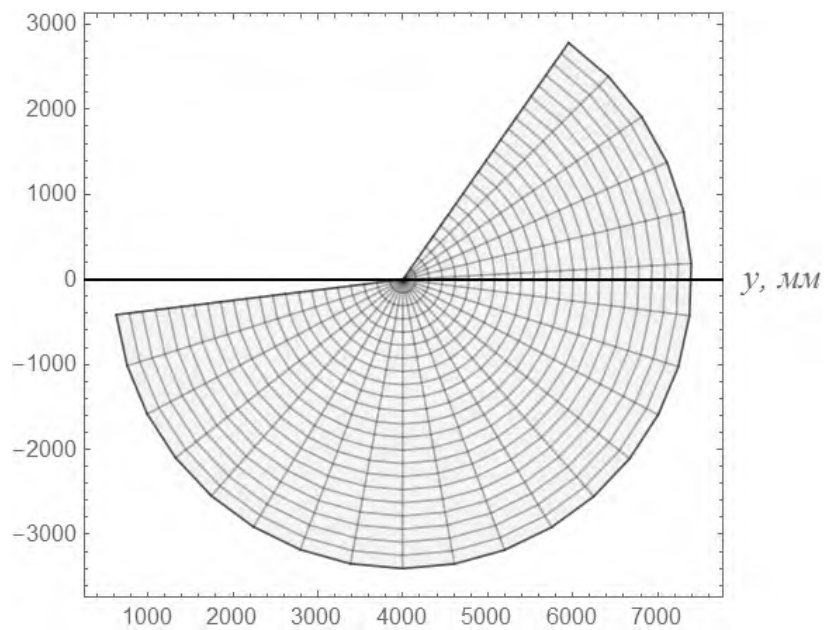


Рис. Б.3. Номограма переміщення рукояті крана маніпулятора на площинні YZ. Крок сітки номограми 10^0

На рис. Б.3 зображено номограму обертання рукояті з максимально висунутою телескопічною секцією навколо осі кріплення рукояті. При детальному розгляді даного графіка можна зазначити, що робоча зона рукояті знаходиться у межах від – 3200 мм до 2600 мм, максимальний виліт стрілової системи становить 7300 мм [1].

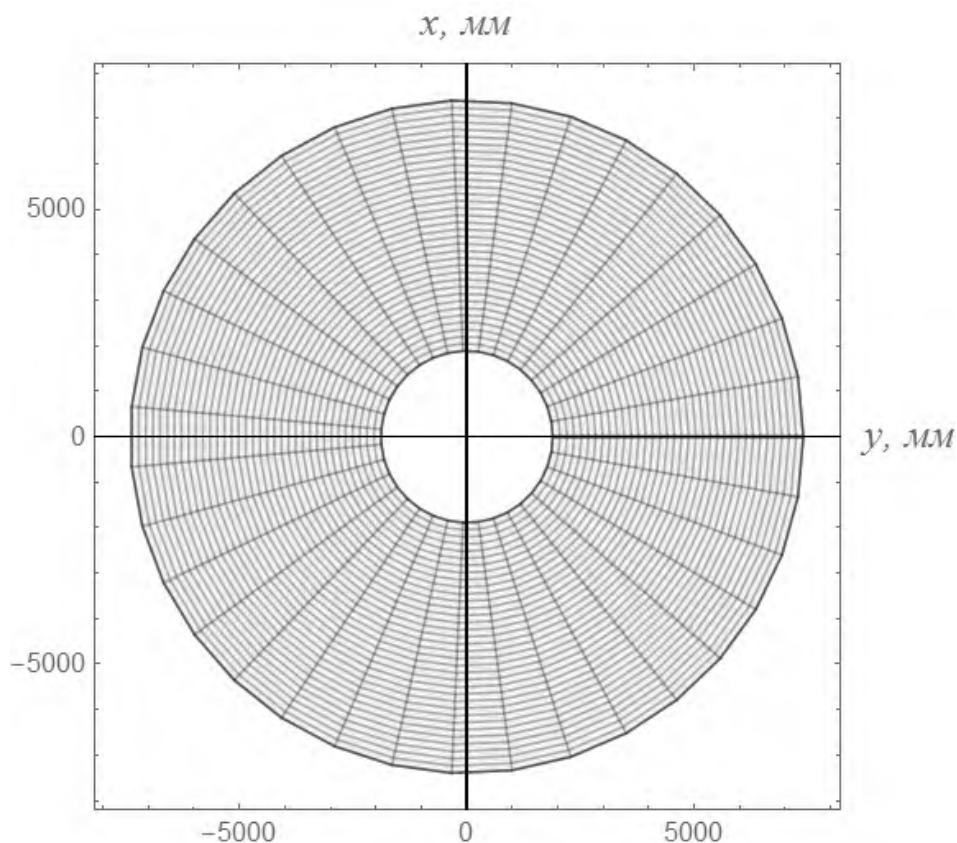


Рис. Б.4. Номограма переміщення стрілової системи на площині YX.

Крок сітки номограми 10^0

Номограма зображена на рис. Б.4, відображає робочу зону крана-маніпулятора при обертанні стрілової системи навколо осі Z (рис.Б.1). З графічно зображеної номограми видно, що максимальна межа досяжності робочого органу становить 7300 мм. Загальна робоча зона знаходиться у межах від 1880 мм до 7300 мм [1].

Б.2. Швидкості центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора.

Для стріли:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{\alpha} \frac{\partial x_1}{\partial \alpha}; \\ \dot{y}_1 = \dot{\alpha} \frac{\partial y_1}{\partial \alpha}; \end{cases} \quad (\text{Б.25})$$

Для рукояті:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{\alpha} \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \dot{\beta} \frac{\partial x_2}{\partial \beta}; \\ \dot{y}_2 = \dot{\alpha} \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + \dot{\beta} \frac{\partial y_2}{\partial \beta}; \end{cases} \quad (\text{Б.26})$$

Для телескопічної секції:

$$\begin{cases} \dot{x}_3 = \dot{\alpha} \frac{\partial x_3}{\partial \alpha} + \dot{\beta} \frac{\partial x_3}{\partial \beta} + \dot{U}_3 \frac{\partial x_3}{\partial U_3}; \\ \dot{y}_3 = \dot{\alpha} \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} + \dot{\beta} \frac{\partial y_3}{\partial \beta} + \dot{U}_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3}; \end{cases} \quad (\text{Б.27})$$

Для вантажу:

$$\begin{cases} \dot{x}_4 = \dot{\alpha} \frac{\partial x_4}{\partial \alpha} + \dot{\beta} \frac{\partial x_4}{\partial \beta} + \dot{U}_3 \frac{\partial x_4}{\partial U_3} + \dot{\nu} \frac{\partial x_4}{\partial \nu}; \\ \dot{y}_4 = \dot{\alpha} \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} + \dot{\beta} \frac{\partial y_4}{\partial \beta} + \dot{U}_3 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} + \dot{\nu} \frac{\partial y_4}{\partial \nu}. \end{cases} \quad (\text{Б.28})$$

Б.3. Прискорення центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора.

Для стріли:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = \ddot{\alpha} \frac{\partial x_1}{\partial \alpha} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 x_1}{\partial \alpha^2}; \\ \ddot{y}_1 = \ddot{\alpha} \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 y_1}{\partial \alpha^2}; \end{cases} \quad (\text{Б.29})$$

Для рукояті:

$$\begin{cases} \ddot{x}_2 = \ddot{\alpha} \frac{\partial x_2}{\partial \alpha} + \ddot{\beta} \frac{\partial x_2}{\partial \beta} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 x_2}{\partial \alpha^2} + 2\dot{\alpha}\dot{\beta} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \alpha \partial \beta} + \dot{\beta}^2 \frac{\partial^2 x_2}{\partial \beta^2}; \\ \ddot{y}_2 = \ddot{\alpha} \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + \ddot{\beta} \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 y_2}{\partial \alpha^2} + 2\dot{\alpha}\dot{\beta} \frac{\partial^2 y_2}{\partial \alpha \partial \beta} + \dot{\beta}^2 \frac{\partial^2 y_2}{\partial \beta^2}; \end{cases} \quad (\text{Б.30})$$

Для телескопічної секції:

$$\begin{cases} \ddot{x}_3 = \ddot{\alpha} \frac{\partial x_3}{\partial \alpha} + \ddot{\beta} \frac{\partial x_3}{\partial \beta} + \ddot{U}_3 \frac{\partial x_3}{\partial U_3} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 x_3}{\partial \alpha^2} + \dot{\beta}^2 \frac{\partial^2 x_3}{\partial \beta^2} + \dot{U}_3^2 \frac{\partial^2 x_3}{\partial U_3^2} + \\ + 2\dot{\alpha}\dot{\beta} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \alpha \partial \beta} + 2\dot{\alpha}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 x_3}{\partial \alpha \partial U_3} + 2\dot{\beta}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 x_3}{\partial \beta \partial U_3}; \\ \ddot{y}_3 = \ddot{\alpha} \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} + \ddot{\beta} \frac{\partial y_3}{\partial \beta} + \ddot{U}_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha^2} + \dot{\beta}^2 \frac{\partial^2 y_3}{\partial \beta^2} + \dot{U}_3^2 \frac{\partial^2 y_3}{\partial U_3^2} + \\ + 2\dot{\alpha}\dot{\beta} \frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha \partial \beta} + 2\dot{\alpha}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha \partial U_3} + 2\dot{\beta}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 y_3}{\partial \beta \partial U_3}; \end{cases} \quad (\text{Б.31})$$

Для вантажу:

$$\begin{cases} \ddot{x}_4 = \ddot{\alpha} \frac{\partial x_4}{\partial \alpha} + \ddot{\beta} \frac{\partial x_4}{\partial \beta} + \ddot{U}_3 \frac{\partial x_4}{\partial U_3} + \ddot{v} \frac{\partial x_4}{\partial v} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha^2} + \dot{\beta}^2 \frac{\partial^2 x_4}{\partial \beta^2} + \\ + \dot{U}_3^2 \frac{\partial^2 x_4}{\partial U_3^2} + \dot{v}^2 \frac{\partial^2 x_4}{\partial v^2} + 2\dot{\alpha}\dot{\beta} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha \partial \beta} + 2\dot{\alpha}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha \partial U_3} + \\ + 2\dot{\alpha}\dot{v} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha \partial v} + 2\dot{\beta}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 x_4}{\partial \beta \partial U_3} + 2\dot{\beta}\dot{v} \frac{\partial^2 x_4}{\partial \beta \partial v} + 2\dot{U}_3\dot{v} \frac{\partial^2 x_4}{\partial U_3 \partial v}; \\ \ddot{y}_4 = \ddot{\alpha} \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} + \ddot{\beta} \frac{\partial y_4}{\partial \beta} + \ddot{U}_3 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} + \ddot{v} \frac{\partial y_4}{\partial v} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha^2} + \dot{\beta}^2 \frac{\partial^2 y_4}{\partial \beta^2} + \\ + \dot{U}_3^2 \frac{\partial^2 y_4}{\partial U_3^2} + \dot{v}^2 \frac{\partial^2 y_4}{\partial v^2} + 2\dot{\alpha}\dot{\beta} \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha \partial \beta} + 2\dot{\alpha}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha \partial U_3} + \\ + 2\dot{\alpha}\dot{v} \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha \partial v} + 2\dot{\beta}\dot{U}_3 \frac{\partial^2 y_4}{\partial \beta \partial U_3} + 2\dot{\beta}\dot{v} \frac{\partial^2 y_4}{\partial \beta \partial v} + 2\dot{U}_3\dot{v} \frac{\partial^2 y_4}{\partial U_3 \partial v}. \end{cases} \quad (\text{Б.32})$$

Б.4. Часткові похідні від кінетичної енергії.

$$\frac{\partial T}{\partial \alpha} = m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \alpha} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \alpha} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \alpha} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \alpha} \right) + m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \alpha} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \alpha} \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \beta} = m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \beta} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \beta} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \beta} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \beta} \right) + m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \beta} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \beta} \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial U_3} = m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial U_3} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial U_3} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial U_3} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial U_3} \right) + m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial U_3} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial U_3} \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial v} = m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial v} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial v} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial v} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial v} \right) + m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial v} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial v} \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = J_1 \dot{\alpha} + m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \dot{\alpha}} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \dot{\alpha}} \right) + m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \dot{\alpha}} \right);$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} &= (J_2 + J_3) \dot{\beta} + m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \dot{\beta}} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \dot{\beta}} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \dot{\beta}} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \dot{\beta}} \right) + \\ &+ m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \dot{\beta}} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \dot{\beta}} \right); \end{aligned}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{U}_3} = m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \dot{U}_3} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \dot{U}_3} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \dot{U}_3} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \dot{U}_3} \right) + m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \dot{U}_3} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \dot{U}_3} \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{v}} = m_2 \left(\dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \dot{v}} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \dot{v}} \right) + m_3 \left(\dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \dot{v}} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \dot{v}} \right) + m_4 \left(\dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \dot{v}} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \dot{v}} \right);$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} &= J_1 \ddot{\alpha} + m_2 \left(\ddot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{x}_2 \frac{\partial \ddot{x}_2}{\partial \dot{\alpha}} + \ddot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{y}_2 \frac{\partial \ddot{y}_2}{\partial \dot{\alpha}} \right) + m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{x}_3 \frac{\partial \ddot{x}_3}{\partial \dot{\alpha}} + \right. \\ &+ \left. \ddot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{y}_3 \frac{\partial \ddot{y}_3}{\partial \dot{\alpha}} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{x}_4 \frac{\partial \ddot{x}_4}{\partial \dot{\alpha}} + \ddot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \dot{\alpha}} + \dot{y}_4 \frac{\partial \ddot{y}_4}{\partial \dot{\alpha}} \right); \end{aligned} \quad (\text{Б.33})$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} &= (J_2 + J_3) \ddot{\beta} + m_2 \left(\ddot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \dot{\beta}} + \dot{x}_2 \frac{\partial \ddot{x}_2}{\partial \dot{\beta}} + \ddot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial \dot{\beta}} + \dot{y}_2 \frac{\partial \ddot{y}_2}{\partial \dot{\beta}} \right) + \\ &+ m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \dot{\beta}} + \dot{x}_3 \frac{\partial \ddot{x}_3}{\partial \dot{\beta}} + \ddot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial \dot{\beta}} + \dot{y}_3 \frac{\partial \ddot{y}_3}{\partial \dot{\beta}} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial \dot{\beta}} + \dot{x}_4 \frac{\partial \ddot{x}_4}{\partial \dot{\beta}} + \ddot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial \dot{\beta}} + \dot{y}_4 \frac{\partial \ddot{y}_4}{\partial \dot{\beta}} \right); \end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{U}_3} = m_2 \left(\ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial U_3} + \dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial U_3} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial U_3} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial U_3} \right) + m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial U_3} + \dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial U_3} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial U_3} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial U_3} + \dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial U_3} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial U_3} \right);$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{v}} = m_2 \left(\ddot{x}_2 \frac{\partial x_2}{\partial v} + \dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial v} + \ddot{y}_2 \frac{\partial y_2}{\partial v} + \dot{y}_2 \frac{\partial \dot{y}_2}{\partial v} \right) + m_3 \left(\ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial v} + \dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial v} + \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial v} + \dot{y}_3 \frac{\partial \dot{y}_3}{\partial v} \right) + m_4 \left(\ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial v} + \dot{x}_4 \frac{\partial \dot{x}_4}{\partial v} + \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} + \dot{y}_4 \frac{\partial \dot{y}_4}{\partial v} \right).$$

Б.5. Часткові похідні від потенціальної енергії

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = \left(m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + m_3 \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} \right) g;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = \left(m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \beta} + m_3 \frac{\partial y_3}{\partial \beta} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial \beta} \right) g;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U_3} = \left(m_3 \frac{\partial y_3}{\partial U_3} + m_4 \frac{\partial y_4}{\partial U_3} \right) g;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial v} = m_4 \frac{\partial y_4}{\partial v} \cdot g.$$

(Б.34)

Б.6. Оператори передачі руху

$$\frac{\partial x_1}{\partial \alpha} = -\frac{1}{2} l_1 \sin \alpha; \quad \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} = \frac{1}{2} l_1 \cos \alpha; \quad (Б.35)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \alpha} = -l_1 \sin \alpha; \quad \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} = l_1 \cos \alpha; \quad (Б.36)$$

$$\frac{\partial x_3}{\partial \alpha} = -l_1 \sin \alpha; \quad \frac{\partial y_3}{\partial \alpha} = l_1 \cos \alpha; \quad (Б.37)$$

$$\frac{\partial x_4}{\partial \alpha} = -l_1 \sin \alpha; \quad \frac{\partial y_4}{\partial \alpha} = l_1 \cos \alpha; \quad (Б.38)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \beta} = -\frac{1}{2}l_2 \sin \beta; \quad \frac{\partial y_2}{\partial \beta} = \frac{1}{2}l_2 \cos \beta; \quad (\text{B.39})$$

$$\frac{\partial x_3}{\partial \beta} = -\left(U_3 + \frac{1}{2}l_2\right) \sin \beta; \quad \frac{\partial y_3}{\partial \beta} = \left(U_3 + \frac{1}{2}l_2\right) \cos \beta; \quad (\text{B.40})$$

$$\frac{\partial x_4}{\partial \beta} = -(U_3 + l_2) \sin \beta; \quad \frac{\partial y_4}{\partial \beta} = (U_3 + l_2) \cos \beta; \quad (\text{B.41})$$

$$\frac{\partial x_3}{\partial U_3} = \cos \beta; \quad \frac{\partial y_3}{\partial U_3} = \sin \beta; \quad (\text{B.42})$$

$$\frac{\partial x_4}{\partial U_3} = \cos \beta; \quad \frac{\partial y_4}{\partial U_3} = \sin \beta; \quad (\text{B.43})$$

$$\frac{\partial x_4}{\partial \nu} = l_4 \cos \nu; \quad \frac{\partial y_4}{\partial \nu} = l_4 \sin \nu; \quad (\text{B.44})$$

$$\frac{\partial^2 x_2}{\partial \alpha^2} = -l_1 \cos \alpha; \quad \frac{\partial^2 y_2}{\partial \alpha^2} = -l_1 \sin \alpha; \quad (\text{B.45})$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \alpha^2} = -l_1 \cos \alpha; \quad \frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha^2} = -l_1 \sin \alpha; \quad (\text{B.46})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha^2} = -l_1 \cos \alpha; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha^2} = -l_1 \sin \alpha; \quad (\text{B.47})$$

$$\frac{\partial^2 x_2}{\partial \beta^2} = -\frac{1}{2}l_2 \sin \beta; \quad \frac{\partial^2 y_2}{\partial \beta^2} = -\frac{1}{2}l_2 \cos \beta; \quad (\text{B.48})$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \beta^2} = -\left(U_3 + \frac{1}{2}l_2\right) \cos \beta; \quad \frac{\partial^2 y_3}{\partial \beta^2} = \left(U_3 + \frac{1}{2}l_2\right) \sin \beta; \quad (\text{B.49})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \beta^2} = -(U_3 + l_2) \cos \beta; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \beta^2} = -(U_3 + l_2) \sin \beta; \quad (\text{B.50})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \beta^2} = -(U_3 + l_2) \cos \beta; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \beta^2} = -(U_3 + l_2) \sin \beta; \quad (\text{B.51})$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial U_3^2} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_3}{\partial U_3^2} = 0; \quad (\text{B.52})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial U_3^2} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial U_3^2} = 0; \quad (\text{B.53})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \nu^2} = -l_4 \sin \nu; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \nu^2} = l_4 \cos \nu; \quad (\text{Б.54})$$

$$\frac{\partial^2 x_2}{\partial \alpha \partial \beta} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_2}{\partial \alpha \partial \beta} = 0; \quad (\text{Б.55})$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \alpha \partial \beta} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha \partial \beta} = 0; \quad (\text{Б.56})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha \partial \beta} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha \partial \beta} = 0; \quad (\text{Б.57})$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \alpha \partial U_3} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_3}{\partial \alpha \partial U_3} = 0; \quad (\text{Б.58})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha \partial U_3} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha \partial U_3} = 0; \quad (\text{Б.59})$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \beta \partial U_3} = -\sin \beta; \quad \frac{\partial^2 y_3}{\partial \beta \partial U_3} = \cos \beta; \quad (\text{Б.60})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \beta \partial U_3} = -\sin \beta; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \beta \partial U_3} = \cos \beta; \quad (\text{Б.61})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \alpha \partial \nu} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \alpha \partial \nu} = 0; \quad (\text{Б.62})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial \beta \partial \nu} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial \beta \partial \nu} = 0; \quad (\text{Б.63})$$

$$\frac{\partial^2 x_4}{\partial U_3 \partial \nu} = 0; \quad \frac{\partial^2 y_4}{\partial U_3 \partial \nu} = 0. \quad (\text{Б.64})$$

Додаток В

В.1. Рівняння руху натурної установки крана-маніпулятора:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & J_{1H} \ddot{\alpha}_H + m_{2H} \left(\ddot{x}_{2H} \frac{\partial x_{2H}}{\partial \alpha_H} + \ddot{y}_{2H} \frac{\partial y_{2H}}{\partial \alpha_H} \right) + m_{3H} \left(\ddot{x}_{3H} \frac{\partial x_{3H}}{\partial \alpha_H} + \ddot{y}_{3H} \frac{\partial y_{3H}}{\partial \alpha_H} \right) + \\
 & + m_{4H} \left(\ddot{x}_{4H} \frac{\partial x_{4H}}{\partial \alpha_H} + \ddot{y}_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial \alpha_H} \right) = F_{1H} \frac{\partial U_{1H}}{\partial \alpha_H} + F_{2H} \frac{\partial U_{2H}}{\partial \alpha_H} - \left(m_{1H} \frac{\partial y_{1H}}{\partial \alpha_H} + \right. \\
 & \left. + m_{2H} \frac{\partial y_{2H}}{\partial \alpha_H} + m_{3H} \frac{\partial y_{3H}}{\partial \alpha_H} + m_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial \alpha_H} \right) g_H; \\
 & (J_{2H} + J_{2H}) \ddot{\beta}_H + m_{2H} \left(\ddot{x}_{2H} \frac{\partial x_{2H}}{\partial \beta_H} + \ddot{y}_{2H} \frac{\partial y_{2H}}{\partial \beta_H} \right) + m_{3H} \left(\ddot{x}_{3H} \frac{\partial x_{3H}}{\partial \beta_H} + \right. \\
 & \left. + \ddot{y}_{3H} \frac{\partial y_{3H}}{\partial \beta_H} \right) + m_{4H} \left(\ddot{x}_{4H} \frac{\partial x_{4H}}{\partial \beta_H} + \ddot{y}_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial \beta_H} \right) = -F_{2H} \frac{\partial U_{2H}}{\partial \beta_H} - \\
 & - \left(m_{2H} \frac{\partial y_{2H}}{\partial \beta_H} + m_{3H} \frac{\partial y_{3H}}{\partial \beta_H} + m_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial \beta_H} \right) g_H; \\
 & m_{3H} \left(\ddot{x}_{3H} \frac{\partial x_{3H}}{\partial U_{3H}} + \ddot{y}_{3H} \frac{\partial y_{3H}}{\partial U_{3H}} \right) + m_{4H} \left(\ddot{x}_{4H} \frac{\partial x_{4H}}{\partial U_{3H}} + \ddot{y}_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial U_{3H}} \right) = \\
 & = -F_{3H} - \left(m_{3H} \frac{\partial y_{3H}}{\partial U_{3H}} + m_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial U_{3H}} \right) g_H; \\
 & m_{4H} \left(\ddot{x}_{4H} \frac{\partial x_{4H}}{\partial v_H} + \ddot{y}_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial v_H} \right) = -m_{4H} \frac{\partial y_{4H}}{\partial v_H} g_H.
 \end{aligned} \right. \quad (B.1)$$

В.2. Рівняння руху фізичної моделі крана-маніпулятора:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & J_{1M} \ddot{\alpha}_M + m_{2M} \left(\ddot{x}_{2M} \frac{\partial x_{2M}}{\partial \alpha_M} + \ddot{y}_{2M} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \alpha_M} \right) + m_{3M} \left(\ddot{x}_{3M} \frac{\partial x_{3M}}{\partial \alpha_M} + \right. \\
 & \left. + \ddot{y}_{3M} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \alpha_M} \right) + m_{4M} \left(\ddot{x}_{4M} \frac{\partial x_{4M}}{\partial \alpha_M} + \ddot{y}_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \alpha_M} \right) = \\
 & = F_{1M} \frac{\partial U_{1M}}{\partial \alpha_M} + F_{2M} \frac{\partial U_{2M}}{\partial \alpha_M} - \left(m_{1M} \frac{\partial y_{1M}}{\partial \alpha_M} + m_{2M} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \alpha_M} + \right. \\
 & \left. + m_{3M} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \alpha_M} + m_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \alpha_M} \right) g_M; \\
 & (J_{2M} + J_{2M}) \ddot{\beta}_M + m_{2M} \left(\ddot{x}_{2M} \frac{\partial x_{2M}}{\partial \beta_M} + \ddot{y}_{2M} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \beta_M} \right) + \\
 & + m_{3M} \left(\ddot{x}_{3M} \frac{\partial x_{3M}}{\partial \beta_M} + \ddot{y}_{3M} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \beta_M} \right) + m_{4M} \left(\ddot{x}_{4M} \frac{\partial x_{4M}}{\partial \beta_M} + \ddot{y}_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \beta_M} \right) = \\
 & = -F_{2M} \frac{\partial U_{2M}}{\partial \beta_M} - \left(m_{2M} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \beta_M} + m_{3M} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \beta_M} + m_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \beta_M} \right) g_M; \\
 & m_{3M} \left(\ddot{x}_{3M} \frac{\partial x_{3M}}{\partial U_{3M}} + \ddot{y}_{3M} \frac{\partial y_{3M}}{\partial U_{3M}} \right) + m_{4M} \left(\ddot{x}_{4M} \frac{\partial x_{4M}}{\partial U_{3M}} + \ddot{y}_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial U_{3M}} \right) = \\
 & = -F_{3M} - \left(m_{3M} \frac{\partial y_{3M}}{\partial U_{3M}} + m_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial U_{3M}} \right) g_M; \\
 & m_{4M} \left(\ddot{x}_{4M} \frac{\partial x_{4M}}{\partial v_M} + \ddot{y}_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial v_M} \right) = -m_{4M} \frac{\partial y_{4M}}{\partial v_M} g_M.
 \end{aligned} \right. \quad (B.2)$$

В.3. Співвідношення доданків рівнянь руху натурної установки та фізичної моделі крана-маніпулятора:

$$\begin{aligned}
 & \frac{J_{1H} \frac{d^2 \alpha_H}{dt_H^2}}{J_{1M} \frac{d^2 \alpha_M}{dt_M^2}} = \frac{m_{2H} \frac{d^2 x_{2H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{2H}}{\partial \alpha_H}}{m_{2M} \frac{d^2 x_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{2H} \frac{d^2 y_{2H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{2H}}{\partial \alpha_H}}{m_{2M} \frac{d^2 y_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{3H} \frac{d^2 x_{3H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{3H}}{\partial \alpha_H}}{m_{3M} \frac{d^2 x_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{3M}}{\partial \alpha_M}} = \\
 & = \frac{m_{3H} \frac{d^2 y_{3H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{3H}}{\partial \alpha_H}}{m_{3M} \frac{d^2 y_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{4H} \frac{d^2 x_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{4H}}{\partial \alpha_H}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{4H} \frac{d^2 y_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{4H}}{\partial \alpha_H}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{F_{1H} \frac{\partial U_{1H}}{\partial \alpha_H}}{F_{1M} \frac{\partial U_{1M}}{\partial \alpha_M}} = \quad (B.3) \\
 & = \frac{F_{2H} \frac{\partial U_{2H}}{\partial \alpha_H}}{F_{2M} \frac{\partial U_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{1H} g \frac{\partial y_{1H}}{\partial \alpha_H}}{m_{1M} g \frac{\partial y_{1M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{2H} g_H \frac{\partial y_{2H}}{\partial \alpha_H}}{m_{2M} g_M \frac{\partial y_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{3H} g_H \frac{\partial y_{3H}}{\partial \alpha_H}}{m_{3M} g_M \frac{\partial y_{3M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{4H} g_H \frac{\partial y_{4H}}{\partial \alpha_H}}{m_{4M} g_M \frac{\partial y_{4M}}{\partial \alpha_M}};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{J_{2H} \frac{d^2 \beta_H}{dt_H^2}}{J_{2M} \frac{d^2 \beta_M}{dt_M^2}} = \frac{J_{3H} \frac{d^2 \beta_H}{dt_H^2}}{J_{3M} \frac{d^2 \beta_M}{dt_M^2}} = \frac{m_{2H} \frac{d^2 x_{2H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{2H}}{\partial \beta_H}}{m_{2M} \frac{d^2 x_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{2M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{2H} \frac{d^2 y_{2H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{2H}}{\partial \beta_H}}{m_{2M} \frac{d^2 y_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \beta_M}} = \\
& = \frac{m_{3H} \frac{d^2 x_{3H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{3H}}{\partial \beta_H}}{m_{3M} \frac{d^2 x_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{3M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{3H} \frac{d^2 y_{3H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{3H}}{\partial \beta_H}}{m_{3M} \frac{d^2 y_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{4H} \frac{d^2 x_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{4H}}{\partial \beta_H}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial \beta_M}} = \\
& = \frac{m_{4H} \frac{d^2 y_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{4H}}{\partial \beta_H}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \beta_M}} = \frac{-F_{2H} \frac{\partial U_{2H}}{\partial \beta_H}}{-F_{2M} \frac{\partial U_{2M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{2H} g \frac{\partial y_{2H}}{\partial \beta_H}}{m_{2M} g \frac{\partial y_{2M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{3H} g \frac{\partial y_{3H}}{\partial \beta_H}}{m_{3M} g \frac{\partial y_{3M}}{\partial \beta_M}} = \\
& \frac{m_{4H} g \frac{\partial y_{4H}}{\partial \beta_H}}{m_{4M} g \frac{\partial y_{4M}}{\partial \beta_M}};
\end{aligned} \tag{B.4}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{3H} \frac{d^2 x_{3H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{3H}}{\partial U_{3H}}}{m_{3M} \frac{d^2 x_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{3M}}{\partial U_{3M}}} = \frac{m_{3H} \frac{d^2 y_{3H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{3H}}{\partial U_{3H}}}{m_{3M} \frac{d^2 y_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{3M}}{\partial U_{3M}}} = \frac{m_{4H} \frac{d^2 x_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{4H}}{\partial U_{3H}}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial U_{3M}}} = \\
& = \frac{m_{4H} \frac{d^2 y_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{4H}}{\partial U_{3H}}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial U_{3M}}} = \frac{-F_{3H}}{-F_{3M}} = \frac{m_{3H} g \frac{\partial y_{3H}}{\partial U_{3H}}}{m_{3M} g \frac{\partial y_{3M}}{\partial U_{3M}}} = \frac{m_{4H} g \frac{\partial y_{4H}}{\partial U_{3H}}}{m_{4M} g \frac{\partial y_{4M}}{\partial U_{3M}}};
\end{aligned} \tag{B.5}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{4H} \frac{d^2 x_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial x_{4H}}{\partial v_H}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial v_M}} = \frac{m_{4H} \frac{d^2 y_{4H}}{dt_H^2} \frac{\partial y_{4H}}{\partial v_H}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial v_M}} = \frac{m_{4H} g \frac{\partial y_{4H}}{\partial v_H}}{m_{4M} g \frac{\partial y_{4M}}{\partial v_M}}.
\end{aligned} \tag{B.6}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{J_{1M} K_{J_1} \frac{d^2(\alpha_M K_\alpha)}{d(t_M^2 K_t)}}{J_{1M} \frac{d^2 \alpha_M}{dt_M^2}} = \frac{m_{2M} K_{m_2} \frac{d^2(x_{2M} K_{l_2})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{2M} K_{l_2})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{2M} \frac{d^2 x_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \\
& = \frac{m_{2M} K_{m_2} \frac{d^2(y_{2M} K_{l_2})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{2M} K_{l_2})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{2M} \frac{d^2 y_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{3M} K_{m_3} \frac{d^2(x_{3M} K_{l_3})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{3M} K_{l_3})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{3M} \frac{d^2 x_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{3M}}{\partial \alpha_M}} = \\
& = \frac{m_{3M} K_{m_3} \frac{d^2(y_{3M} K_{l_3})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{3M} K_{l_3})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{3M} \frac{d^2 y_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(x_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{4M} K_{l_4})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial \alpha_M}} = \\
& = \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(y_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{F_{1M} K_{F_1} \frac{\partial(U_{1M} K_{U_1})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{F_{1M} \frac{\partial U_{1M}}{\partial \alpha_M}} = \\
& = \frac{F_{2M} K_{F_2} \frac{\partial(U_{2M} K_{U_2})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{F_{2M} \frac{\partial U_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{1M} K_{m_1} g \frac{\partial(y_{1M} K_{l_1})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{1M} g_M \frac{\partial y_{1M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{2M} K_{m_2} g \frac{\partial(y_{2M} K_{l_2})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{2M} g_M \frac{\partial y_{2M}}{\partial \alpha_M}} = \\
& = \frac{m_{3M} K_{m_3} g \frac{\partial(y_{3M} K_{l_3})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{3M} g_M \frac{\partial y_{3M}}{\partial \alpha_M}} = \frac{m_{4M} K_{m_4} g \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(\alpha_M K_\alpha)}}{m_{4M} g_M \frac{\partial y_{4M}}{\partial \alpha_M}};
\end{aligned} \tag{B.7}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{J_{2M} K_{J_2} \frac{d^2(\beta_M K_\beta)}{d(t_M^2 K_t)}}{J_{2M} \frac{d^2 \beta_M}{dt_M^2}} = \frac{J_{3M} K_{J_3} \frac{d^2(\beta_M K_\beta)}{d(t_M^2 K_t)}}{J_{3M} \frac{d^2 \beta_M}{dt_M^2}} = \\
& = \frac{m_{2M} K_{m_2} \frac{d^2(x_{2M} K_{l_2})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{2M} K_{l_2})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{2M} \frac{d^2 x_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{2M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{2M} K_{m_2} \frac{d^2(y_{2M} K_{l_2})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{2M} K_{l_2})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{2M} \frac{d^2 y_{2M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{2M}}{\partial \beta_M}} = \\
& = \frac{m_{3M} K_{m_3} \frac{d^2(x_{3M} K_{l_3})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{3M} K_{l_3})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{3M} \frac{d^2 x_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{3M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{3M} K_{m_3} \frac{d^2(y_{3M} K_{l_3})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{3M} K_{l_3})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{3M} \frac{d^2 y_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{3M}}{\partial \beta_M}} = \\
& = \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(x_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{4M} K_{l_4})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(y_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial \beta_M}} = \\
& = \frac{-F_{2M} K_{F_2} \frac{\partial(U_{2M} K_{U_2})}{\partial(\beta_M K_\beta)_M}}{-F_{2M} \frac{\partial U_{2M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{2H} K_{m_2} g \frac{\partial(y_{2M} K_{l_2})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{2M} g \frac{\partial y_{2M}}{\partial \beta_M}} = \\
& = \frac{m_{3H} K_{m_3} g \frac{\partial(y_{3M} K_{l_3})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{3M} g \frac{\partial y_{3M}}{\partial \beta_M}} = \frac{m_{4H} K_{m_4} g \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(\beta_M K_\beta)}}{m_{4M} g \frac{\partial y_{4M}}{\partial \beta_M}};
\end{aligned} \tag{B.8}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{3M} K_{m_3} \frac{d^2(x_{3M} K_{l_3})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{3M} K_{l_3})}{\partial(U_{3M} K_{U_3})}}{m_{3M} \frac{d^2 x_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{3M}}{\partial U_{3M}}} = \frac{m_{3M} K_{m_3} \frac{d^2(y_{3M} K_{l_3})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{3M} K_{l_3})}{\partial(U_{3M} K_{U_3})}}{m_{3M} \frac{d^2 y_{3M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{3M}}{\partial U_{3M}}} = \\
& = \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(x_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{4M} K_{l_4})}{\partial(U_{3M} K_{U_3})}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial U_{3M}}} = \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(y_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(U_{3M} K_{U_3})}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial U_{3M}}} = \quad (B.9) \\
& = \frac{-F_{3M} K_{F_3}}{-F_{3M}} = \frac{m_{3M} K_{m_3} g \frac{\partial(y_{3M} K_{l_3})}{\partial(U_{3M} K_{U_3})}}{m_{3M} g \frac{\partial y_{3M}}{\partial U_{3M}}} = \frac{m_{4M} K_{m_4} g \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(U_{3M} K_{U_3})}}{m_{4M} g \frac{\partial y_{4M}}{\partial U_{3M}}};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(x_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(x_{4M} K_{l_4})}{\partial(v_M K_v)}}{m_{4M} \frac{d^2 x_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial x_{4M}}{\partial v_M}} = \frac{m_{4M} K_{m_4} \frac{d^2(y_{4M} K_{l_4})}{d(t_M^2 K_t)} \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(v_M K_v)}}{m_{4M} \frac{d^2 y_{4M}}{dt_M^2} \frac{\partial y_{4M}}{\partial v_M}} = \\
& = \frac{m_{4M} K_{m_4} g \frac{\partial(y_{4M} K_{l_4})}{\partial(v_M K_v)}}{m_{4M} g \frac{\partial y_{4M}}{\partial v_M}}. \quad (B.10)
\end{aligned}$$

Таблиця В.1

Геометричні та масові параметри стрілової системи крана-маніпулятора моделі ОМТЛ – 70-02 та його фізичної моделі

Елемент стрілової системи	ОМТЛ – 70-02	Фізична модель
Стріла	Довжина 4 м Маса 350 кг	Довжина 1,6 м Маса 65 кг
Рукоять	Довжина 2,1 м Маса 112 кг	Довжина 0,84 м Маса 23 кг
Телескопічна секція	Довжина 1,2 м Маса 63 кг	Довжина 0,48 м Маса 9 кг

Таблиця В.2

Характеристики гідравлічних циліндрів приводу ланок стрілової системи крана-маніпулятора моделі ОМТЛ – 70-02 та його фізичної моделі

Елемент приводу	ОМТЛ – 70-02	Фізична модель
Гідравлічний циліндр приводу стріли	діаметр поршня 125мм; діаметр штока 80мм; хід штока 800мм;	діаметр поршня 80мм; діаметр штока 40мм; хід штока 320мм;
Гідравлічний циліндр приводу рукояті	діаметр поршня 125мм; діаметр штока 63мм; хід штока 800мм;	діаметр поршня 80мм; діаметр штока 40мм; хід штока 320мм;
Гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції	діаметр поршня 63мм; діаметр штока 40мм; хід штока 1200мм;	діаметр поршня 40мм; діаметр штока 25мм; хід штока 500мм;

**Перелік елементів гідравлічної системи експериментальної
установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом**

Позначення на схемі	Найменування	Примітка
<i>Б</i>	Бак	Об'єм 10 л.
<i>Ф</i>	Фільтр зливний Filtrec FR110C25B3 G1/2	25 мкм.
<i>Т</i>	Термометр FL1TM10	0 – 100 С°
<i>МН</i>	Манометр MGR-250	0 – 250 бар
<i>Н</i>	Гідравлічний шестеренчастий насос UN-16L-R08-D12.	Рн=250бар
<i>Р</i>	Гідравлічний золотниковий розподільник OLEODINAMICA O.R.T.A. S.R.L. MB 25/6	Рн=250 бар, Q=45л/хв.
<i>К</i>	Запобіжний клапан	Р=80 – 250 бар
<u>Рукава високого тиску</u>		
<i>PBT1</i>	North Fighter 2SN DN 10, P=330бар, DIN EN 853. DKOL M18x1,5 – DKOL90 M18x1,5.	Довжина L=0,8м.
<i>PBT2</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – Banjo M14	Довжина L=1,3м.
<i>PBT3</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – Banjo M14	Довжина L=1,1м.
<i>PBT4</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – Banjo M14	Довжина L=1,6м.
<i>PBT5</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – Banjo M14	Довжина L=1,3м.
<i>PBT6</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – DKOL M14x1,5	Довжина L=2,6м.
<i>PBT7</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – DKOL M14x1,5	Довжина L=2,6м.

(продовження таблиці В.3.)

Позначення на схемі	Найменування	Примітка
<i>PBT8</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – DKOL M14x1,5	Довжина L=1,3м.
<i>PBT9</i>	North Fighter 1SN DN 6, P=225бар, DIN EN 853. DKOL M14x1,5 – DKOL M14x1,5	Довжина L=0,8м.
<u>Рукава низького тиску</u>		
<i>PHT</i>	Hansa Flex 1TE116, P=25бар, DIN EN 854	Довжина L=1м.
<u>Гідравлічні циліндри</u>		
<i>ГЦ1</i>	Гідравлічний циліндр приводу стріли ГЦ80.40.320-4.11	Маса 16 кг.
<i>ГЦ2</i>	Гідравлічний циліндр приводу рукояті ГЦ80.40.320-4.11	Маса 16 кг.
<i>ГЦ3</i>	Гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції ГЦ40.25.500-3.11	Маса 8 кг

В.4. Розрахунок та вибір пускозахисного електрообладнання для асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором

В.4.1. Розрахунок номінального та пускового струмів асинхронного електродвигуна

Номінальний струм електродвигуна:

$$I_{н.об} = \frac{P_n}{\sqrt{3} \cdot U_n \cdot \cos\varphi \cdot \eta} = \frac{3000}{\sqrt{3} \cdot 380 \cdot 0,89 \cdot 0,845} = 6,07 A, \quad (B.11)$$

де P_n – номінальна потужність електродвигуна, Вт; U_n – номінальна напруга мережі живлення, В; η – номінальний коефіцієнт корисної дії електродвигуна; $\cos\varphi$ – номінальний коефіцієнт потужності електродвигуна.

Пусковий струм електродвигуна (його діюче значення)

$$I_n = K_i \cdot I_{н.дв} = 7 \cdot 6,07 = 42,49 A, \quad (B.12)$$

де K_i – кратність пускового струму електродвигуна.

Ударний пусковий струм (амплітудне значення)

$$I_{н.уд} = 1,3 \cdot \sqrt{2} \cdot I_n = 1,3 \cdot \sqrt{2} \cdot 42,49 = 77,89 A. \quad (B.13)$$

Таблиця В.3

Технічна характеристика електродвигуна

Марка електродвигуна	АО2-31-2У3
Номінальна потужність на валу P_n , кВт	3
Номінальна частота обертання $n_{ном}$, об/хв	2830
Номінальна напруга U_n , В	380
Коефіцієнт корисної дії η , %	84,5
Коефіцієнт потужності $\cos\varphi$	0,89
Кратність пускового моменту μ_n	1,7
Кратність пускового струму K_i	7,0
Кратність максимального моменту μ_{max}	2,2
Маса, кг	35,5
Площа перерізу кабеля S , мм ²	4

В.4.2. Вибір автоматичного вимикача для керування і захисту асинхронного електродвигуна.

Автоматичний вимикач вибираю за такими умовами:

За номінальною напругою автоматичного вимикача

$$U_{н.а} \geq U_m, \quad 380B = 380B, \quad (B.14)$$

де $U_{н.а}$ – номінальна напруга автоматичного вимикача, В; U_m – номінальна напруга мережі живлення, В.

За номінальним струмом автоматичного вимикача

$$I_{н.а} \geq I_{н.дв}, \quad 10A > 6,07A, \quad (B.15)$$

де $I_{н.а}$ – номінальний струм автоматичного вимикача, A ; $I_{н.дв}$ – номінальний струм керованого (захищованого) електродвигуна, A .

За номінальним струмом розчіплювачів

$$I_{н.р} \geq I_{н.дв} \quad 10A > 6,07A, \quad (B.16)$$

де $I_{н.р}$ – номінальний струм розчіплювача автоматичного вимикача, A ; $I_{н.дв}$ – номінальний струм керованого(захищованого) електродвигуна, A .

За кратністю струму відсічки $K_{відс} = 10$.

За розрахунковими даними обрано автоматичний вимикач серії ВА-47-29-100010РУХЛЗ з номінальним струмом $10 A$, трьома полюсами з розчіплювачами електромагнітного типу, без допоміжних розчіплювачів та вільних контактів, ручним приводом стаціонарного виконання, допоміжні механізми відсутні, використовувати у закритих приміщеннях без опалення, для помірно-холодного клімату.

Перевірка вибраного автоматичного вимикача за умовою:

$$\begin{aligned} I_{відс} &= K_{відс} \cdot I_{н.розч} \geq K_з \cdot K_{ру} \cdot K_{рнс} \cdot K_i \cdot I_{н.дв}, \\ I_{відс} &= 10 \cdot 10 \geq 1,1 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 7 \cdot 6,07 = 100A > 70,1A, \end{aligned} \quad (B.17)$$

де $I_{відс}$ – струм відсічки електромагнітного розчіплювача, A ; $I_{н.розч}$ – номінальний струм електромагнітного розчіплювача, A ; $K_з$ – коефіцієнт запасу, який рівний $1,1$; $K_{ру}$ – коефіцієнт, що враховує розкид струмів спрацювання електромагнітних розчіплювачів рівний $1,25$; $K_{рнс}$ – коефіцієнт розкиду пускового струму електродвигуна, рівний $1,2$.

В.4.3. Вибір електромагнітного пускача для керування асинхронним електродвигуном

Вибір електромагнітного пускача для дистанційного вмикання і вимикання трифазного асинхронного електродвигуна виконується згідно таких умов:

За номінальною напругою пускача

$$U_{н.п} \geq U_{м} \quad 380B = 380B, \quad (B.18)$$

де $U_{н.п}$ – номінальна напруга електромагнітного пускача, B ; $U_{м}$ – номінальна напруга мережі живлення, B .

За номінальним робочим струмом пускача

$$I_{н.р.п} \geq I_{н.дв}, \quad 10A > 6,07A, \quad (B.19)$$

де $I_{н.р.п}$ – номінальний робочий струм електромагнітного пускача, A ;

За призначенням – нереверсивний.

За ступенем захисту від дії навколишнього середовища – IP40, без кнопок та сигнальних ламп.

За кількістю допоміжних контактів – 1 замикаючий контакт.

За кліматичним виконанням УХЛЗ.

За родом струму та напругою котушки електромагнітного пускача

$$U_{к.н} = U_{кер}, \quad 220B = 220B, \quad (B.20)$$

де $U_{к.н}$ - номінальна напруга котушки електромагнітного пускача, B ; $U_{кер}$ – напруга кола керування, B .

За стійкістю контактів головного кола проти комутаційних спрацювань залежно від частоти вмикань пускача, категорії застосування і необхідного строку його служби (6–10 років) – виконання B (від 120 до 400 циклів за добу). Електромагнітний пускач серії ПМЕ-131УХЛЗ. Магнітний пускач на 10 A без реле, нереверсивний, IP54 без кнопок, змінного струму, напругою 380 B , помірно-холодного клімату, для закритих не опалювальних приміщень. [163]

Вибраний електромагнітний пускач необхідно перевірити на можливість його роботи в категорії застосування АС-3. У категорії застосування АС-3 магнітний пускач повинен включати в нормальному режимі комутації струм

$$I_0 = 6 \cdot I_{н.р.п} \geq I_{н.дв} == 6 \cdot 10 = 60A > 42,49A, \quad (B.21)$$

де $I_{н.р.н}$ – номінальний робочий струм електромагнітного пускача, А;

А в режимі рідких комутацій

$$I_0 = 10 \cdot I_{н.р.н} \geq I_{н.дв.уд} == 10 \cdot 10A = 100A > 77,89A. \quad (B.22)$$

В.4.4. Вибір кнопкового поста керування до електромагнітного пускача

Для кола керування обрано кнопковий пост серії ПКЕА-7222УХЛЗ (ТУ31.2-05814256-121-2005), кнопковий пост з кнопками «ПУСК-СТОП» для монтажу на плоскій поверхні, ступінь захисту IP54, пластмасовий корпус, дві вбудовані кнопки, робота в помірно-холодному клімату, для закритих не опалювальних приміщень, номінальна напруга 220 В, струм 10 А. [163].

В.4.5. Вибір запобіжника для захисту кола керування електромагнітного пускача

Запобіжник для захисту кола керування електромагнітного пускача слід вибирати за такими умовами:

За номінальною напругою запобіжника $U_{з.н}$, яка повинна бути не меншою номінальної напруги мережі U_m :

$$U_{з.н} \geq U_m, \quad 220V = 220V. \quad (B.23)$$

За номінальним струмом основи $I_{н.о}$, який повинен бути не меншим номінального струму плавкої вставки $I_{н.п.в}$, а останній – не меншим розрахункового струму $I_{р.п.в} = 0,5A$ тобто:

$$I_{н.о} \geq I_{н.п.в} \geq I_{р.п.в}, \quad 10A > 3A > 0,5A \quad (B.24)$$

Розрахунковий струм плавкої вставки запобіжника складається з споживаного струму котушки електромагнітного реле, який знаходимо за формулою:

$$I_{р.п.в} = \frac{S_k}{U_m} = \frac{110}{220} = 0,5A, \quad (B.25)$$

де S_{κ} – потужність при спрацювання котушки магнітного пускача,
 $S_{\kappa} = 110 \text{ВА}$.

За кліматичним виконанням і категорією розміщення – УХЛ 3 за ГОСТ 15150-69 і ГОСТ 15543.1-89.

Згідно проведених розрахунків обрано запобіжник плавкий трубчастий ППТ-10УХЛ3 з номінальним струмом 10А, для помірно-холодного клімату, закритих неопалювальних приміщень [163]. Вставка трубчаста фарфорова ВТФ-3УХЛ3 з номінальним струмом 3 А, для помірно-холодного клімату, закритих неопалювальних приміщень [163]. Робоче положення запобіжника – вертикальне або горизонтальне. Номінальний режим роботи запобіжників – тривалий. Контактні з'єднання запобіжників відповідають 3-у класу за ГОСТ 10434-82, а найбільша допустима температура нагріву виводів запобіжника при протіканні номінального струму не повинна перевищувати 130°C. Ступінь захисту запобіжників IP00 за ГОСТ 14255-69.

В.4.6. Вибір струмового електротеплового реле для захисту трифазного асинхронного електродвигуна

Вибір струмового електротеплового реле для захисту трифазного асинхронного електродвигуна від симетричних перевантажень недопустимої тривалості та роботи на двох фазах виконано згідно умов:

За номінальним струмом реле

$$I_{н.т.р} \geq I_{н.дв}, \quad 25 \text{А} > 6,07 \text{А}, \quad (\text{В.26})$$

де $I_{н.т.р}$ – номінальний струм електротеплового реле, А; $I_{н.дв}$ – номінальний струм електродвигуна, А.

За номінальним струмом двигуна

$$I_{рег.мак.т.р} \geq I_{н.дв} \geq I_{рег.мін.т.р}, \quad 8,0 \text{А} > 6,07 \text{А} > 5,5 \text{А}, \quad (\text{В.27})$$

де $I_{рег.мак.т.р}$ і $I_{рег.мін.т.р}$ – відповідно максимальне і мінімальне значення діапазону регулювання струму неспрацювання теплового реле, А

Для захисту асинхронного двигуна згідно розрахунків обрано електротеплове реле серії РТЛ-1012УХЛ4 з номінальним струмом 25 А, для приєднання до магнітного пускача серії ПМЕ, виконано з одним розмикаючим контактом, робота у помірно-холодному кліматі.

В.4.7. Вибір марки та перерізу проводу живлення електродвигуна

Переріз кабелів живлення електродвигуна вибирають із умови довгострокового нагрівання і достатньої механічної міцності. При виборі перерізу кабелів необхідно виконувати умову:

$$I_{н.дв} \leq I_{доп}, \quad 6,07 A \leq 35 A, \quad (B.28)$$

де, $I_{доп}$ – допустима сила струму для конкретного перерізу кабелю, А.

Виходячи з розрахункових даних обрано марку кабелю ВРГ1(4×4), з допустимим провідним струмом при відкритому монтажі 35 А. ВРГ1(4×4) кабель з мідними жилами, гумовою ізоляцією у полівінілхлоридній оболонці, з 4 жилами в одній ізоляції, кожна з яких площею по 4 мм^2 .

В.5. Технічна характеристика датчиків тиску

Pressure sensors

For pressures up to 1800 bar (180 Mpa)

- Ratiometric signal evaluation (referred to supply voltage).
- Self-monitoring of offset and sensitivity.
- Protection against polarity reversal, overvoltage, and short circuit of output to supply voltage or ground.
- High level of compatibility with media since this only comes into contact with stainless steel.
- Resistant to brake fluids, mineral oils, water, and air.

Application

Pressure sensors of this type are used to measure the pressures in automotive braking systems, or in the fuel-distributor rail of a gasoline direct-injection engine, or in a diesel engine with Common Rail injection.

Design and function

Pressure measurement results from the bending of a steel diaphragm on which are located polysilicon strain-gauge elements. These are connected in the form of a Wheatstone bridge. This permits high signal utilisation and good temperature compensation.

The measurement signal is amplified in an evaluation IC and corrected with respect to offset and sensitivity. At this point, temperature compensation again takes place so that the calibrated unit comprising measuring cell and ASIC only has a very low temperature-dependence level.

Part of the evaluation IC is applied for a diagnostic function which can detect the following potential defects:

- Fracture of a bonding wire to the measuring cell.
- Fracture anywhere on any of the signal lines.
- Fracture of the bridge supply and ground.



Only for 0 265 005 303

This sensor differs from conventional sensors due to the following diagnostic functions:

- Offset errors
 - Amplification errors
- can be detected by comparing two signal paths in the sensor.

Storage conditions

Temperature range -30...+60 °C
 Relative air humidity 0...80 %
 Maximum storage period 5 years

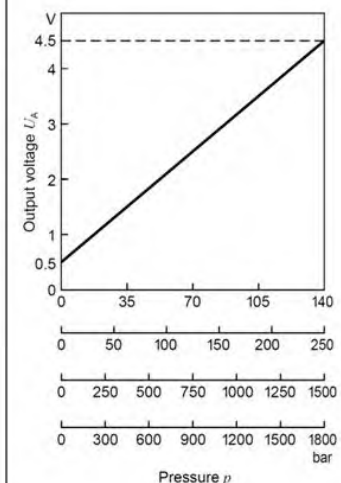
Through compliance with the above storage conditions, it is ensured that the sensor functions remain unchanged. If the maximum storage conditions are exceeded, the sensors should no longer be used.

Explanation of symbols

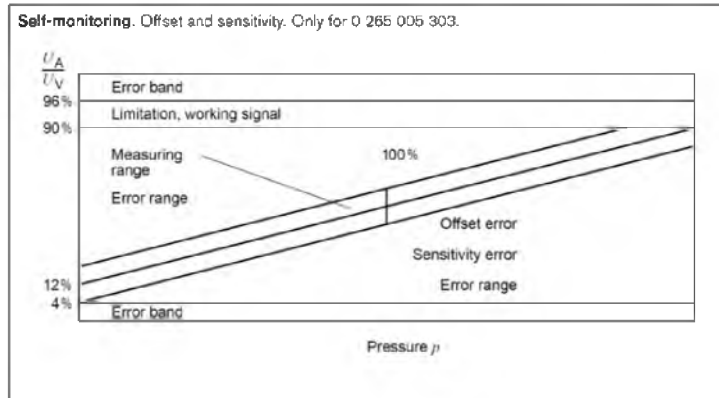
U_A Output voltage
 U_V Supply voltage
 bar Pressure

Characteristic curve.

$$U_A = (0.8 \cdot p / p_{Nom.} + 0.1) U_V$$



Pressure sensors (contd.)
For pressures up to 1800 bar (180 MPa)



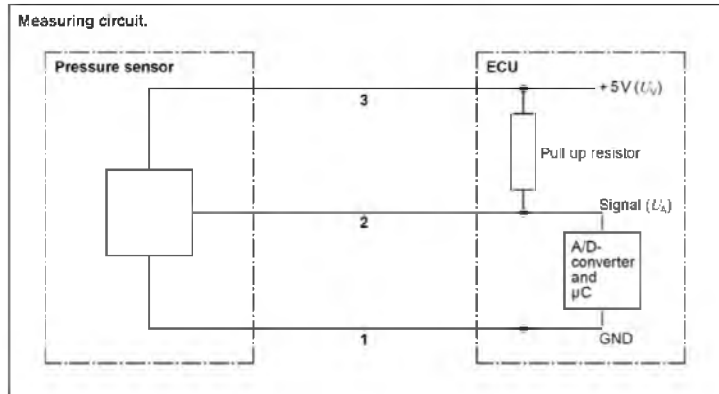
Diagnostic function during self-test
 (following switch-on). Only for 0 265 005 303.

- Correctness of the calibration values
- Function of the sensor signal path from the sensor to the A/D converter of the evaluation unit
- Check of the supply lines.

Diagram:

Characteristic of the output voltage following switch-on

- Function of the signal and alarm paths
- Detection of offset errors
- Detection of short circuits in wiring harness
- Detection of overvoltage and under-voltage
- If an error is detected during the sensor's self-test, the signal output is switched to the voltage range > 96% U_V .



Diagnostic function during normal operation.

- Only for 0 265 005 303.
- Detection of offset errors
 - Detection of sensitivity errors (with pressure applied)
 - Wiring-harness function, detection of wiring-harness short circuits
 - Detection of overvoltage and under-voltage
 - If an error is detected during the sensor's self-test, the signal output is switched to the voltage range > 96% U_V .

Range

Pressure range bar (MPa)	Sensor Type	Thread	Connector	Pin	Dimens. drawing	Page	Part number
140 (14)	KV2 BDE	M 10x1	Compact 1.1	Gold-plated	1	47	0 261 545 006
250 (25)	-	M 10x1	PSA	-	2	48	0 265 005 303
1500 (150)	RDS2	M 12x1.5	Working circuit	Silber-plated	3	48	0 281 002 238
		M 12x1.5	Compact 1.1	Gold-plated	4	48	0 281 002 405
	RDS3	M 12x1.5	Working circuit	Silber-plated	5	48	0 281 002 498
		M 12x1.5	Compact 1.1	Gold-plated	6	49	0 281 002 522
1800 (180)	RDS2	M 12x1.5	Compact 1.1	Gold-plated	4	48	0 281 002 398
		M 18x1.5	Compact 1.1	Gold-plated	7	49	0 281 002 472
	RDS3	M 18x1.5	Compact 1.1	Gold-plated	8	49	0 281 002 534
		M 18x1.5	Working circuit	Silber-plated	9	49	0 281 002 504

Accessories

For 0 265 005 303

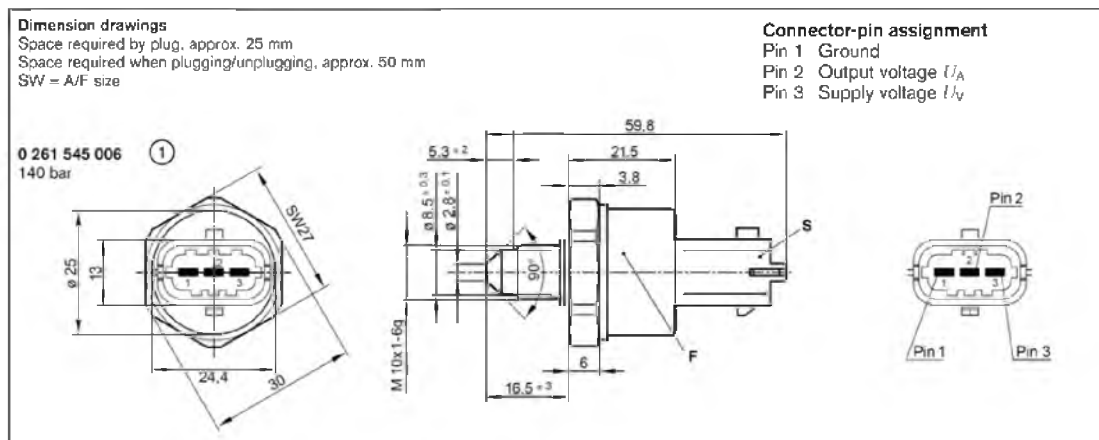
Plug housing	-	Quantity required: 1	AMP No.	2-967 642-1 ¹⁾
Contact pins	for 0.75 mm ²	Quantity required: 3	AMP No.	965 907-1 ¹⁾
Gaskets	for 1.4...1.9 mm ²	Quantity required: 3	AMP No.	967 067-1 ¹⁾

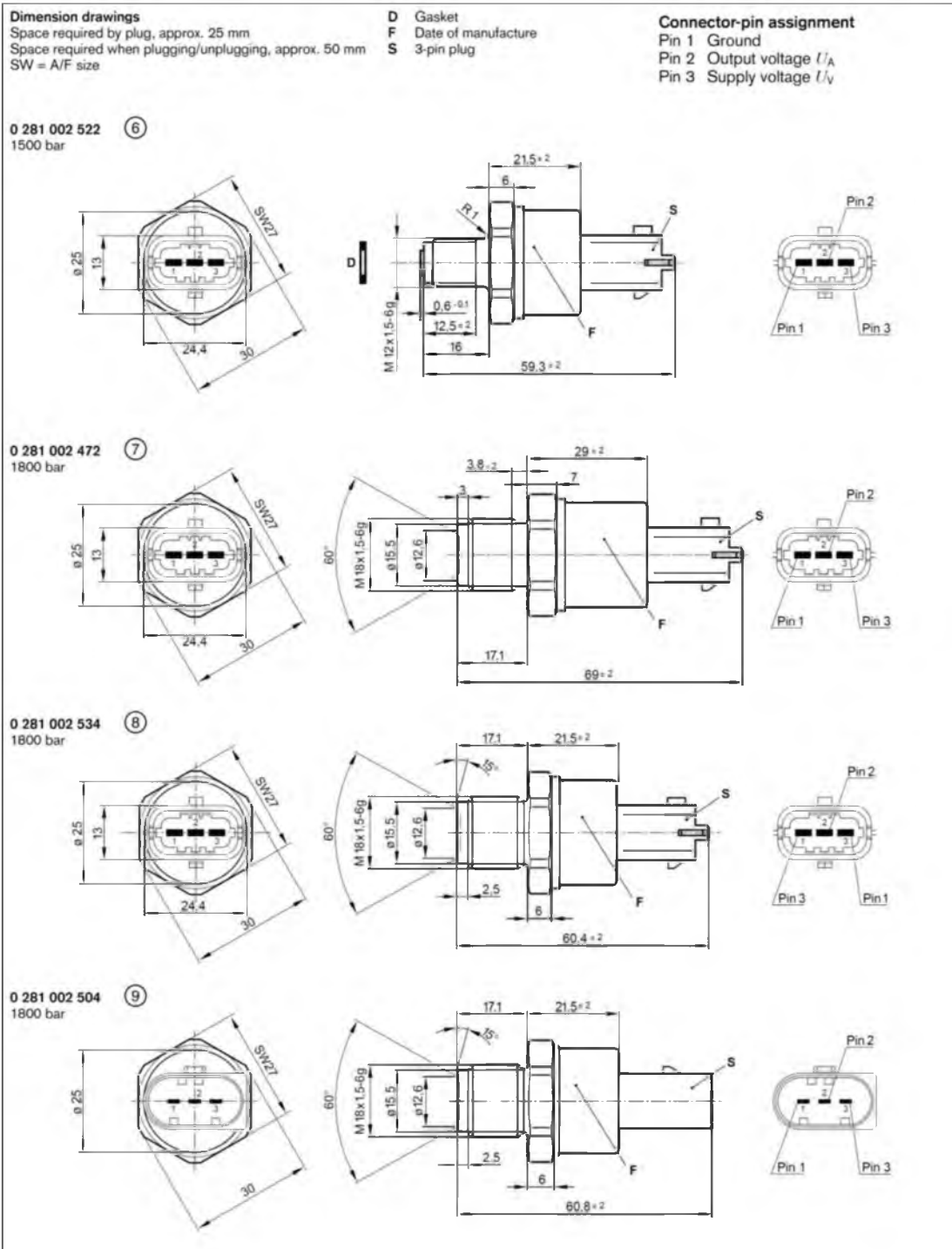
¹⁾ To be obtained from AMP Deutschland GmbH, Amperestr. 7-11, D-63225 Langen, Tel. C 61 03/7 09-0, Fax 0 61 03/7 09 12 23, E-Mail: AMP.Kontakt@tycoelectronics.com

Technical data

Pressure sensor		0 261 545 006	0 265 005 303	0 281 002 238	0 281 002 498	0 281 002 398	0 281 002 534
				0 281 002 405	0 281 002 522	0 281 002 472	0 281 002 504
Pressure-sensor type		KV2 BDE	–	RDS2	RDS3	RDS2	RDS3
Application/Medium		Unlead. fuel	Brake fluid	Diesel fuel or RME ¹⁾	Diesel fuel or RME ¹⁾	Diesel fuel or RME ¹⁾	Diesel fuel or RME ¹⁾
Pressure range	bar (MPa)	140 (14)	250 (25)	1500 (150)	1500 (150)	1800 (180)	1800 (180)
Offset accuracy	U_V	0.7 % FS	2.0 %	1.0 % FS 1.5 % FS	0.7 % FS	1.0 % FS	0.7 % FS
Sensitivity accuracy at 5 V							
In range 0...35 bar	FS ²⁾ of measured value	–	≤ 0.7 %	1.0 % FS 1.5 % FS	0.7 % FS	1.0 % FS	0.7 % FS
In range 35...140 bar		1.5 %	–	–	–	–	–
In range 35...250 bar		–	≤ 5.0 % ³⁾	–	–	–	–
In range 35...1500 bar		–	–	2.0 % FS 2.5 % FS	1.5 % FS	–	–
In range 35...1800 bar		–	–	–	–	2.3 % FS	1.5 % FS
Input voltage, max. U_N	V	16	–	16	16	16	16
Power-supply voltage U_V	V	5 ± 0.25	5 ± 0.25	5 ± 0.25	5 ± 0.25	5 ± 0.25	5 ± 0.25
Power-supply current I_V	mA	9...15	≤ 20	9...15	9...15	9...15	9...15
Output current I_A	µA...mA	–	–100...3	2.5 mA ⁴⁾	–	2.5 mA ⁴⁾	–
Load capacity to ground	nF	13	–	10	13	10	13
Temperature range	°C	–40...+130	–40...+120	–40...+120 ⁵⁾	–40...+130	–40...+120 ⁵⁾	–40...+130
Overpressure max. p_{max}	bar	180	350	1800	2200	2100	2200
Burst pressure p_{burst}	bar	> 300	> 500	3000	4000	3500	4000
Tightening torque M_A	Nm	22 ± 2	20 ± 2	35 ± 5	35 ± 5	70 ± 2	70 ± 2
Response time $T_{10/90}$	ms	2	–	5	2	5	2

- Note: All data are typical values
¹⁾ RME = Rapeseed methyl ester
²⁾ FS = Full Scale
³⁾ Of measured value
⁴⁾ Output current with pull-up resistor
⁵⁾ +140 °C for max. 250 h





Технічні характеристики датчика лінійного переміщення СП5-39А

Параметр	Показник
Номінальний опір	10 кОм
Опір ізоляції в нормальних кліматичних умовах	1000 МОм
Функціональна характеристика	Лінійна
Відхилення від функціональної характеристики	$\pm 0,1\%$
$TKO 10^{-6} 1/^{\circ}C$	± 80
Маса	12 г
Граничні умови експлуатації	
Температура експлуатації	$-60...+85^{\circ}C$
Відносна вологість повітря при температурі $+35^{\circ}C$	до 98 %
Зносостійкість	не менше 500 циклів
Момент статичного тертя рухомих частин	до $0,0074 \text{ Н} \cdot \text{м}$
Мінімальний час напрацювань	20000 годин

Додаток Г



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 139648

ГІДРАВЛІЧНИЙ ЗОЛОТНИКОВИЙ РОЗПОДІЛЬНИК

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **10.01.2020**.

Заступник Міністра розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України

Д.О. Романович



УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 139650

ГІДРАВЛІЧНИЙ ЗОЛОТНИКОВИЙ РОЗПОДІЛЬНИК

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **10.01.2020**.

Заступник Міністра розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України

Д.О. Романович



Погоджено

Затверджую
Директор

Перший проректор
Національного університету
біоресурсів і
природокористування України

ТОВ «Пауер Дженерейшн»

М.І. Ібатуллін
(ПІБ)

Мороз Ю.В.
(ПІБ)

«16» серпня 2020 р.

«10» вересня 2020 р.

А К Т

про впровадження/використання результатів
дисертаційної роботи доктора філософії

Даним актом стверджується, що результати дисертаційної роботи на тему
Оптимізація режимів руху крана маніпулятора з гідроприводом

назва теми

що представлена на здобуття наукового ступеня
доктора філософії (технічні науки) з спеціальності 133-Галузеве
машинобудування

виконаної *Сподобою Олександром Олексійовичем*
(ПІБ здобувача)

впроваджені у *ТОВ «Пауер Дженерейшн»*
назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних результатів *система керування переміщенням ланок*
(методика, рекомендації, пропозиції, модель, експериментальні дані тощо)
стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом

2. Новизна отриманих результатів *обґрунтовано конструктивні параметри та*
(патенти, авторські свідоцтва тощо)
удосконалено систему керування привідними механізмами крана-маніпулятора,
які забезпечать реалізацію оптимальних режимів руху

3. Практичне впровадження/використання результатів *підвищилась енергетич-*
(місце впровадження/застосування)
на ефективність виконання розвантажувально-завантажувальних робіт, змен-
шилися динамічні навантаження у механізмах приводу та коливання вантажу

4. Значущість отриманих результатів *річний економічний ефект у грошовому*

(словомічний, соціальний, науково-технічний ефект)

виразі складає 16441 грн. (шістнадцять тисяч чотириста сорок одну гривню) на один кран-маніпулятор у цінах 2020 року

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

(назва, № держреєстрації)

обґрунтування і розробка методів динамічного моделювання та режимно-параметричної оптимізації сучасних вантажопідійомних машин» (номер державної реєстрації 0119U100848).

**Від Національного
університету біоресурсів і
природокористування України**

Від організації

Начальник науково-дослідної
частини


Головний інженер


(п.д.п.с.)

Отченашко В.В.

(ПІБ)

«16» 06 2020 р.


(п.д.п.с.)

Дробний В.О.

(ПІБ)

«16» 06 2020 р.

Директор НДІ техніки і технології


(п.д.п.с.)

Роговський І.Л.

(ПІБ)

«16» 06 2020 р.


Головний бухгалтер


(п.д.п.с.)

«16» 06 2020 р.



Здобувач


(п.д.п.с.)

Сподоба О.О.

(ПІБ)

«10» 06 2020 р.

Погоджено
Проректор з навчальної і виховної
роботи Національного університету
біоресурсів і природокористування
України


Кваша С. М.

«22» 06 2020 р.

Затверджую
Перший проректор Національного
університету біоресурсів і
природокористування України


Ібатуллин І. І.

«22» 06 2020 р.



А К Т
про впровадження результатів
дисертаційної роботи у навчальний процес

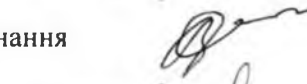
Даним актом стверджується, що результати дисертаційної роботи на тему: Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з гідравлічним Приводом, що представлена на здобуття наукового ступеня доктора філософії (технічні науки) за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування виконаної Сподобою Олександром Олексійовичем впроваджено у навчальну програму при викладанні дисципліни Динаміка і оптимізація машин в лекційному курсі викладаються матеріали з дисертаційної роботи, а саме оптимізація режимів руху ланок стрілової системи крана-маніпулятора з гідроприводом на кафедрі конструювання машин та обладнання у підготовці фахівців ОС «Магістр» із спеціальності 133 Галузеве машинобудування у Національному університеті біоресурсів і природокористування України

Декан факультету
конструювання та дизайну



Ружи́ло З.В.

Завідувач кафедри
конструювання машин і обладнання



Лове́йкін В.С.

Директор НДІ техніки і технологій



Роговський І.Л.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
РОЗДІЛ 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КРАНІВ-МАНІПУЛЯТОРІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ.....	5
1.1. Типи кранів-маніпуляторів та області їх застосування.....	5
1.2. Сучасний технічний рівень навантажувально-розвантажувальних кранів-маніпуляторів.....	7
1.3. Динаміка маніпуляторів з гідравлічним приводом.....	9
1.4. Дослідження оптимізаційних задач кранів-маніпуляторів.....	15
1.5. Огляд способів синтезу оптимального керування кранами-маніпуляторами.....	18
Висновки та завдання досліджень.....	21
РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ВАНТАЖЕМ.....	23
2.1. Математична модель динаміки переміщення стрілової системи з вантажем.....	23
2.2. Динамічний аналіз переміщення окремих ланок стрілової системи.....	40
2.2.1. Кутове переміщення стріли	40
2.2.2. Кутове переміщення рукояті.....	44
2.3. Динамічний аналіз переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора при суміщенні рухів.....	48
2.3.1. Суміщення кутового переміщення стріли та рукояті.....	48
2.3.2. Суміщення повороту рукояті та переміщення телескопічної секції	54
2.4. Динамічний аналіз режимів руху штока гідравлічного циліндра за різними законами зміни прохідної площі в	59

золотниковому розподільнику.....	
2.5. Оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора при горизонтальному переміщенні вантажу.....	77
2.6. Комплексна оптимізація режиму зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.....	95
Висновки до другого розділу.....	108
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	109
3.1. Програма проведення експериментальних досліджень.....	109
3.2. Розробка фізичної моделі крана-маніпулятора та визначення її параметрів та коефіцієнтів подібності.....	110
3.3. Конструкція експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.....	116
3.4. Розробка системи керування ланками стрілової системи крана-маніпулятора.....	120
3.5. Вимірювально-реєструюче обладнання для отримання параметрів режимів руху ланок стрілової системи розробленої установки крана-маніпулятора.....	131
3.6. Планування експериментальних досліджень для отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора за реального та оптимального режимів руху	139
3.7. Методика обробки експериментальних даних.....	142
Висновки до третього розділу.....	143
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ...	144
4.1. Переміщення стрілової системи за роботи гідравлічного циліндра привода стріли.....	144
4.2. Переміщення стрілової системи за роботи гідравлічного	149

циліндра привода рукояті.....	
4.3. Переміщення стрілової системи за одночасної роботи гідравлічних циліндрів привода стріли та рукояті.....	154
4.4. Переміщення стрілової системи за одночасної роботи гідравлічних циліндрів привода стріли та телескопічної секції.....	163
4.5. Переміщення стрілової системи за одночасної роботи гідравлічних циліндрів привода рукояті та телескопічної секції.....	171
4.6 Порівняння теоретичних та експериментальних даних при переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора.....	179
Висновки до четвертого розділу.....	181
РОЗДІЛ 5. РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РУХУ ЛАНОК СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ.....	183
5.1. Удосконалення системи керування механізмами привода крана-маніпулятора	183
5.2. Підвищення надійності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок зниження динамічних навантажень.....	188
5.3. Підвищення ефективності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок скорочення часу робочого циклу.....	190
Висновки до п'ятого розділу.....	194
ВИСНОВКИ.....	195
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	199
ДОДАТКИ.....	217

Наукове видання

Ловейкін Вячеслав Сергійович
Ромасевич Юрій Олександрович
Сподоба Олександр Олексійович.

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА-
МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРОПРИВОДОМ**

Монографія