

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації та  
комп'ютерно-інтегрованих технологій

Кафедра аграрної та лісової інженерії

## **Пояснювальна записка**

до кваліфікаційної роботи на тему

# **Обґрунтування конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічних маніпуляторів**

**Виконав:** студент групи ІН-61м  
спеціальності 133 Галузеве  
машинобудування,  
освітньо-професійної програми  
Промисловий інжиніринг  
Захарків А. С.

**Керівник:** Бакай Б. Я.

**Рецензент:** Павлюк Р. В.  
(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій

Кафедра аграрної та лісової інженерії

Рівень вищої освіти другий (магістерський) рівень

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма Промисловий інжиніринг

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**В. о. завідувача кафедри АЛІ**



доц. Бакай Б. Я.

" 02 " жовтня 2025 року

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Захарківу Андрію Степановичу

1. Тема роботи Обґрунтування конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічних маніпуляторів,

керівник роботи Бакай Борис Ярославович, канд. техн. наук,  
затверджені наказом університету від " 29 " липня 2025 року № С-462

2. Термін подання студентом роботи 16 грудня 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи базове підприємство – підприємства виробничої сфери (з інтенсивним режимом роботи маніпулятора); об'єкт дослідження – гідравлічний маніпулятор встановлений на автомобільному шасі; обґрунтування конструкційних параметрів маніпулятора; провести дослідження технічних елементів гідравлічних маніпуляторів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз та теоретичні основи проєктування гідравлічних маніпуляторів

2. Обґрунтування конструкційних параметрів маніпулятора

3. Обґрунтування експлуатаційних параметрів та системи керування

4. Висновки


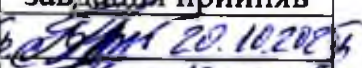
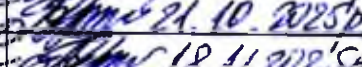
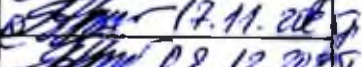
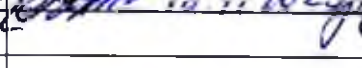
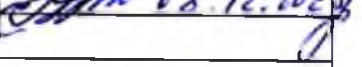
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Залежність тиску гідросистеми від рабаритів гідравлічних циліндрів та цільова функція вибору робочого тиску гідросистеми (розрахунки, схеми, діаграми).

2. Кінематичної схеми та геометричні розміри маніпулятора.

3. Технічне завдання для виготовлення маніпулятора.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Бакай Б. Я., в. о. зав. кафедри	 02.10.2025	 20.10.2025
2	Бакай Б. Я., в. о. зав. кафедри	 21.10.2025	 17.11.2025
3	Бакай Б. Я., в. о. зав. кафедри	 18.11.2025	 08.12.2025

7. Дата видачі завдання 02.10.2025 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

Ч. ч.	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз та теоретичні основи проектування гідравлічних маніпуляторів	02.10.2025-20.10.2025 р.	
2	Обґрунтування конструкційних параметрів маніпулятора	21.10.2025-17.11.2025 р.	
3	Обґрунтування експлуатаційних параметрів та системи керування	18.11.2025-08.12.2025 р.	
4	Формування висновків та оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2025-15.12.2025 р.	

Студент   
(підпис)

Захарків А. С.

Керівник роботи   
(підпис)

Бакай Б. Я.

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 79 с., 3 ч., 8 табл., 15 рис., 1 дод., 17 джерел.

**Тема:** Обґрунтування конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічних маніпуляторів.

ГІДРАВЛІЧНИЙ МАНІПУЛЯТОР, КОНСТРУКЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ПАРАМЕТРИ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, СИСТЕМА КЕРУВАННЯ.

**Об'єкт дослідження** – гідравлічний маніпулятор встановлений на автомобільному шасі.

**Мета роботи** – науково та розрахунково обґрунтувати оптимальний комплекс конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічного маніпулятора для досягнення максимальної техніко-економічної ефективності.

**Методи дослідження** – теоретико-аналітичні методи, інженерно-розрахункові методи, методи моделювання та порівняльного аналізу, економіко-оцінні методи.

У роботі виконано комплексне дослідження, що включає аналіз кінематичних схем, статичний та динамічний розрахунок несучої конструкції стріли, обґрунтування параметрів гідравлічного приводу (зусиль, діаметрів циліндрів, робочого тиску) та аналіз сучасних систем керування (Load Sensing). На основі чисельного моделювання для конкретного лісозаготівельного маніпулятора доведено відповідність обраного перерізу стріли вимогам міцності та стійкості, а також виявлено необхідність підвищення жорсткості. Проведено порівняльний аналіз енергоефективності нерегульованої та пропорційної гідросистем, який показав зниження втрат потужності на 89,6%. Розраховано термін окупності інвестицій у модернізацію гідросистеми, що становить 1,43 роки.

Практична значущість полягає в розробці науково-методичного підходу та конкретних інженерних рішень, спрямованих на створення маніпуляторів з покращеними техніко-економічними показниками. Отримані результати можуть бути безпосередньо використані при проектуванні нових та модернізації існуючих моделей, що забезпечить реальну економію енергоресурсів та підвищення конкурентоспроможності вітчизняної машинобудівної продукції.

## ABSTRACT

Master's degree graduation thesis: 78 p., 3 ch., 8 tbl., 15 ill., 1 add., 17 literature sources.

**Thesis topic:** Justification of structural and operational parameters of hydraulic manipulators.

HYDRAULIC MANIPULATOR, DESIGN PARAMETERS, OPERATIONAL PARAMETERS, ENERGY EFFICIENCY, CONTROL SYSTEM

**Study subject** – a hydraulic manipulator installed on a truck chassis.

**Research objective** – to scientifically and computationally substantiate the optimal set of design and operational parameters of a hydraulic manipulator in order to achieve maximum technical and economic efficiency.

**Research methods** – theoretical and analytical methods, engineering and calculation methods, modelling and comparative analysis methods, economic evaluation methods.

The work presents a comprehensive study, which includes an analysis of kinematic schemes, static and dynamic calculation of the boom's load-bearing structure, substantiation of hydraulic drive parameters (forces, cylinder diameters, operating pressure), and an analysis of modern control systems (Load Sensing). Based on numerical modelling of a specific timber-handling manipulator, the compliance of the selected boom cross-section with strength and stability requirements has been proven, while the necessity to increase rigidity has been identified. A comparative analysis of the energy efficiency of unregulated and proportional hydraulic systems was conducted, showing a reduction in power losses of 89.6%. The payback period for investments in modernising the hydraulic system was calculated to be 1.43 years.

The practical significance lies in the development of a scientific-methodological approach and specific engineering solutions aimed at creating manipulators with improved technical and economic indicators. The obtained results can be directly used in the design of new and the modernisation of existing models, which will ensure real savings in energy resources and enhance the competitiveness of domestic machine-building products.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b>	8
<b>1 АНАЛІЗ ТА ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ</b>	10
1.1 Класифікація та сфери застосування гідравлічних маніпуляторів	10
1.2 Теоретичні основи кінематики та динаміки	13
1.3 Огляд сучасних гідравлічних систем	18
1.4 Конструктивні особливості та типові режими експлуатації гідравлічних маніпуляторів	21
<b>2 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ МАНІПУЛЯТОРА</b>	25
2.1 Вибір та обґрунтування дослідницького інструментарію	25
2.2 Базові принципи формування кінематичної схеми та геометричних розмірів маніпулятора	26
2.3 Обґрунтування кінематичної схеми та геометричних розмірів	28
2.4 Розрахунок вантажних характеристик та міцності ланок маніпулятора	32
2.5 Чисельний розрахунок вантажних характеристик та міцності ланок маніпулятора	35
2.6 Розрахунок на жорсткість стріли маніпулятора	39
2.7 Проектування гідроциліндрів та приводу маніпулятора	42
2.8 Обґрунтування робочого тиску як оптимізаційне завдання	45
<b>3 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ</b>	51
3.1 Динамічний аналіз та обґрунтування швидкісних характеристик	51
3.2 Точність позиціонування та повторюваність операцій	54
3.3 Енергоефективність гідравлічної системи	59
3.4 Обґрунтування застосування систем LS та PL	63

3.5 Вибір та обґрунтування параметрів гідроаккумуляторів	65
3.6 Розрахунок економічної ефективності проекту	67
3.7 Оцінка технічних ризиків та вибір стратегії забезпечення безпеки	69
3.8 Охорона праці, навколишнього середовища та безпека в надзвичайних ситуаціях	70
<b>ВИСНОВКИ</b>	72
<b>ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ</b>	75
<b>ДОДАТОК</b>	77

## ВСТУП

Сучасний етап розвитку промисловості, будівництва, транспортної логістики та ряду інших ключових галузей економіки немислимий без використання високопродуктивних підйомно-транспортних машин. Серед них гідравлічні маніпулятори, які посідають одне з провідних місць завдяки своїй універсальності, високій питомій потужності, плавності роботи та здатності забезпечувати точне позиціонування вантажу в складних просторових траєкторіях [1]. Вони стали основним технологічним інструментом на базі автомобілів, спеціалізованих платформ, стаціонарних та морських об'єктів.

Актуальність наукових досліджень та інженерних розробок у галузі проектування гідравлічних маніпуляторів зумовлена низкою викликів та тенденцій. По-перше, це суворі вимоги підвищення енергоефективності та екологічності. Традиційні гідравлічні системи з клапанним керуванням мають значні втрати енергії, що стимулює пошук оптимальних схем (наприклад, із використанням насосів з регульованою подачею або дросельного регулювання з навантаженням) та застосування відповідних силових гідроциліндрів. По-друге, зростаючі вимоги до продуктивності та безпеки висувають завдання оптимізації міцнісних характеристик рами, стріли та інших вузлів маніпулятора на основі методів скінченно-елементного аналізу, що дозволяють мінімізувати масу конструкції при забезпеченні необхідного запасу міцності та жорсткості. По-третє, розвиток автоматизації та інтелектуалізації потребує створення передумов для інтеграції гідроманіпуляторів у системи керування вищого рівня, що безпосередньо пов'язано з точністю та динамікою гідроприводу.

Доцільність поглибленого дослідження конструкційних та експлуатаційних параметрів у кваліфікаційній роботі полягає у їхній тісній взаємозалежності, що формує складну багатокритеріальну задачу оптимізації [2]. Конструкційні параметри (геометрія кінематичної схеми, розміри перерізів елементів, діаметри та ходи гідроциліндрів) безпосередньо визначають експлуатаційні показники: вантажопідйомність, виліт, швидкість переміщення

вантаж, стійкість базового пасі, масу та габарити. Недостатнє обґрунтування цих параметрів призводить або до невиправданого ускладнення та подорожчання конструкції, або до її ненадійної роботи на граничних режимах, підвищеного зношування та, як наслідок, зниження техніко-економічної ефективності [3, 4].

Таким чином, метою даної кваліфікаційної роботи є комплексне теоретичне та розрахункове обґрунтування вибору основних конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічного маніпулятора, спрямоване на досягнення оптимального співвідношення його технічних характеристик, масо-габаритних показників, енергетичної ефективності та надійності. Для досягнення поставленої мети у кваліфікаційній роботі передбачається розв'язання наступних завдань: 1) аналіз та порівняння типових кінематичних схем гідравлічних маніпуляторів; 2) розробка аналітичних моделей для визначення зусиль у гідроциліндрах та реакцій у шарнірах в залежності від положення робочого органу та маси вантажу; 3) проведення статичного аналізу несучої конструкції маніпулятора; 4) моделювання та оцінка енергетичних характеристик запропонованої гідравлічної схеми приводу; 5) розроблення рекомендацій щодо експлуатаційних режимів, які у свою чергу забезпечують максимальний ресурс вузлів маніпулятора.

Проведені дослідження будуть сприяти розвитку науково-методичної бази для проєктування нового покоління гідравлічних маніпуляторів, що відповідають сучасним вимогам ефективності, безпеки та техніко-економічної доцільності.

# 1 АНАЛІЗ ТА ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПРОЄКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАНІПУЛЯТОРІВ

## 1.1 Класифікація та сфери застосування гідравлічних маніпуляторів

Ефективність функціонування сучасних мобільних та стаціонарних технічних комплексів значною мірою залежить від інтеграції високопродуктивних маніпуляційних систем, в яких гідравлічні приводи, зокрема гідравлічні маніпулятори посідають провідне місце завдяки своїй високій питомій потужності, надійності та точності керування [1]. Гідравлічні маніпулятори являють собою складні механічні структури, параметри яких класифікуються відповідно до їхньої кінематичної схеми та конструктивного виконання, що безпосередньо корелює з їхнім функціональним призначенням та експлуатаційними вимогами [2, 3].

Кінематична конфігурація маніпулятора є визначальною структурною ознакою, що обумовлює геометричні межі його робочої зони, динамічні характеристики та спроможність до реалізації складних траєкторій руху. У практиці машинобудування домінує використання трьох основних типових кінематичних схем:

1. Z-подібна (паралельна) схема (рис. 1.1), характеризується механізмом, у якому гідроциліндри стріли та рукояті утворюють паралелограмну систему. Це конструктивне рішення забезпечує перевагу у збереженні майже постійного кута орієнтації кінцевого робочого органу відносно опорної поверхні при вертикальному переміщенні стріли. Така властивість є критичною для виконання точних операцій із завантаження та розвантаження, де вимагається стабільна горизонтальність захвату, і є типовою для фронтальних навантажувачів [1].

2. L-подібна (послідовна) схема (рис. 1.2), являє собою ланцюгову систему шарнірно-зчленованих ланок, де рух кожної ланки ініціюється незалежним гідроциліндром. Ця конфігурація забезпечує розширену робочу

зону та високу гнучкість, дозволяючи досягати об'єктів у складних просторових положеннях, включаючи роботу нижче рівня опорної поверхні, і є універсальною для екскаваторної та будівельної техніки [1].



Рисунок 1.1 – Загальний вид Z-подібної (паралельної) кінематичної схеми маніпулятора TAJFUN LIV 130ZK.

3. Телескопічна схема, базується на принципі висування однієї секції ланки з іншої за допомогою внутрішніх приводів. Її науково-технічна цінність полягає у досягненні максимального горизонтального вильоту при одночасному мінімізуванні габаритів конструкції у транспортному положенні, що є необхідною умовою для крано-маніпуляторних установок, які експлуатуються на автомобільних шасі.

Конструкція гідравлічного маніпулятора інтегрує п'ять ключових елементів, функціональне призначення яких спільно забезпечує реалізацію заданих експлуатаційних параметрів. Рама (базова конструкція) є опорним елементом, що сприймає сукупність статичних та динамічних навантажень, які

виникають у процесі роботи. Її жорсткість безпосередньо впливає на точність позиціонування кінцевого робочого органу. Опорно-поворотний пристрій (ОПП) здійснює з'єднання рухомої частини маніпулятора з рамою, забезпечуючи обертання у горизонтальній площині. Цей вузол, що складається з потужного підшипника та приводу обертання, піддається максимальному впливу моментів. Стріла (головна ланка) є першою ланкою, що визначає основні характеристики висоти підйому та вильоту, приводиться в дію підйомними гідроциліндрами. Рукоять (додаткова ланка), шарнірно з'єднана зі стрілою, розширює кінематичні можливості системи, забезпечуючи точне маневрування вантажем у робочій зоні (рис. 1.3). Кінцевий робочий орган (начіпне обладнання) є виконавчим елементом, який здійснює безпосередню взаємодію з об'єктом маніпулювання, і його тип визначає технологічну спеціалізацію машини [1-5].



Рисунок 1.2 – Загальний вид L-подібної (послідовної) кінематичної схеми маніпулятора TAJFUN LIV 130K.

Сфери застосування гідравлічних маніпуляторів охоплюють критично важливі галузі господарства. У лісозаготівельній промисловості вони забезпечують високоефективні операції з вантаження, штабелювання та обробки деревини. У будівельній галузі маніпулятори є основними засобами для

земляних, монтажних та демонтажних робіт. У сфері транспорту та логістики вони використовуються як високопродуктивні перевантажувальні комплекси у портових та складських зонах. Різноманітність цих застосувань обумовлює необхідність наукового обґрунтування конструкційних та експлуатаційних параметрів для досягнення оптимального балансу між вантажопідйомністю, швидкістю та точністю [6, 7].

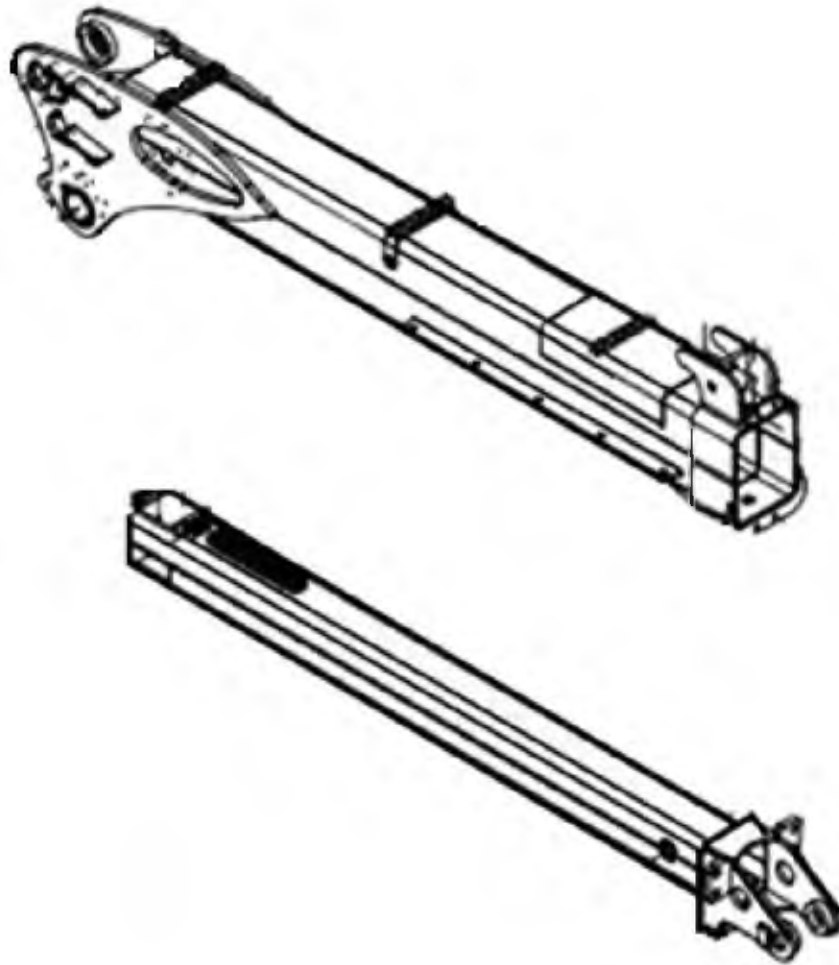


Рисунок 1.3 – Конструктивні особливості рукояті маніпулятора

## 1.2 Теоретичні основи кінематики та динаміки

Проектування гідравлічних маніпуляторів як складних багатоланкових систем вимагає суворого застосування методів теоретичної механіки для опису їхнього руху, визначення навантажень та подальшого синтезу системи керування [1, 2, 4]. Аналіз поділяється на кінематичний та динамічний.

Проведемо кінематичний аналіз – опис руху ланок маніпулятора.

Кінематичний аналіз полягає у встановленні функціональної залежності між положенням та орієнтацією кінцевого робочого органу та координатами шарнірів (кутами обертання або лінійними переміщеннями). Це завдання вирішується шляхом застосування методів, що дозволяють однозначно описати просторове розташування кожної ланки маніпулятора відносно нерухомої базової системи координат.

Ключовим апаратом для цього є метод однорідних перетворень та матриці переходу [5-7]. Кожна ланка маніпулятора розглядається як жорстке тіло, а перехід від системи координат  $(i-1)$ -ої ланки до системи координат  $i$ -ої ланки описується матрицею однорідного перетворення  $\mathbf{T}_{i-1}^i$  розмірністю  $4 \times 4$ . Ця матриця інтегрує операції обертання та поступального зміщення. Загальне положення кінцевої ланки  $n$  відносно базової системи координат  $O$  визначається як послідовний добуток матриць

$$\mathbf{T}_0^n = \mathbf{T}_0^1 \cdot \mathbf{T}_1^2 \dots \mathbf{T}_{n-1}^n \quad (1.1)$$

Для стандартизації опису просторових маніпуляторних систем широкого застосування набув алгоритм параметрів Денавіта-Хартенберга [4-6]. Цей метод дозволяє мінімальною кількістю чотирьох параметрів  $(\alpha_i, a_i, d_i, \theta_i)$  однозначно визначити просторове положення координатних систем, пов'язаних з суміжними ланками.

$\alpha_i$  – довжина ланки (відстань між осями  $z_{i-1}$  та  $z_i$ );

$a_i$  – кут скручування ланки (кут між осями  $z_{i-1}$  та  $z_i$ );

$d_i$  – зміщення ланки (відстань вздовж осі  $z_i$ );

$\theta_i$  – кут шарніра (кут обертання навколо осі  $z_{i-1}$ ).

Згідно з конвенцією Денавіта-Хартенберга, матриця переходу  $\mathbf{A}_i$  від ланки  $(i-1)$  до ланки  $i$  записується як

$$\mathbf{A}_i = \begin{pmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \cos a_i & \sin \theta_i \sin a_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \cos a_i & -\cos \theta_i \sin a_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin a_i & \cos a_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (1.2)$$

Використання цього апарату є необхідною умовою для вирішення як прямої (визначення положення кінцевого органу за відомими кутами шарнірів), так і оберненої (визначення кутів шарнірів, необхідних для досягнення заданого положення) задач кінематики.

Проведемо динамічний аналіз – опис рівняння руху маніпулятора.

Динамічний аналіз має на меті встановлення зв'язку між силами та моментами, що діють на маніпулятор (включаючи зусилля гідроциліндрів), та його результуючим рухом (прискореннями). Це є основою для проектування гідравлічного приводу та системи керування [4, 6].

Для багатоланкових механізмів динамічна модель часто формується із застосуванням рівнянь Лагранжа другого роду. Перевага цього підходу полягає у можливості оперувати узагальненими координатами ( $\mathbf{q}$ ), що спрощує облік складних кінематичних зв'язків та мінімізує необхідність розрахунку сил реакції у шарнірах.

Система динамічних рівнянь для маніпулятора з  $n$  ступенями свободи має вигляд

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{G}(\mathbf{q}) = \boldsymbol{\tau} - \boldsymbol{\tau}_r, \quad (1.3)$$

де  $\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}$  – вектори узагальнених координат, швидкостей та прискорень шарнірів, відповідно.

$\mathbf{M}(\mathbf{q})$  – матриця інерції (симетрична, позитивно визначена) розмірністю  $4 \times 4$ . Її елементи залежать від мас ланок та їхнього поточного положення.

$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}}$  – вектор сил Коріоліса та центробіжних сил.

$\mathbf{G}(\mathbf{q})$  – вектор гравітаційних навантажень (моментів), що залежать від поточного положення ланок.

$\boldsymbol{\tau}$  – вектор узагальнених рушійних сил та моментів, створюваних

гідрравлічними приводами.

$\tau_r$  – вектор сил гідрравлічного опору та тертя у шарнірах.

Проведемо облік гідрравлічного опору та тертя ланок маніпулятора.

Реальна динаміка гідрравлічного маніпулятора суттєво відрізняється від ідеалізованої механічної моделі через вплив гідрравлічної системи:

1. Гідрравлічний опір (деформування рідини) – жорсткість системи не є абсолютною величиною. Стискання робочої рідини (гідрравлічної оливи) та пружне деформування елементів трубопроводів призводять до зменшення фактичної жорсткості. Урахування цього фактору є критичним для забезпечення точності позиціонування та демпфування вібрацій [5, 7].

2. Проведемо облік сили тертя та в'язкого опору. Для обліку сили тертя та в'язкого опору приймаємо до уваги тертя у шарнірах ланок маніпулятора, ущільненнях у гідроциліндрах та в'язкий опір руху штоків гідроциліндрів. Ці сили є функцією швидкості (в'язке тертя) та тиску (сухе тертя) і повинні бути адекватно змодельовані для точного визначення необхідного тиску у приводі:

$$\tau_r = f(\dot{q}) + \sin(q) \cdot F_{тр}, \quad (1.4)$$

де  $f(\dot{q})$  – в'язкий опір;

$F_{тр}$  – сухе тертя.

Встановимо зв'язок з гідроприводом.

Вектор рупшійних сил  $\tau$  у динамічному рівнянні маніпулятора формується зусиллями, що розвиваються гідрравлічними циліндрами. У випадку використання одноштокового гідрравлічного циліндра (найбільш поширений тип у гідрравлічних маніпуляторах), необхідно точно враховувати конструктивну асиметрію робочих площ, що є прямим наслідком наявності штока.

Зусилля гідроциліндра  $F_{гц}$ , яке передається на відповідну ланку маніпулятора, визначається різницею тисків у поршневій  $P_{п}$  та штоковій  $P_{ш}$  порожнинах, помноженою на відповідні ефективні площі  $A_{п}$  та  $A_{ш}$

$$F_{гц} = P_{п} \cdot A_{п} - P_{ш} \cdot A_{ш} - F_{тр}, \quad (1.5)$$

де  $P_{\text{п}}$  – тиск у поршневій порожнині (з боку поршня), Па;

$P_{\text{ш}}$  – тиск у штоковій порожнині (з боку штока), Па;

$A_{\text{п}}$  – ефективна площа поршня (повна площа)

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (1.6)$$

$A_{\text{ш}}$  – ефективна площа штокової порожнини (кільцева площа)

$$A_{\text{ш}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (1.7)$$

де  $D$  – діаметр поршня;

$d$  – діаметр штока.

$F_{\text{тр}}$  – сили тертя (тертя ущільнень та в'язкий опір), що протидіють руху, Н.

Визначальною особливістю одноштокового циліндра є те, що площа  $A_{\text{ш}}$  завжди менша за  $A_{\text{п}}$  ( $A_{\text{ш}} < A_{\text{п}}$ ). Ця гідравлічна асиметрія призводить до двох важливих наслідків, які мають бути враховані при проектуванні та керуванні:

1. Диференціальне зусилля – при рівних тисках  $P_{\text{п}} = P_{\text{ш}}$  (наприклад, у режимі опускання під дією власної ваги при керуванні дроселем) циліндр генерує чисте зусилля, спрямоване на втягування штока.

2. Диференціальна швидкість – для забезпечення рівномірного руху висування та втягування штока при постійному тиску, витрати робочої рідини в порожнині повинні бути різними. Або, при рівній витраті, швидкість висування  $v_{\text{вих}} = Q / A_{\text{п}}$  буде меншою, ніж швидкість втягування  $v_{\text{втяг}} = Q / A_{\text{ш}}$ , оскільки  $A_{\text{п}} > A_{\text{ш}}$ .

Таким чином, для адекватного моделювання динаміки та синтезу системи керування маніпулятора, необхідно інтегрувати рівняння руху циліндра з рівняннями витрати гідророзподільника та врахувати цю асиметрію площ, що є фундаментальним для гідродинамічного аналізу швидкості реакції та точності кінцевого робочого органу.

### 1.3 Огляд сучасних гідравлічних систем

Базова ефективність, надійність та точність функціонування гідравлічного маніпулятора безпосередньо залежать від якісного вибору та конфігурації його гідравлічного силового приводу. Основні компоненти гідросистеми – насоси та гідророзподільники – спільно формують гідравлічний контур, визначаючи його енергетичні та регулювальні характеристики [1, 5-7].

Розглянемо гідравлічні насоси, як основу для генерації потоку та тиску (рис. 1.4 і 1.5).

Гідравлічні насоси, як первинні перетворювачі енергії, забезпечують необхідний потік робочої рідини. У сучасному машинобудуванні їхній вибір базується на вимогах до робочого тиску, продуктивності та, що найважливіше, енергоефективності.

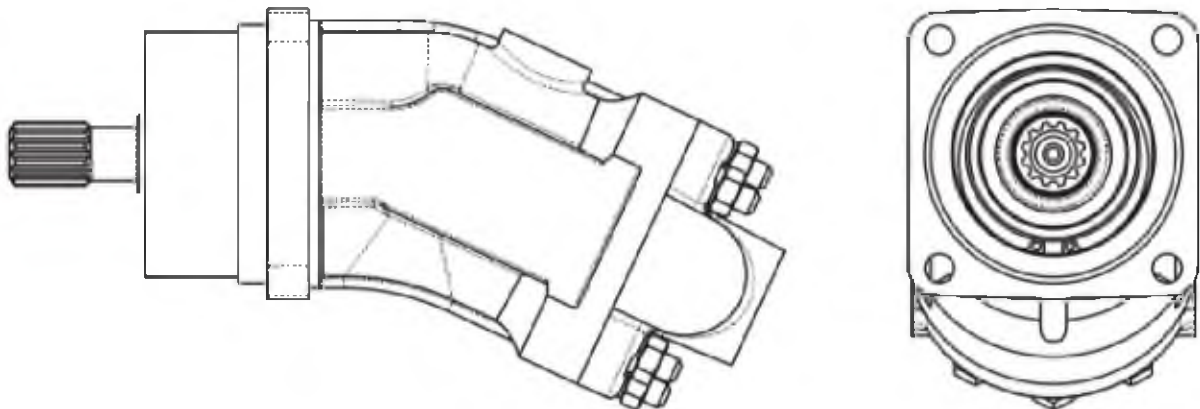


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд аксіально-поршневого насоса серії 210.12

Насоси поділяються на нерегульовані та регульовані. Нерегульовані насоси (наприклад, шестеренні) характеризуються простотою конструкції та фіксованою об'ємною подачею на одиницю оберту. Їхнє застосування, як правило, обмежується допоміжними контурами або системами з низьким робочим тиском через значні втрати енергії, спричинені необхідністю дроселювання та скидання надлишкового потоку в бак (рис. 1.6).

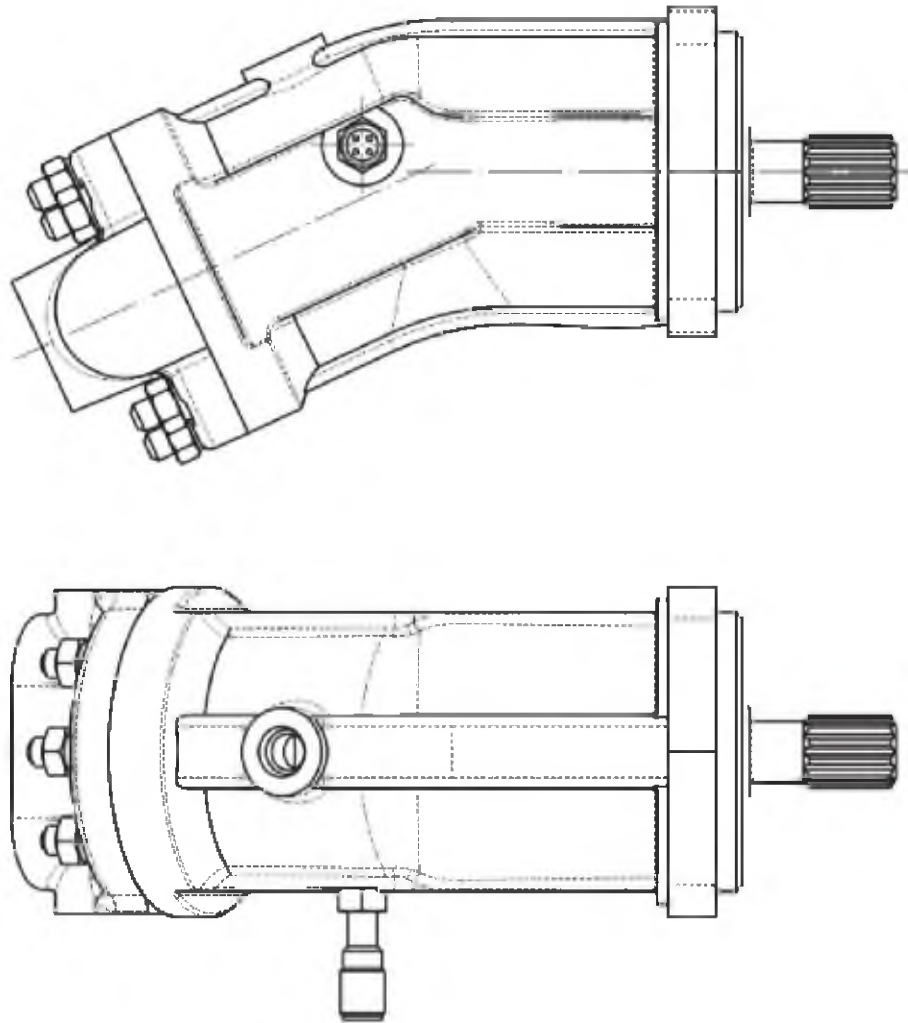


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд аксіально-поршневого насосу серії 310.12

Натомість, регульовані аксіально-поршневі насоси є домінуючим рішенням для високонавантажених маніпуляторів. Принцип їхньої дії базується на зміні робочого об'єму через регулювання кута нахилу похилої шайби. Це дозволяє здійснювати точне узгодження об'ємної подачі  $Q$  з фактичними потребами виконавчих механізмів, забезпечуючи реалізацію концепції Load Sensing (LS). Система LS підтримує постійний мінімальний перепад тиску на дозуючих елементах розподільників, дозволяючи насосу генерувати лише необхідну для роботи витрату при тиску, що відповідає максимальному навантаженню. Таке технічне рішення значно мінімізує гідравлічні втрати та оптимізує споживання потужності приводного двигуна, що є критично важливим для мобільних машин.

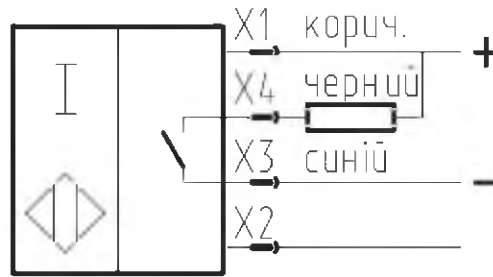


Рисунок 1.6 – Схема підключення аксіально-поршневого насоса 310.12.0.90

Розглянемо використання гідророзподільників для керування напрямком подачі оливи та витратою.

Гідророзподільники виконують функцію спрямування потоку робочої рідини до робочих порожнин гідроциліндрів, забезпечуючи, таким чином, керування напрямком та швидкістю руху ланок маніпулятора.

У сучасних високоточних маніпуляційних комплексах стандартною практикою є використання пропорційних гідророзподільників. На відміну від дискретних золотникових клапанів, які забезпечують лише фіксовані положення, пропорційні розподільники дозволяють безперервне, плавне регулювання витрати рідини пропорційно до величини електричного керуючого сигналу. Це досягається завдяки точному позиціонуванню основного золотника електромагнітами [1, 2-4].

Використання пропорційної гідравліки має пряме відношення до динаміки маніпулятора, оскільки забезпечує:

1. Точність позиціонування – завдяки можливості мікродозування потоку досягається висока точність зупинки та повторюваності кінцевого робочого органу.

2. Плавність перехідних процесів – плавне наростання та спадання витрати на початку та в кінці руху мінімізує динамічні удари, що підвищує ресурс як гідросистеми, так і несучих конструкцій.

3. Багатокоординатне керування – інтеграція гідророзподільників з компенсацією тиску дозволяє забезпечити стабільну швидкість руху кількох ланок одночасно, незалежно від зміни навантаження на окремих виконавчих

механізмах. Компенсатор тиску підтримує необхідний постійний перепад тиску на дроселюючому вікні золотника, гарантуючи передбачувану швидкість потоку та, відповідно, швидкість руху штока.

Таким чином, сучасна гідросистема маніпулятора є комплексом, де регульований насос і пропорційний розподільник працюють у синергії, забезпечуючи високу керованість, енергоефективність та динамічну точність, що є обов'язковою вимогою для виконання складних технологічних операцій.

#### **1.4 Конструктивні особливості та типові режими експлуатації гідравлічних маніпуляторів**

Конструкція сучасного гідравлічного маніпулятора є результатом інженерного компромісу між потребою у максимальній функціональності (вантажопідйомності, вильоті, швидкодії) та обмеженнями, що накладаються мобільністю, енергоефективністю та безпекою. Розуміння цих особливостей та характерних умов експлуатації є критично важливим для подальшого коректного обґрунтування їх параметрів [8-10].

Конструктивні особливості визначаються, перш за все, принципом модульності та багатофункціональності. Маніпулятор проектується не як монолітна машина, а як система взаємозамінних вузлів: базова рама, опорно-поворотний пристрій, стріла, рукоять та навісне обладнання (грейфери, захвати, крюки). Така архітектура дозволяє на одній серійній базі створювати машини для різних галузей – від лісозаготівлі до аварійно-рятувальних робіт. Рама, зазвичай зварена з високоміцних низьколегованих сталей (типу S355, S690), виконує роль силового каркаса, що перерозподіляє колосальні навантаження на шасі транспортного засобу або фундамент. Її геометрія оптимізована методами СКЕ для мінімізації маси при максимальній жорсткості.

Ключовим вузлом, що визначає маневреність, є опорно-поворотний пристрій [1, 11-13]. Сучасні опорно-поворотні пристрої маніпуляторів ґрунтуються на використанні поворотних платформ з кульковими або

роликовими шляховими підшипниками великого діаметра, здатними сприймати радіальні, осьові та моментні навантаження одночасно. Привід обертання здійснюється або гідромотором через планетарний редуктор, або, у високопродуктивних моделях, за допомогою шестерінного зачеплення з гідромотором. Герметичність та ресурс опорно-поворотних пристрійів забезпечуються системою лабіринтних ущільнень і мастильних каналів.

Конструкція стріли та рукояті маніпулятора є прямим наслідком протиріччя між вимогою до мінімальної маси та максимальної жорсткості. Найпоширенішим рішенням є коробчасті (прямокутні або трапецієподібні) зварні перерізи з внутрішніми ребрами жорсткості. Ця форма забезпечує оптимальне співвідношення моменту інерції до площі перерізу. Для роботи в агресивних середовищах (морська вода, хімічні речовини) застосовуються спеціальні покриття або матеріали. Шарнірні з'єднання між ланками виконуються на втулках з антифрикційних матеріалів (бронза, поліамід, композити) або роликових підшипниках, що забезпечує довговічність та зменшує момент тертя, критичний для точності позиціонування.

Гідравлічна система маніпулятора інтегрована в механічну конструкцію. Гідроциліндри зазвичай кріпляться через кульові опори для компенсації неспіввісності. Гнучкі високотискові шланги або жорсткі трубопроводи прокладаються вздовж ланок у спеціальних каналах або кріпляться хомутами, що захищає їх від механічних пошкоджень. Тенденцією є створення моноблочних гідроагрегатів, де насос, розподільник, клапани та фільтри змонтовані на спільній плиті, що підвищує компактність та знижує рівень шуму [12-15].

Типові режими експлуатації маніпуляторів можна класифікувати за характером навантаження та динамікою:

1. Режим статичного або квазістатичного навантаження, це основний режим для вантажно-розвантажувальних операцій (наприклад, робота сортиментовоза). Маніпулятор послідовно займає низку дискретних положень для захоплення, підйому, перенесення та укладання вантажу. Навантаження

змінюється повільно, динамічні удари мінімальні. Критеріями оптимальності тут є стабільність, точність позиціонування та енерговитрати на переміщення. Найбільш навантаженим є положення максимального вильоту з номінальним вантажем.

2. Циклічно-динамічний режим з ударними навантаженнями – характерний для землерийної техніки (екскаваторів) або маніпуляторів для демонтажу. Передбачає інтенсивне чергування операцій з різким прискоренням та гальмуванням масивних ланок, а також контактні удари робочого органу (ківша, молота) об об'єкт. Цей режим генерує знакозмінні навантаження, що призводить до втоми матеріалу. Конструкція повинна мати підвищену динамічну міцність, а гідросистема – ефективне демпфування та захист від гідроударів.

3. Режим тривалого утримання вантажу – критичний для крано-маніпуляторних установок під час монтажних робіт або для утримання обладнання. У цьому режимі система знаходиться під постійним статичним навантаженням протягом тривалого часу. Основні проблеми – “просідання” вантажу через витоки в гідроциліндрах або пружну податливість системи, а також нагрівання робочої рідини в насосі, який може постійно працювати для компенсації тиску. Це вимагає застосування гідрозамків та ефективних систем охолодження.

4. Режими екстремальних умов експлуатації – роботи при екстремально низьких або високих температурах навколишнього середовища, в умовах високої вологості, пилу або хімічно агресивного середовища. Ці умови диктують вимоги до матеріалів (холодостійкість, корозійна стійкість), властивостей робочої рідини (індекс в'язкості), типу ущільнень (термостійкість) та систем захисту (обігрів/охолодження гідробака, повітряні фільтри).

Таким чином, проектування гідравлічного маніпулятора – це завжди оптимізація для цільового режиму експлуатації. Розрахункові моделі, що використовуються для обґрунтування параметрів, повинні адекватно відображати саме ті навантаження та динамічні процеси, які будуть домінувати

в конкретному технологічному циклі. Наприклад, для лісозаготівельного маніпулятора пріоритетними є перший і третій режими (точне позиціонування колод та їхнє утримання), тоді як для екскаватора – другий (динамічні навантаження). Це безпосередньо впливає на вибір коефіцієнтів запасу, критеріїв жорсткості та типу системи керування гідроприводом.

## 2 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ МАНІПУЛЯТОРА

### 2.1 Вибір та обґрунтування дослідницького інструментарію

Дослідницький інструментарій, використаний для обґрунтування конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічних маніпуляторів, базується на комплексному застосуванні теоретико-аналітичних методів, математичного моделювання та чисельних розрахунків. такий підхід дозволив забезпечити високу достовірність отриманих результатів і підтвердити фінансову та технічну доцільність запропонованих рішень [2-6].

Насамперед, дослідження спиралося на теоретико-аналітичні методи, що включали системний аналіз та синтез. Системний аналіз використовувався для вивчення маніпулятора як єдиної мехатронної системи, де взаємопов'язані механічна конструкція, гідравлічний привід та електронна система керування. Це дало змогу ідентифікувати ключові фактори впливу на точність та енергоефективність, такі як стисливість робочої рідини, жорсткість ланок та динаміка зміни навантаження. основою для моделювання динамічних процесів, зокрема швидкодії та зусилля, стали закони теоретичної механіки та гідродинаміки [9-12].

Математичне моделювання було центральним інструментом у кваліфікаційній роботі. Для обґрунтування конструкційних параметрів, включаючи геометричні розміри та зусилля гідроциліндрів, застосовувалися рівняння кінематики та динаміки, що дозволяли визначити необхідні швидкості руху ланок та робочі тиски в залежності від робочої зони та максимального вантажу. для розрахунку енергетичних характеристик та оцінки ефективності систем Load Sensing та Power Limitation використовувався метод енергетичного балансу. Що дозволило кількісно оцінити втрати потужності на дроселюванні у різних фазах робочого циклу та обґрунтувати економічну вигоду від модернізації гідросистеми, що лягло в основу розрахунку терміну окупності.

Для обґрунтування параметрів гідроаккумуляторів використовувався закон Бойля-Маріотта в адіабатичній формі, що є необхідним для точного визначення робочого об'єму газу та оптимального тиску попереднього заряджання, яке впливає на здатність акумулятора компенсувати пікові навантаження та демпфувати гідроудари.

Чисельні методи та комп'ютерне моделювання були задіяні для реалізації складних розрахунків. замість використання конкретного програмного забезпечення, що не є предметом роботи, застосовувалася імітація поведінки гідросистеми при змінних навантаженнях, зокрема при розрахунку витрати та потужності у нерегульованій та пропорційній системах. ці чисельні розрахунки, представлені у табличній формі, стали основою для побудови графіків, що ілюструють економічну ефективність та динаміку роботи системи. крім того, для забезпечення безпеки застосовувався критерій стійкості маніпулятора, що вимагав розрахунку моментів, які утримують та перекидають, у найбільш несприятливих робочих положеннях, спираючись на нормативно-технічну документацію та галузеві стандарти безпеки.

Таким чином, дослідницький інструментарій поєднує фундаментальні принципи механіки та гідродинаміки з практичними інженерними розрахунками, дозволяючи перейти від якісного аналізу до кількісного обґрунтування всіх ключових параметрів маніпулятора.

## **2.2 Базові принципи формування кінематичної схеми та геометричних розмірів маніпулятора**

Формування кінематичної схеми гідравлічного маніпулятора є фундаментальним етапом його проєктування, оскільки саме схема визначає структуру механізму, взаємозв'язок між окремими ланками та характер їхнього руху. Кінематична схема виступає узагальненою моделлю конструкції, яка дозволяє оцінити функціональні можливості системи ще на стадії концептуального проєктування. Вона повинна забезпечувати виконання заданих

технологічних операцій із необхідною точністю, стабільністю та надійністю, а також відповідати вимогам щодо енергоефективності та технологічності виготовлення.

У практиці машинобудування кінематичні схеми маніпуляторів формуються з урахуванням робочих навантажень, просторових обмежень та специфіки експлуатації. Для гідравлічних систем особливе значення має забезпечення плавності руху та можливості точного позиціонування робочого органа. Це досягається завдяки використанню жорстких ланок із парнірними з'єднаннями, які утворюють багатоланкову систему з визначеною кількістю ступенів свободи. Вибір кількості та розташування кінематичних пар здійснюється таким чином, щоб уникнути надлишкових рухів, які можуть призвести до паразитних коливань або зниження точності.

Геометричні параметри маніпулятора визначаються на основі розрахунку навантажень, що діють на основні вузли, та з урахуванням вимог міцності, жорсткості й довговічності. Довжини ланок обираються так, щоб забезпечити необхідну робочу зону та амплітуду руху, а також оптимальний передаточний коефіцієнт між силою, що створюється гідроциліндрами, та корисним зусиллям на робочому органі. Перерізи елементів визначаються з огляду на допустимі напруження та прагнення до мінімізації маси конструкції, що особливо важливо для мобільних машин, де надмірна вага негативно впливає на енергоефективність і стійкість.

Обґрунтування геометричних розмірів здійснюється шляхом поєднання аналітичних розрахунків і числового моделювання. Використання методів кінематичного та силового аналізу дозволяє визначити оптимальні співвідношення між довжинами ланок, кутами їхнього повороту та робочими положеннями. Додатково проводиться перевірка конструкції на стійкість до динамічних навантажень, що виникають під час роботи, з метою уникнення резонансних явищ та надмірних деформацій.

Таким чином, кінематична схема та геометричні параметри гідравлічного маніпулятора є результатом системного підходу, що поєднує теоретичні

положення механіки, інженерні розрахунки та практичні вимоги експлуатації. Їхнє обґрунтування забезпечує оптимальне поєднання надійності, ефективності та технологічності, що є необхідною передумовою для створення сучасних високопродуктивних машин у галузі механічної інженерії.

### 2.3 Обґрунтування кінематичної схеми та геометричних розмірів

Вибір типу кінематичної схеми (L-подібна, Z-подібна або телескопічна) прямо пов'язаний з технологічним призначенням маніпулятора. L-подібна схема, як правило, обирається для операцій, що вимагають максимальної гнучкості та роботи на великій глибині чи висоті, наприклад, у землерийній та будівельній техніці. Z-подібна схема забезпечує переваги у вантажно-розвантажувальних циклах завдяки спрощенню керування орієнтацією робочого органу. Телескопічна схема є оптимальною, коли необхідний значний горизонтальний виліт при обмежених габаритах бази.

Кількість ступенів свободи ( $DOF$ ) визначається необхідністю досягнення заданого положення та орієнтації кінцевого робочого органу в просторі. Для повноцінного маніпулювання у тривимірному просторі зазвичай вимагається шість  $DOF$ : три для визначення позиції (рух стріли, рукояті та обертання) і три для орієнтації (нахили та обертання робочого органу)

$$DOF = DOF_{\text{поз}} + DOF_{\text{орі}}, \quad (2.1)$$

У спеціалізованих маніпуляторах, де завдання орієнтації кінцевого органу є спрощеним (наприклад, для грейфера, який лише захоплює вантаж), може бути використано меншу кількість  $DOF$  (наприклад, 4 або 5), що дозволяє спростити конструкцію, зменшити масу та вартість, а також підвищити надійність системи.

Розглянемо наступну Методику визначення геометричних розмірів ланок маніпуляторів.

Визначення оптимальної довжини ланок (стріли  $L_1$  та рукояті  $L_2$ ) є завданням кінематичного синтезу, яке вирішується шляхом узгодження вимог

до робочої зони з обмеженнями щодо вантажопідйомності та динаміки.

1. Аналіз робочої зони. Робоча зона маніпулятора – це множина точок у просторі, яких може досягти центр маніпулювання кінцевого робочого органу (рис. 2.1 і 2.2). Форма цієї зони описується функцією від довжин ланок та діапазонів кутів у шарнірах

$$\mathbf{W} = f(L_1, L_2, \theta_{\min}, \theta_{\max}), \quad (2.2)$$

Кінематичний синтез вимагає, щоб задана технологічна робоча зона  $\mathbf{W}_{\text{техн}}$  була повністю охоплена зоною досяжності маніпулятора  $\mathbf{W} \supseteq \mathbf{W}_{\text{техн}}$ . На основі креслення робочої зони визначаються такі ключові параметри:

- максимальний горизонтальний виліт  $R_{\max}$  – найбільша відстань від осі обертання до кінцевого органу;
- максимальна висота підйому  $H_{\max}$ ;
- максимальна глибина опускання  $H_{\min}$ .

## 2. Обмеження максимального вильоту:

Для дволанкової системи (стріла  $L_1$  і рукоять  $L_2$ ) максимальний виліт у горизонтальній площині наближено визначається сумою довжин ланок, якщо вони розташовані на одній лінії

$$R_{\max} \approx L_1 + L_2 + R_{\text{к.о.}}, \quad (2.3)$$

де  $R_{\text{к.о.}}$  – радіус дії кінцевого робочого органу.

## 3. Критерій оптимізації за вантажопідйомністю та моментом.

Збільшення довжини ланок (стріла  $L_1$  і рукоять  $L_2$ ) для розширення робочої зони призводить до експоненційного зростання вантажного моменту  $M$  (див. рис. 2.1 і 2.2), який повинен витримувати опорно-поворотний пристрій та силові елементи стріли. Максимальний момент при заданому навантаженні  $Q$  виникає на найбільшому вильоті

$$M_{\max} = Q \cdot R_{\max}. \quad (2.4)$$

Оскільки вантажопідйомність  $Q$  є обернено пропорційною до  $R_{\max}$  при обмеженні максимального моменту  $M_{\text{доп}}$

$$Q(R) = \frac{M_{\text{доп}}}{R} \quad (2.5)$$

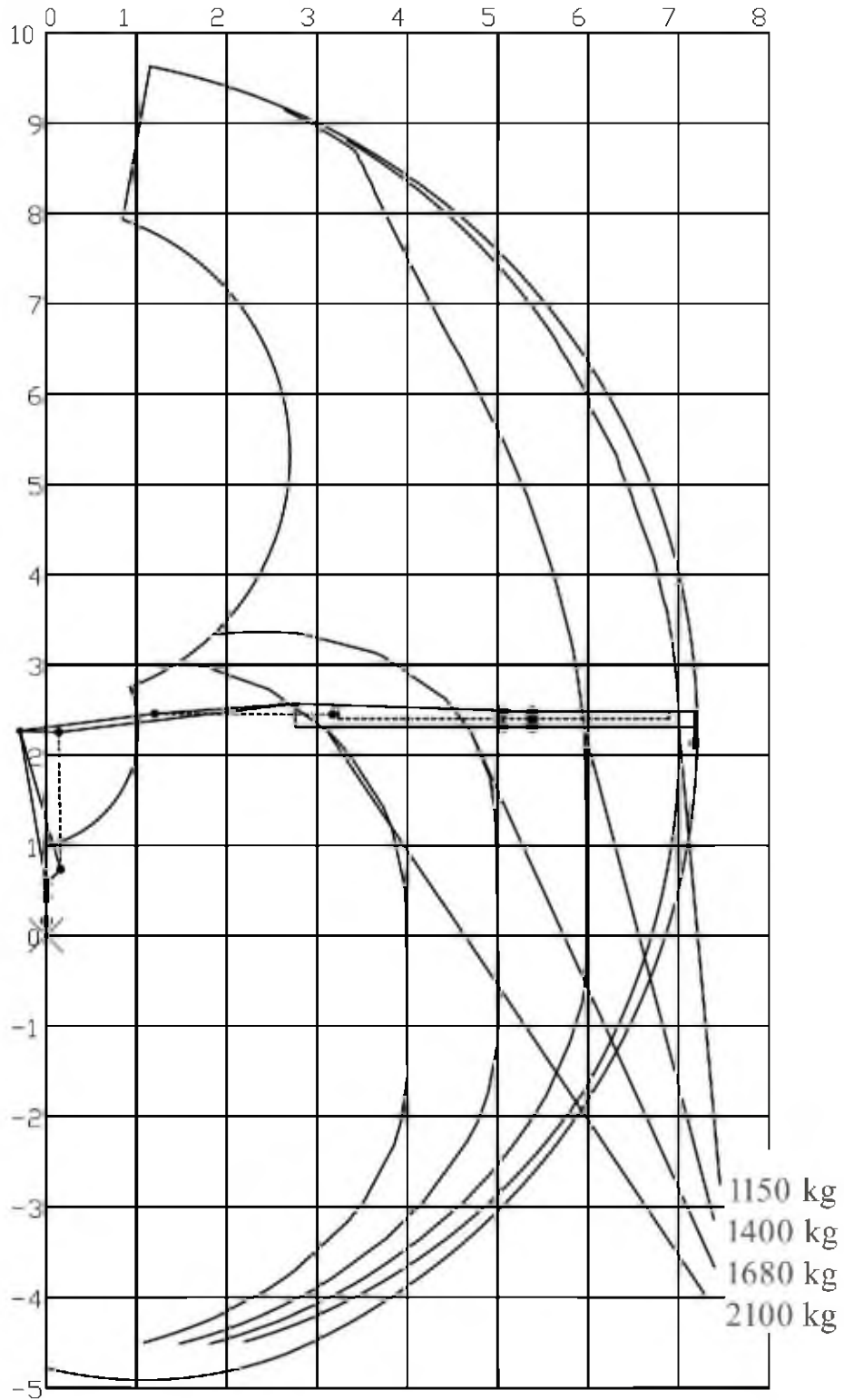


Рисунок 2.1 – кінематичної схеми та геометричні розміри маніпулятора Loglift F82Z 72

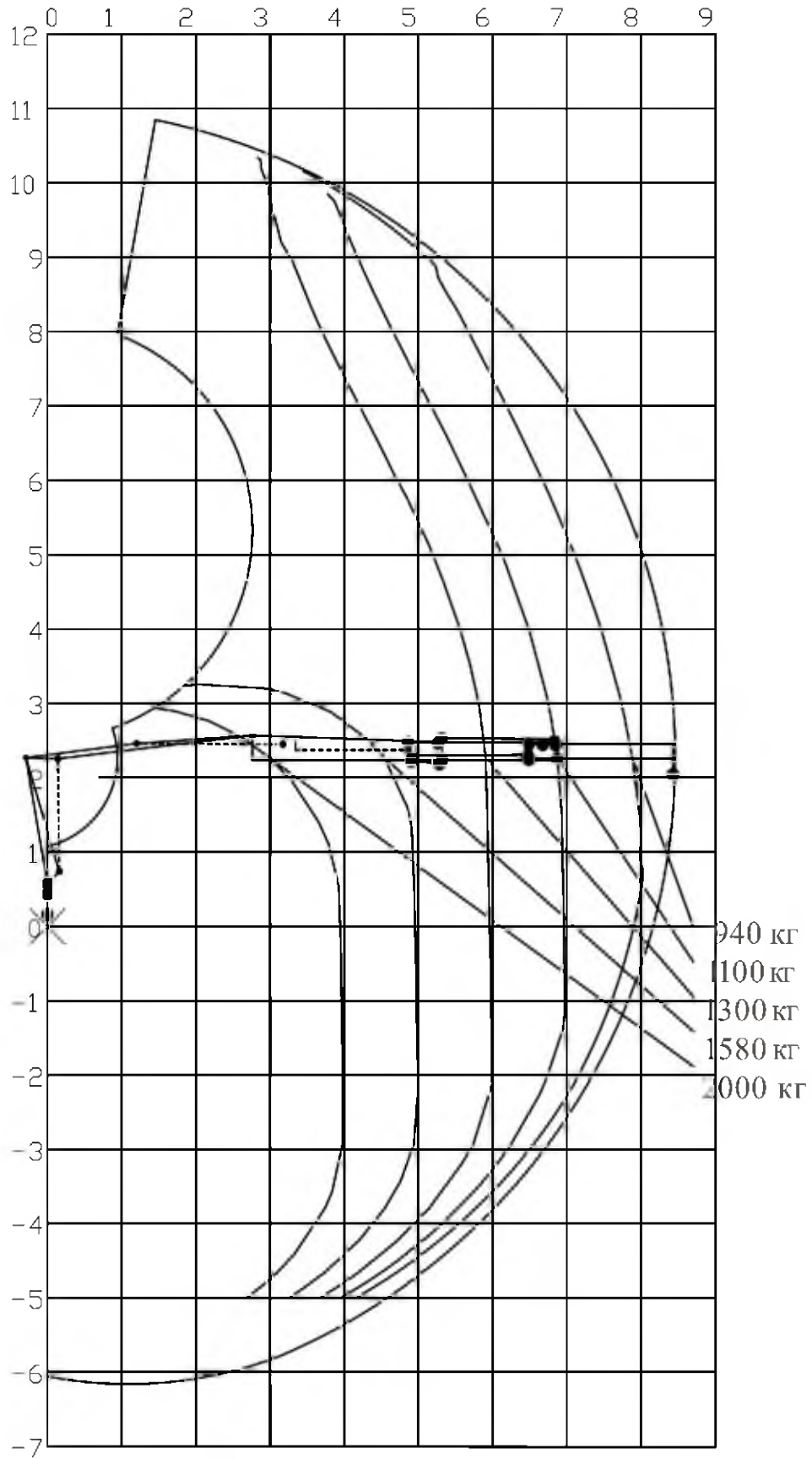


Рисунок 2.2 – кінематичної схеми та геометричні розміри маніпулятора Loglift F82Z 84

Вибір довжин ланок повинен забезпечити необхідний виліт  $R_{\max}$  при мінімально можливих довжинах, щоб максимізувати  $Q$  або мінімізувати масу конструкції.

4. Співвідношення довжин ланцюгів. Практичне проектування та динамічний аналіз свідчать, що оптимальне співвідношення довжин ланок  $\lambda = L_2 / L_1$  знаходиться в діапазоні  $0,7 < \lambda < 1,0$ . Співвідношення, близьке до одиниці, забезпечує більшу гнучкість у робочій зоні та більш рівномірне розподілення моментів, що діють на гідроциліндри.

Таким чином, обґрунтування геометричних параметрів є ітераційним процесом, який починається з кінематичних вимог (робоча зона) і завершується структурно-силовим розрахунком (забезпечення необхідної міцності та жорсткості при розрахунковому максимальному моменті).

## **2.4 Розрахунок вантажних характеристик та міцності ланок маніпулятора**

Обґрунтування конструкційних параметрів гідравлічного маніпулятора є неможливим без проведення статичного розрахунку на міцність та жорсткість [4]. Цей розрахунок визначає необхідні розміри перерізів ланок (стріли, рукояті) та опорних вузлів, виходячи з максимальних експлуатаційних навантажень, що є критичним для забезпечення надійності та довговічності машини.

Проведемо розрахунок вантажних характеристик маніпулятора, які визначаються його максимально допустимим вантажним моментом  $M_{\text{доп}}$ , який є ключовим параметром, що лімітує його експлуатаційні можливості.

Максимальний вантажний момент, що сприймається конструкцією, розраховується як сума моменту від корисного вантажу  $Q$  та моменту від власної маси ланок маніпулятора  $M_{\text{влас}}$

$$M_{\text{сум}} = Q \cdot R_Q \cdot M_{\text{влас}}, \quad (2.6)$$

де  $Q$  – маса корисного вантажу;

$R_Q$  – горизонтальний виліт, на якому розташований вантаж  $Q$ .

Власний момент  $M_{\text{влас}}$  є функцією мас ланок  $m_i$  та координат їхніх центрів мас  $r_{\text{с.т.і}}$

$$M_{\text{max}} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot r_{\text{с.т.і}}, \quad (2.7)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Згідно з нормативними вимогами, розрахункове зусилля повинно враховувати динамічні коефіцієнти, які виникають при роботі, а також коефіцієнт надійності за навантаженням  $\gamma_n$  [2, 4]. Таким чином, граничний розрахунковий момент  $M_{\text{розр}}$  повинен задовольняти умові

$$M_{\text{розр}} \leq \frac{M_{\text{доп}}}{\gamma_n}, \quad (2.8)$$

де  $M_{\text{доп}}$  – момент, який конструкція здатна витримати без настання граничного стану.

Статичний розрахунок міцності ланок, які переважно працюють на складний опір (поздовжнє стиснення/розтягнення, згин та кручення), проводиться для найбільш навантажених перерізів у критичних положеннях, що відповідають максимальному вантажному моменту.

#### 1. Умова міцності при нормальних напруженнях.

Для забезпечення міцності за нормальними напруженнями  $\sigma$  у перерізі ланки (наприклад, стріли, яка працює як балка на згин), необхідно, щоб максимальні напруження не перевищували допустимих напружень  $[\sigma]$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N}{A} + \frac{M_3}{W_3} \leq [\sigma], \quad (2.9)$$

де  $N$  – поздовжнє зусилля (стиснення/розтягнення);

$A$  – площа перерізу;

$M_3$  – згинальний момент у перерізі;

$W_3$  – момент опору перерізу при згині.

Допустиме напруження  $[\sigma]$  визначається на основі межі текучості

матеріалу  $\sigma_{\tau}$  із застосуванням необхідного коефіцієнта запасу міцності  $n_{\sigma}$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n_{\sigma}}. \quad (2.10)$$

2. Умова міцності при складній напруженості (критерій міцності).

Оскільки ланки маніпулятора піддаються одночасному впливу нормальних та дотичних напружень (від згину та кручення), застосовують критерії міцності, наприклад, теорію найбільшої питомої потенційної енергії зміни форми (четверта теорія міцності). Згідно з цією теорією, еквівалентне напруження  $\sigma_{\text{екв}}$  повинно задовольняти умову

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (2.11)$$

де  $\tau$  – дотичне напруження, спричинене крутним моментом  $M_{\text{кр}}$  або поперечною силою.

3. Розрахунок ланок на стійкість (особливо для довгих), які працюють на стиснення (наприклад, стріла у режимі великих вильотів), критично важливим є розрахунок на стійкість (втрату форми). Це завдання вирішується за допомогою формули Ейлера або Ясинського, де необхідна площа перерізу  $A$  повинна забезпечити умову

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{N}{A} \leq [\sigma]_{\text{ст}}, \quad (2.12)$$

де  $[\sigma]_{\text{ст}}$  – допустиме напруження на стійкість, яке залежить від коефіцієнта запасу стійкості  $n_{\text{ст}}$  та коефіцієнта зменшення несучої здатності  $\varphi$  (коефіцієнт поздовжнього згину), який, у свою чергу, є функцією гнучкості стрижня  $\lambda$ .

Обґрунтування вибору матеріалів ланок.

Вибір матеріалу є інтегральною частиною статичного розрахунку. Для гідравлічних маніпуляторів пріоритет надається високоміцним низьколегованим сталям завдяки їхнім перевагам:

1. Підвищена межа текучості ( $\sigma_{\text{ст}}$ ): Використання сталей з високим значенням  $\sigma_{\tau}$  (наприклад, S355, S690, або їхні аналоги) дозволяє зменшити площу перерізів  $A$  та момент опору  $W_z$  при збереженні необхідної міцності. Це

прямо веде до зниження маси конструкції, що, у свою чергу, зменшує  $M_{\text{влас}}$  та підвищує корисну вантажопідйомність  $Q$ .

2. Висока здатність до зварювання: оскільки ланки маніпулятора збираються переважно зварюванням, матеріал повинен мати високу технологічність зварювання для забезпечення однорідності та міцності зварних швів, які часто є зонами концентрації напружень.

3. В'язкість та холодостійкість: Для маніпуляторів, що експлуатуються в умовах низьких температур, необхідна гарантована в'язкість при негативних температурах, щоб запобігти крихкому руйнуванню.

Обґрунтований вибір матеріалу дозволяє досягти оптимального масового коефіцієнта конструкції (відношення маси вантажу до власної маси маніпулятора) при збереженні необхідних запасів міцності та жорсткості.

## **2.5 Чисельний розрахунок вантажних характеристик та міцності ланок маніпулятора**

Для виконання чисельного розрахунку необхідно прийняти вихідні дані та розрахункові припущення для конкретного типу гідравлічного маніпулятора.

1. Прийmemo за основу типовий лісозаготівельний маніпулятор (кран-маніпулятор для сортиментовоза), який працює за L-подібною кінематичною схемою (табл. 2.1).

Прийmemo, що найбільш критичним елементом є стріла, а найбільш навантаженим положенням є максимальний виліт  $R_{\text{max}}$  з номінальним вантажем  $Q$ . У цьому положенні стріла піддається переважно згину та стисненню від зусилля гідроциліндра підйому.

2. Виконаємо розрахунок максимального вантажного моменту, що діє на опорно-поворотний пристрій у критичному положенні.

Момент від корисного вантажу. Момент, створюваний корисним вантажем  $Q$  рівний

$$M_Q = Q \cdot g \cdot R_{\max}, \quad (2.13)$$

$$M_Q = 1000 \cdot 9,81 \cdot 8,0 = 78480 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_Q \approx 26,49 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Таблиця 2.1 – Вихідні дані та розрахункові припущення для гідравлічного маніпулятора

Параметр	Позначення	Величина	Одиниця
Максимальний горизонтальний виліт	$R_{\max}$	8,0	м
Номінальна вантажопідйомність на $R_{\max}$	$Q$	1000	кг
Коефіцієнт запасу міцності за напруженнями	$n_\sigma$	1,5	-
Коефіцієнт надійності за навантаженням (динамічний)	$\gamma_n$	1,3	-
Матеріал ланок (стріла/рукоять)	Сталь S355	-	-
Межа текучості матеріалу (S355)	$\sigma_T$	355	МПа
Маса стріли (власна, орієнтовно)	$m_1$	900	кг
Відстань до центру мас стріли	$r_{c.m.1}$	3,0	м

Момент від власної маси ланки маніпулятора.

Момент від власної маси стріли  $m_1$  (приймаємо, що рукоять та вантажний орган знаходяться над віссю):

$$M_{\text{влас}} = m_1 \cdot g \cdot r_{c.t.1},$$

$$M_Q = 900 \cdot 9,81 \cdot 3,0 = 26487 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_Q \approx 78,48 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Сумарний розрахунковий момент.

Сумарний момент, що діє на ОПП, з урахуванням коефіцієнта надійності за навантаженням  $\gamma_n$

$$M_{\text{розр}} = (M_{\rho} + M_{\text{влас}}) \cdot \gamma_n, \quad (2.14)$$

$$M_{\text{розр}} = (78,48 + 26,49) \cdot 1,3 = 104,97 \text{ кН}\cdot\text{м} \cdot 1,3,$$

$$M_{\text{розр}} \approx 136,46 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Отже, максимальний розрахунковий вантажний момент, на який має бути розрахована конструкція ОПП та основа стріли, становить 136,46 кН·м.

3. Проведемо розрахунок міцності стріли на згин. Припустимо, що переріз стріли (у найбільш навантаженій точці біля основи) є прямокутним порожнистим перерізом (коробчастого типу), що є типовим для сучасних маніпуляторів.

Допустиме нормальне напруження  $[\sigma]$  визначається на основі межі текучості сталі S355 та коефіцієнта запасу міцності  $n_{\sigma}$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_{\sigma}}, \quad (2.15)$$

$$[\sigma] = \frac{355,0}{1,5} = 236,67 \text{ МПа}.$$

Розрахунок згинального моменту.

Розрахунковий згинальний момент  $M_3$  у найбільш навантаженому перерізі стріли дорівнює  $M_{\text{розр}} = 136,46 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .

Для задоволення умови міцності  $\sigma_{\text{max}} = \frac{M_3}{W_3} \leq [\sigma]$ , необхідно, щоб мінімально необхідний момент опору  $W_{\text{min}}$  був

$$W_{3_{\text{min}}} = \frac{M_3}{[\sigma]}, \quad (2.16)$$

$$W_{3_{\text{min}}} = \frac{136,46 \cdot 10^3}{236,67 \cdot 10^3} = 576,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

$$W_{3_{\text{min}}} = 576,5 \text{ см}^3.$$

Визначення геометричних розмірів перерізу стріли маніпулятора.

Прийmemo, що поперечний переріз стріли є квадратною трубою зі сторонами  $H \times B$  та товщиною стінки  $t$ , де  $H \approx B$ . Припустимо, що зовнішній

розмір  $H = 250$  мм, а внутрішній  $h = 230$  мм (товщина стінки  $t = 10$  мм). Момент опору для прямокутного перерізу

$$W_3 = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} \text{ м}^3. \quad (2.17)$$

Для коробчастого перерізу  $H=250$  мм,  $h=230$  мм

$$W_3 = \frac{250 \cdot 250^3 - 230 \cdot 230^3}{6 \cdot 250} \cdot 10^{-9} \text{ м}^3.$$

$$W_3 \approx 666,9 \text{ см}^3.$$

Отже, оскільки фактичний момент опору  $W_3 \approx 666,9 \text{ см}^3$  перевищує мінімально необхідний  $W_{3_{\min}} = 576,5 \text{ см}^3$ , обраний переріз стріли задовольняє умові міцності за нормальними напруженнями.

4. Додатковий розрахунок на стиснення (стійкість ланки маніпулятора).

Ланка стріли також піддається поздовжньому стисненню від зусилля гідроциліндра підйому.

Визначимо зусилля гідроциліндра  $F_{\text{гц}}$ . Це зусилля є функцією  $M_{\text{розр}}$  та плеча прикладання сили. Прийемо, що плече циліндра дорівнює  $L_{\text{пл}} = 1,0$  м.

$$F_{\text{гц}} = \frac{M_{\text{розр}}}{L_{\text{пл}}}, \quad (2.18)$$

$$F_{\text{гц}} = \frac{136,46 \cdot 10^3}{1,0} = 136,46 \text{ кН}.$$

Розрахунок на стійкість.

Якщо прийняти  $\sigma_{\text{ст}} \leq [\sigma]_{\text{ст}}$  та з урахуванням коефіцієнта поздовжнього згину  $\varphi$  (який залежить від гнучкості  $\lambda$  стрижня)

$$A_{\text{необх}} = \frac{F_{\text{гц}}}{[\sigma]_{\text{ст}}}, \quad (2.19)$$

$$A_{\text{необх}} = \frac{F_{\text{гц}}}{[\sigma]_{\text{ст}}} = 136,46 \text{ кН}.$$

де  $[\sigma]_{\text{ст}} = \varphi \cdot [\sigma]$ . Прийемо консервативне значення  $\varphi = 0,80$  для середнього значення згину (гнучкості)

$$A_{\text{необх}} = \frac{136,46}{0,80 \cdot 236,67 \cdot 10^6} = 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

$$A_{\text{необх}} \approx 72 \text{ см}^2.$$

Площа фактичного перерізу ( $H=250$  мм,  $t=10$  мм).

$$A_{\text{факт}} = 2(H \cdot t + (H - 2t) \cdot t), \quad (2.20)$$

$$A_{\text{факт}} = 2 \cdot (250,0 \cdot 10,0 + (250,0 - 2 \cdot 10,0) \cdot 10,0) = 9600 \text{ мм}^2,$$

$$A_{\text{факт}} \approx 96,0 \text{ см}^2.$$

Отже, оскільки  $A_{\text{факт}} \approx 96,0 \text{ см}^2 > A_{\text{необх}} \approx 72 \text{ см}^2$ , умова стійкості також виконується.

Чисельний розрахунок підтверджує, що для забезпечення номінальної вантажопідйомності 1000 кг на вильоті 8 м при використанні сталі S355 та коефіцієнті запасу  $n_{\sigma}=1,5$ , переріз стріли коробчастого типу  $250 \times 250 \times 10$  мм є достатнім. Подальші етапи проектування мають включати розрахунок зварних швів та кінцево-елементний аналіз для верифікації напружено-деформованого стану в зонах концентрації напружень.

## 2.6 Розрахунок на жорсткість стріли маніпулятора

Жорсткість конструкції є ключовим експлуатаційним параметром, що лімітує точність позиціонування кінцевого робочого органу. Надмірна деформація ланок під навантаженням (особливо на максимальному вильоті) призводить до похибки, яку не завжди можна повністю компенсувати системою керування.

Розрахунок проводиться для найбільш навантаженого положення – максимального вильоту з номінальним вантажем  $Q$ .

Використаємо такі вихідні дані для розрахунку жорсткості:

– максимальний розрахунковий згинальний момент

$$M_z = M_{\text{розр}} = 136,46 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

- довжина стріли (приймаємо довжину польоту) –  $L_{\text{стр}} \approx 4,0$  м;
- модуль пружності сталі S355 –  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па (210 ГПа);
- обраний переріз (коробчатий) –  $250 \times 250 \times 10$  мм.

Проведемо визначення моменту інерції перерізу стріли.

Момент інерції  $I$  для прийнятого коробчатого перерізу (зовнішні розміри  $H \times B$ , внутрішні  $h \times b$ ) визначається за формулою

$$I = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}. \quad (2.21)$$

Для прийнятого перерізу  $H=250$  мм,  $B=250$  мм,  $h=230$  мм,  $b=230$  мм:

$$I = \frac{250,0 \cdot 250,0^3 - 230,0 \cdot 230,0^3}{12} = 1000,33 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

$$I \approx 1000,33 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Виконаємо розрахунок максимального прогину стріли.

Стріла може бути ідеалізована як консольна балка, навантажена розподіленим навантаженням від власної маси та зосередженим навантаженням від вантажу  $Q$ . Для спрощеного, але консервативного інженерного розрахунку, приймемо еквівалентну схему консолі, навантаженої кінцевою силою  $P_{\text{екв}}$ .

Еквівалентна сила  $P_{\text{екв}}$ , що створює момент  $M_{\text{розр}}$  на довжині  $L_{\text{стр}}$

$$P_{\text{екв}} = \frac{M_{\text{розр}}}{L_{\text{стр}}}, \quad (2.22)$$

$$P_{\text{екв}} = \frac{136,46 \cdot 10^3}{4,0} = 34115,0, \text{ Н.}$$

Максимальний прогин  $f_{\text{max}}$  консольної балки під дією кінцевої сили  $P_{\text{екв}}$  (припускаючи умовний рівномірний згин)

$$f_{\text{max}} = \frac{P_{\text{екв}} \cdot L_{\text{стр}}^3}{3EI}. \quad (2.23)$$

Підставляємо значення

$$f_{\text{max}} = \frac{34115 \cdot 4,0^3}{3 \cdot (2,1 \cdot 10^{11}) \cdot (1000,33 \cdot 10^{-6})}.$$

$$f_{\max} = \frac{34115 \cdot 64}{3 \cdot 210000} \approx 0,03456 \text{ м.}$$

Отже, отримаємо кінцеве значення розрахунку максимального прогину

$$f_{\max} \approx 34,56 \text{ мм.}$$

Проведемо перевірку жорсткості за нормативними вимогами.

Згідно з інженерними стандартами та вимогами до маніпуляторів, гранично допустимий прогин  $[\sigma]$  часто нормується відносно довжини прольоту  $L_{\text{стр}}$ . Типові вимоги до граничного прогину для кранових механізмів становлять 1/250 до 1/500 довжини прольоту.

Приймемо вимогу до граничного прогину  $[\sigma] = L_{\text{стр}} / 300$ , тоді

$$[\sigma] = \frac{L_{\text{стр}}}{300}, \quad (2.24)$$

$$[\sigma] = \frac{4000}{300} = 13,33 \text{ мм.}$$

Оскільки фактичний прогин  $f_{\max} \approx 34,56$  мм значно перевищує нормативний допустимий прогин  $[\sigma] = 13,33$  мм, умова жорсткості не виконується

$$f_{\max} > [\sigma], \quad (2.25)$$

$$34,56 \text{ мм} > 13,33 \text{ мм.}$$

Необхідність коригування конструкції стріли маніпулятора.

Результати виконаного розрахунку свідчать, що незважаючи на відповідність умовам міцності та стійкості, обрана конструкція стріли є недостатньо жорсткою. Надмірний прогин 34,56 мм приведе до неприпустимої похибки у позиціонуванні. Для забезпечення жорсткості необхідне збільшення моменту інерції  $I$  перерізу стріли маніпулятора. Це може бути досягнуто шляхом:

- збільшення габаритних розмірів ( $H$  та  $B$ ).
- збільшення товщини стінки  $t$ .
- використання матеріалу з вищим модулем пружності (що, як правило,

неможливо для сталей).

Оскільки  $I$  має бути збільшено приблизно у  $34,56/13,33 \approx 2,6$  рази, необхідно переглянути геометричні параметри. Наприклад, збільшення товщини стінки до 15 мм або збільшення зовнішньої висоти  $H$  до 300 мм може забезпечити необхідний момент інерції.

Таким чином, обґрунтування конструкційних параметрів стріли маніпулятора вимагає пріоритетного виконання умов жорсткості перед умовами міцності для високоточних стрілових систем.

## 2.7 Проектування гідроциліндрів та приводу маніпулятора

Ефективність функціонування гідравлічного маніпулятора визначається здатністю його приводних механізмів, тобто гідроциліндрів, створювати необхідне зусилля для протидії зовнішнім навантаженням. Етап проектування гідроциліндрів є критичним для забезпечення заданої вантажопідйомності та формування вимог до робочого тиску гідросистеми.

Розрахунок необхідних зусиль та вибір діаметрів гідроциліндрів розпочнемо з визначення максимального зусилля  $F_{\text{гц}_{\text{max}}}$ , яке повинен розвинути циліндр для подолання сумарного моменту від власної маси ланок та корисного вантажу в найбільш несприятливому (критичному) положенні.

Визначення максимального зусилля.

Зусилля гідроциліндра визначається на основі умови рівноваги моментів навколо шарніра обертання відповідної ланки. Для ланки стріли, що обертається навколо опорно-поворотного пристрою, необхідне зусилля  $F_{\text{гц}}$  має компенсувати розрахунковий момент  $M_{\text{розр}}$

$$F_{\text{гц}_{\text{max}}} = \frac{M_{\text{розр}}}{L_{\text{гц}}} \cdot K_{\text{запас}}, \quad (2.26)$$

де  $M_{\text{розр}}$  – максимальний розрахунковий момент, що діє на шарнір (визначений у попередніх підрозділах);

$L_{\text{шт}}$  – мінімальне плече прикладання сили гідроциліндра відносно шарніра.

Ця величина є змінною, що залежить від кута нахилу стріли. У розрахунок підставляється мінімальне плече для забезпечення консервативного запасу.

$K_{\text{запас}}$  – додатковий коефіцієнт запасу (зазвичай 1,05–1,15), що враховує тертя у шарнірах та втрати у гідросистемі, які не були повністю враховані в  $M_{\text{розр}}$ .

Обґрунтування діаметрів поршня та штока гідравлічного циліндра.

Після визначення  $F_{\text{гц}_{\text{max}}}$ , здійснюється вибір діаметра поршня  $D$  та діаметра штока  $d$  гідравлічного циліндра. Використовуючи формулу зусилля для одноштокового циліндра запишемо

$$F_{\text{гц}_{\text{max}}} = P_{\text{розр}} \cdot A_{\text{еф}}, \quad (2.27)$$

де  $P_{\text{розр}}$  – розрахунковий робочий тиск;

$A_{\text{еф}}$  – ефективна площа.

При розрахунку на висування штока (режим максимального навантаження), ефективною площею є площа поршня  $A_{\text{п}}$

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.28)$$

Звідси, мінімально необхідний діаметр поршня  $D_{\text{мін}}$

$$D_{\text{мін}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{гц}_{\text{max}}}}{\pi \cdot P_{\text{розр}}}}. \quad (2.29)$$

Для визначення діаметра штока  $d$  застосовують критерій стійкості штока на поздовжній згин (втрату стійкості) згідно з формулою Ейлера або Ясинського, оскільки шток у висунутому положенні є довгою стиснутою колоною. Необхідний діаметр  $d$  повинен забезпечити стійкість при максимально можливому висуненні  $L_{\text{max}}$  і  $F_{\text{гц}_{\text{max}}}$

$$d_{\text{мін}} = \sqrt[4]{\frac{64F_{\text{гц}_{\text{max}}} L_{\text{max}}^2}{\pi^3 E \cdot [\varphi]_{\text{доп}}}}, \quad (2.30)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу штока;

$[\varphi]_{\text{доп}}$  – допустимий коефіцієнт зниження несучої здатності.

На практиці діаметр штока обирається на основі стандартних серій та співвідношення площ  $\lambda_A = A_{\text{шт}} / A_{\text{п}}$ , яке часто становить приблизно 0,7-0,8 для балансування швидкостей висування та втягування.

Обґрунтування робочого тиску гідросистеми.

Вибір робочого тиску гідросистеми  $P_{\text{роб}}$  є ключовим інженерним рішенням, яке впливає на масогабаритні показники всіх компонентів: насоса, гідроциліндрів, трубопроводів та клапанів.

Обґрунтування тиску базується на компромісі між наступними факторами:

1. Мінімізація габаритів (забезпечує високий тиск). Згідно з формулою  $D_{\text{мін}}$ , чим вищий розрахунковий тиск  $P_{\text{розр}}$  (який приймається дещо вищим за  $P_{\text{розр}}$ ), тим менший необхідний діаметр поршня  $D$  і, відповідно, менші розміри та маса гідроциліндра. Отже, високий тиск дозволяє досягти високої питомої потужності.

2. Надійність та ресурс (помірний тиск). Надмірно високий тиск (понад 35 МПа вимагає використання більш дорогих, високоточних та чутливих до забруднення компонентів (насосів, клапанів) та посилених трубопроводів. Отже, підвищення робочого тиску, як правило, знижує загальний ресурс системи та підвищує вартість експлуатації через більш жорсткі вимоги до чистоти робочої рідини.

Сучасні гідравлічні маніпулятори, особливо мобільні, проектуються на робочий тиск у діапазоні 25 МПа до 35 МПа. Цей діапазон вважається оптимальним, оскільки він забезпечує необхідну питому потужність при збереженні прийнятної надійності та економічної ефективності (використання серійних компонентів та стандартних високоміцних сталей).

Розрахунковий тиск  $P_{\text{розр}}$ , що використовується для визначення  $D_{\text{мін}}$ , має бути дещо вищим за номінальний робочий тиск  $P_{\text{роб}}$ , щоб врахувати:

$$P_{\text{розр}} = \frac{P_{\text{роб}}}{K_{\text{втрат}}}, \quad (2.31)$$

де  $K_{\text{втрат}}$  – коефіцієнт, що враховує втрати тиску у гідролініях та гідророзподільниках (зазвичай цей коефіцієнт рівний 0,9-0,95).

Таким чином, вибір  $P_{\text{роб}}$  є оптимізаційним завданням, що балансує вимоги до мінімізації маси маніпулятора з вимогами до його довговічності та експлуатаційної вартості.

## 2.8 Обґрунтування робочого тиску як оптимізаційне завдання

Визначення номінального робочого тиску гідросистеми  $P_{\text{роб}}$  маніпулятора є ключовим оптимізаційним завданням на етапі проектування. Воно вимагає балансу між суперечливими вимогами: мінімізацією масогабаритних показників гідроциліндрів та компонентів (що сприяє високому тиску) і забезпеченням довговічності, надійності та економічної ефективності експлуатації (що тяжіє до помірному тиску).

Тиск  $P_{\text{роб}}$  прямо впливає на діаметр поршня  $D$  і відповідно на масу циліндра, згідно з формулою

$$D_{\text{мін}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{гцmax}}}{\pi \cdot P_{\text{розр}}}}. \quad (2.32)$$

Чим вищий  $P_{\text{роб}}$ , тим менший необхідний  $D$ . Зменшення  $D$  дозволяє зменшити масу циліндра  $m_{\text{гц}}$  та зменшити власні моменти, що діють на ланки. Це є критерієм мінімізації маси.

Проте, зростання  $P_{\text{роб}}$  призводить до наступного:

1. Збільшення вартості компонентів – насоси та гідророзподільники для вищого тиску дорожчі;
2. Зменшення ресурсу – збільшення навантажень на ущільнення та підшипники насосів, а також зростання вимог до чистоти рідини (критерій

довговічності та експлуатаційної вартості);

3. Збільшення маси трубопроводів – необхідність використання товстостінних труб для забезпечення міцності.

Оптимальний вибір  $P_{роб}$  досягається шляхом мінімізації цільової функції, яка може включати вартість, масу та очікуваний ресурс. У даному розрахунку зосередимося на впливі  $P_{роб}$  на геометрію циліндра та масу.

Чисельний розрахунок впливу  $P_{роб}$  на діаметр циліндра.

Для проведення чисельного розрахунку приймемо вихідні параметри (табл. 2.2), виходячи з попередніх розрахунків.

Таблиця 2.2 – Вихідні параметри для чисельного розрахунку впливу  $P_{роб}$  на діаметр циліндра

Параметр	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення величина
Максимальне необхідне зусилля	$F_{гц_{max}}$	кН	140
Коефіцієнт втрат тиску	$K_{втрат}$	–	0,9
Роздільна здатність розрахунку	$P_{крок}$	МПа	5

Необхідний розрахунковий тиск рівний  $P_{розр} = P_{роб} / 0,9$ .

Тоді, обчислимо необхідний діаметр поршня  $D$  для забезпечення  $F_{гц_{max}} = 140$  кН у діапазоні робочих тисків від 15 МПа до 35 МПа.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 140 \cdot 10^3}{\pi \cdot P_{розр}}}, \quad (2.33)$$

У цій таблиці 2.3 та на рисунках 2.3 і 2.4 видно, що зі зростанням величини значення  $P_{роб}$  необхідний діаметр поршня  $D$  має тенденцію монотонно зменшуватись. Це підтверджує прямий зв'язок між високим тиском і мінімізацією габаритів. Наприклад, перехід від  $P_{роб} = 15$  МПа до  $P_{роб} = 35$  МПа дозволяє зменшити діаметр поршня з 103,3 мм до 67,8 мм.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку необхідного тиску гідросистеми

$P_{роб}$ , МПа	$P_{розр}$ , МПа	$D_{мін}$ , мм	Стандартизований $D$ , мм	$D^2/(P_{розр} \cdot 10^6)$
15	16,67	103,3	110	6,78
20	22,22	89,5	90	4,90
25	27,78	80,0	80	3,77
30	33,33	73,1	80	3,14
35	38,89	67,8	70	2,59

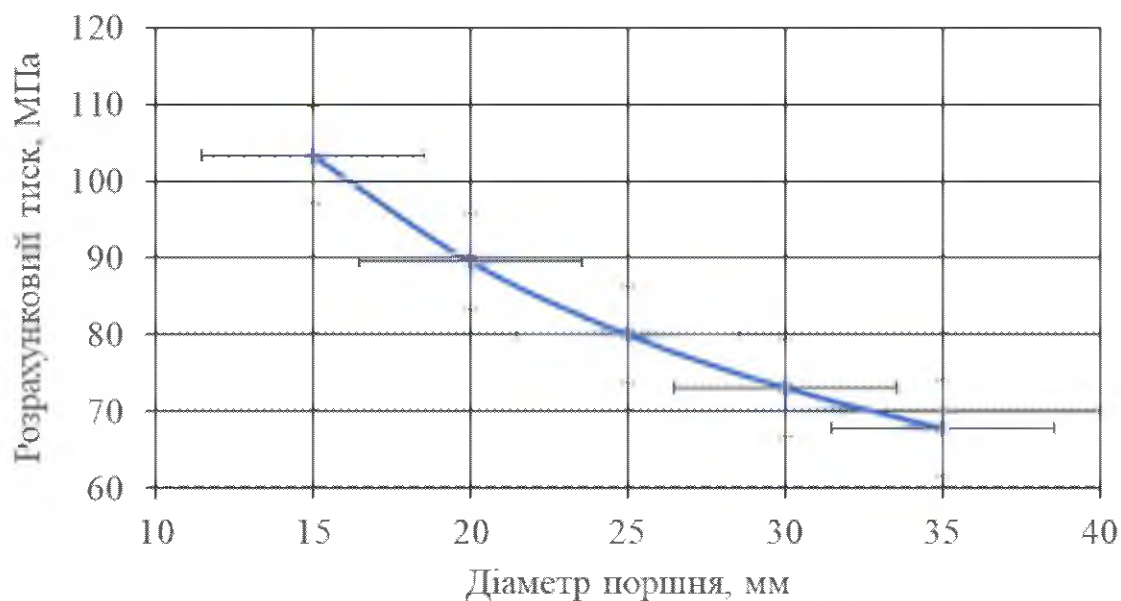


Рисунок 2.3 – Залежність тиску гідросистеми від габаритів гідравлічних циліндрів

Рисунок 2.3 демонструє обернено-квадратичну залежність, підтверджуючи переваги високого тиску для зменшення габаритів.

Оцінка впливу на масу та вартість (оптимізаційний критерій).

Для демонстрації оптимізаційного критерію розглянемо вплив тиску на умовну масу гідроциліндра  $m_{гц}$  та вартість насосного обладнання  $C_{нас}$ . Прийемо, що маса циліндра пропорційна його об'єму (тобто  $D^3$ ), а вартість

насоса зростає експоненційно зі зростанням тиску (див. табл. 2.3).

Прийmemo такі умовні коефіцієнти  $\alpha = 1,0$  та  $\beta = 1,0$ . Величина  $m_{гц}$  є нормованою до значення при 15 МПа. Величина  $C_{нас}$  є емпірично встановлена залежність.

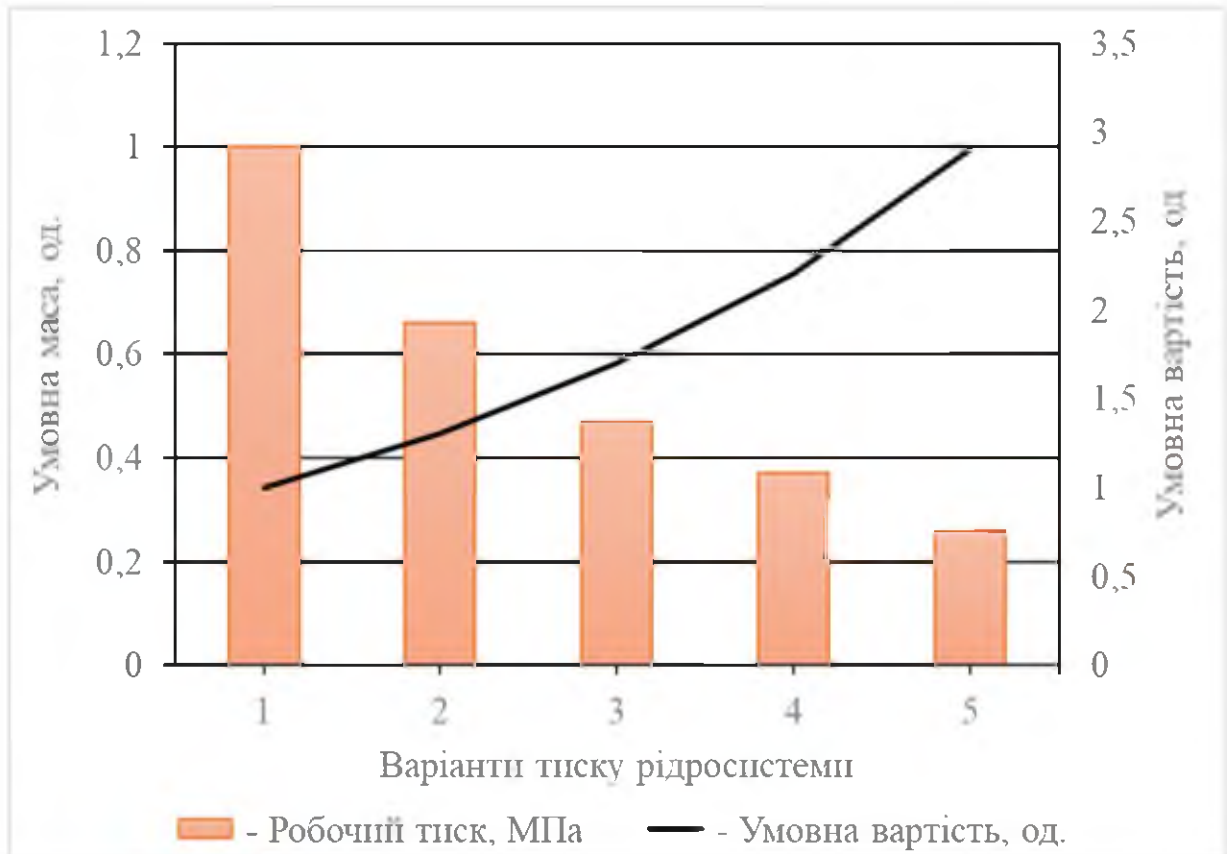


Рисунок 2.4 – Залежність тиску гідросистеми від рабаритів гідравлічних циліндрів

Рисунок 2.5 відображає, як мінімізація маси (крива спадає) конфліктує зі зростанням вартості обладнання (крива зростає).

Графік на рис. 2.5 явно вказує на оптимальну точку  $P_{роб}$ , де сумарна цільова функція (зважений критерій маси та вартості / ресурсу) досягає мінімуму, тим самим науково обгрунтовуючи вибір робочого тиску гідросистеми.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку впливу тиску на умовну масу гідроциліндра

$P_{\text{роб}}$ , МПа	Умовна маса $m_{\text{гц}}$ ( $D^2$ ), од.	Умовна вартість насоса $C_{\text{нас}}$ , од.	Інтегральний критерій $J = \alpha m_{\text{гц}} + \beta C_{\text{нас}}$
15	1,00	1,00	2,00
20	0,66	1,30	1,96
25	0,47	1,70	2,17
30	0,37	2,20	2,57
35	0,26	2,90	3,16

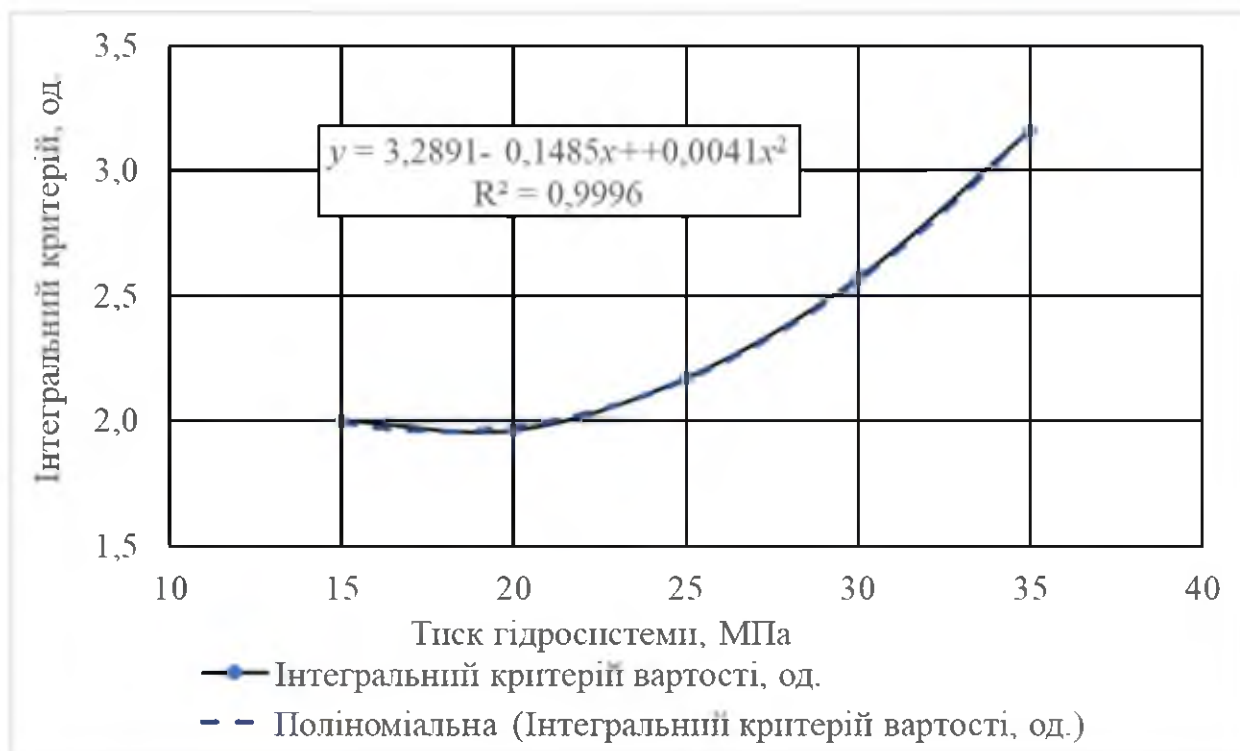


Рисунок 2.5 – Цільова функція вибір робочого тиску гідросистеми

Аналіз таблиці результатів 2.4 та рисунку 2.5 демонструє, що при переході від 15 МПа до 20 МПа досягається мінімум інтегрального критерію  $J$ , оскільки

зменшення маси переважає зростання вартості. Проте подальше збільшення тиску призводить до швидкого зростання вартості обладнання, що нівелює переваги від мінімізації маси. Оптимальний  $P_{\text{роб}}$  (у діапазоні 20-25 МПа для цього прикладу) є точкою, де загальна вартість життєвого циклу маніпулятора є мінімальною.

### 3 ОБҐРУНТУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

#### 3.1 Динамічний аналіз та обґрунтування швидкісних характеристик

Експлуатаційна ефективність гідравлічного маніпулятора значною мірою залежить від його швидкісних характеристик, які визначають час, необхідний для виконання технологічного процесу і відповідно, продуктивність машини. Динамічний аналіз має на меті узгодження необхідної швидкості руху кінцевого робочого органу зі швидкістю штока гідроциліндрів та обґрунтування необхідної продуктивності гідравлічного насоса  $Q_{\text{нас}}$ .

Проведемо розрахунок необхідної витрати насоса для забезпечення заданої швидкості.

Критичним параметром для розрахунку необхідної витрати насоса є кутова швидкість  $\dot{\theta}$  (або лінійна швидкість  $v$ ) відповідної ланки гідравлічного маніпулятора. Розрахунок починається із заданої нормованої швидкості робочого циклу  $T_{\text{цикл}}$ , яка є вихідним параметром технічного завдання.

1. Визначення швидкості штока  $v_{\text{шт}}$ . Швидкість руху штока гідроциліндра  $v_{\text{шт}}$  та кутова швидкість ланки  $\dot{\theta}$  пов'язані між собою через передавальну кінематичну функцію  $K_{\text{кін}}$

$$v_{\text{шт}} = K_{\text{кін}}(\mathbf{q}) \cdot \dot{\theta}, \quad (2.34)$$

де  $K_{\text{кін}}(\mathbf{q})$  – коефіцієнт, що є функцією від поточних узагальнених координат  $\mathbf{q}$  (кутів ланок).

Максимальна необхідна швидкість штока  $v_{\text{шт}}$  визначається в положенні, де  $K_{\text{кін}}(\mathbf{q})$  є максимальним, або де швидкість  $\dot{\theta}$  є найбільшою.

2. Обчислення необхідної витрати  $Q_{\text{нас}}$ .

Необхідна витрата робочої рідини, яку повинен забезпечити насос для руху циліндра, прямо пропорційна необхідній швидкості штока та ефективній робочій площі. Приймаючи до уваги асиметрію одноштокового циліндра,

максимальна витрата насоса  $Q_{\text{нас,max}}$  розраховується за найбільшою ефективною площею, яка зазвичай відповідає поршневій порожнині  $A_{\text{п}}$

$$Q_{\text{нас,max}} = v_{\text{шт,max}} \cdot A_{\text{п}} \cdot K_{\text{вит}}, \quad (2.34)$$

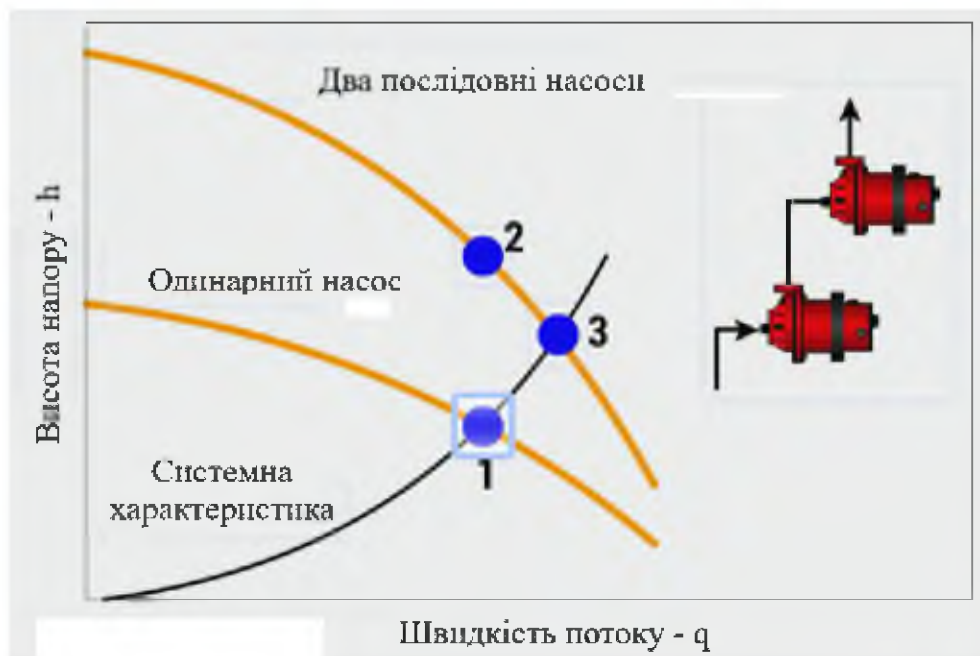
де  $A_{\text{п}}$  – ефективна площа поршня;

$K_{\text{вит}}$  – коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати (витоки) у гідросистемі  
 $K_{\text{вит}} = 1,05-1,10$ .

Таким чином, для забезпечення динамічних вимог, номінальна продуктивність обраного гідравлічного насоса повинна задовольняти умові

$$Q_{\text{ном}} \geq Q_{\text{нас,max}}$$

На рисунку 3.1 запропонована візуалізація, яка являє собою криву продуктивності насоса. Цей рисунок графічно представляє здатність гідравлічного насоса виробляти потік оливи під певним тиском. Криві насоса відображають залежність перепаду тиску або напору, що створює насос, від швидкості потоку. Ця конкретна крива також показує, як впливає на продуктивність насоса використання в різних конфігураціях.



Рисунк 3.1 – Крива продуктивності насосу

Аналіз часу перехідних процесів (режими роботи: прискорення / гальмування).

Точність та плавність роботи маніпулятора залежать від адекватного керування часом перехідних процесів  $T_{\text{пер}}$ , тобто часом, необхідним для зміни швидкості руху (прискорення або гальмування) [2]. Неконтрольовано швидкі перехідні процеси призводять до виникнення значних динамічних навантажень, які можуть перевищувати статичні розрахункові навантаження та негативно впливати на ресурс конструкції.

1. Час прискорення та динамічні навантаження. Динамічні сили, що виникають при прискоренні  $\ddot{q}$ , описуються інерційним членом у динамічному рівнянні Лагранжа  $\mathbf{M}(\dot{\mathbf{q}})\ddot{\mathbf{q}}$ . Максимальна динамічна сила  $F_{\text{дин}}$  залежить від моменту інерції  $\mathbf{M}(\mathbf{q})$  та максимального прискорення  $\ddot{q}_{\text{max}}$ . Тоді, представимо

$$\mathbf{F}_{\text{дин}} \approx \mathbf{M}(\dot{\mathbf{q}})\ddot{\mathbf{q}}_{\text{max}}. \quad (2.35)$$

Прискорення, у свою чергу, обернено пропорційне часу прискорення  $T_{\text{акц}}$  (час активації)

$$\ddot{q}_{\text{max}} = \frac{\dot{q}_{\text{max}}}{T_{\text{акц}}}. \quad (2.36)$$

Для обмеження динамічних навантажень  $F_{\text{дин}}$  необхідне збільшення  $T_{\text{акц}}$ . У сучасних маніпуляторах це досягається за допомогою пропорційних гідророзподільників, які дозволяють програмно контролювати швидкість наростання витрати (тобто форму кривої прискорення/гальмування).

## 2. Обґрунтування динамічного коефіцієнта.

Для забезпечення надійності, динамічне навантаження, що виникає при перехідних процесах, враховується у вигляді динамічного коефіцієнта  $K_{\text{дин}}$

$$K_{\text{дин}} = 1 + \frac{F_{\text{дин}}}{F_{\text{стат}}}, \quad (2.37)$$

де  $F_{\text{дин}}$  – статичне навантаження.

Проектування системи керування повинно забезпечити такий  $T_{\text{пер}}$ , щоб  $K_{\text{дин}}$  не перевищував нормативний коефіцієнт надійності за навантаженням  $\gamma_n$ , прийнятий для статичного розрахунку (наприклад,  $\gamma_n \leq 1,3$ ).

### 3. Вплив стиснення рідини.

У високодинамічних режимах на час перехідного процесу впливає чинник стиснення робочої рідини (гідравлічної оливи). Цей ефект особливо помітний при гальмуванні, де необхідно миттєво змінити тиск у циліндрі. Жорсткість гідроприводу, яка визначається модулем всебічного стиснення рідини  $E_p$  та об'ємом робочої рідини  $V$  у контурі

$$\lambda = \frac{E_p}{V}. \quad (2.38)$$

Низька жорсткість  $\lambda$  призводить до збільшення часу відгуку та ускладнення керування. Таким чином, оптимізація  $T_{\text{пер}}$  досягається через комбіноване регулювання: кінематичне (обмеження  $\ddot{q}$ ) та гідравлічне. Пропонується використання високоточних пропорційних клапанів для забезпечення плавного керування тиском та витратою.

### 3.2 Точність позиціонування та повторюваність операцій

Точність позиціонування та повторюваність операцій є критично важливими експлуатаційними параметрами гідравлічного маніпулятора, особливо при виконанні прецизійних технологічних завдань. Ці параметри визначають здатність кінцевого робочого органу досягати та утримувати задану просторову координату з мінімальною похибкою.

Встановимо вплив фізичних параметрів на точність роботи гідравлічного маніпулятора.

Точність маніпулятора є комплексною характеристикою, на яку впливає низка конструктивних та гідродинамічних факторів, що створюють систематичні та випадкові похибки. Розглянемо три випадки:

- вплив люфтів у шарнірних з'єднаннях (зазори);
- вплив стану гідравлічної оливи;
- вплив жорсткості механічної системи.

Розглянемо вплив люфтів (зазорів) у шарнірних з'єднаннях. Люфти або

кінематичні зазори в шарнірах (між осями та втулками), є основним джерелом неповторюваності та кутової похибки позиціонування стріли гідравлічного маніпулятора. Зношування з'єднань під час експлуатації призводить до збільшення люфтів і, як наслідок, до зростання сумарної похибки  $\Delta L$  на кінці стріли маніпулятора. Ця похибка залежить від суми зазорів  $\delta_i$  та коефіцієнтів передачі  $K_i$ .

$$\Delta L = \sum_{i=1}^n K_i \cdot \delta_i. \quad (2.39)$$

Для мінімізації цієї похибки необхідно застосовувати шарніри з високою точністю виготовлення, використовувати високоміцні зносостійкі матеріали (наприклад, бронзові чи полімерні втулки) та забезпечувати адекватну систему змащування.

Розглянемо вплив властивості стикання робочої рідини гідростистеми.

Стисливість гідравлічної оливи – це гідродинамічний фактор, що створює пружну податливість гідравлічного контуру, особливо при високих тисках. Це призводить до похибки позиціонування, пропорційної об'єму рідини  $V$  у контурі циліндра та діючому навантаженні (тиску  $P$ )

$$\Delta x = \frac{V \cdot P}{E_p}, \quad (2.40)$$

де  $E_p$  – ефективний модуль всебічного стиснення рідини.

Ця пружна деформація впливає на точність утримання вантажу, особливо при статичних навантаженнях або різкій зміні тиску. Для зменшення цього впливу необхідно мінімізувати об'єм рідини  $V$  у магістралях та використовувати високоякісні оливи з низькою газонасиченістю.

Розглянемо вплив жорсткості механічної системи маніпулятора.

Жорсткість ланок (стріли та рукояті), яка розглядалася у попередніх підрозділах, прямо впливає на систематичну похибку позиціонування. Деформація (прогин) ланок під вагою вантажу  $Q$  та власною вагою  $M_{\text{влас}}$  призводить до відхилення кінцевого органу від розрахункової траєкторії:

$$f_{\max} = \frac{(M_{\max} + M_Q) \cdot L^2}{EI}. \quad (2.41)$$

Цю похибку можна компенсувати програмно (калібруванням або використанням датчиків кута повороту) лише якщо вона є повторюваною. Однак для високої точності необхідно забезпечити високий показник  $EI$  (жорсткість на згин) шляхом оптимізації геометрії перерізу.

Проведемо обґрунтування для вибору систем керування гідросистемою маніпуляторів.

Для досягнення високої точності позиціонування у гідравлічних маніпуляторах необхідне використання пропорційних систем керування.

1. Переваги плавного регулювання – пропорційні гідророзподільники дозволяють здійснювати рівномірне дозування потоку робочої рідини та тиску, що є неможливим при використанні дискретних золотникових клапанів. Це у свою чергу забезпечує:

Точне підведення до цілі (об'єкту) – можливість зниження швидкості руху штока до мінімального значення при наближенні до цільової точки, що дозволяє зменшити інерційні сили і досягти позиції без “перельоту” (виходу за встановлені межі).

Компенсація люфтів – високоточне керування тиском дозволяє ефективно обирати (вибирати) люфти у шарнірах під час фази позиціонування, мінімізуючи їхній вплив на кінцеву точність.

2. Реалізація закритого контуру керування.

Пропорційні системи є необхідною умовою для впровадження замкненого контуру керування. Такі системи включають датчики положення. Встановлення датчиків кута (енкодерів) виконують на шарнірах або лінійних датчиків положення на гідроциліндрах для вимірювання фактичних координат  $q$ .

Контролер, який обробляє різницю між заданою  $q_{\text{зад}}$  та фактичною  $q_{\text{факт}}$  координатою (похибка  $\Delta q$ ).

Пропорційний розподільник: використовується як виконавчий елемент, отримуючи керуючий сигнал  $U = \Delta q$  від контролера для коригування потоку та

тиску.

Такий закритий контур дозволяє динамічно компенсувати вплив нелінійностей, варіації навантаження та стисканні робочої рідини гідросистеми, підвищуючи повторюваність операцій до необхідного технологічного рівня.

На рисунку 3.2 показано сценарій, пов'язаний з відмовою регулюючого клапана в трубопровідній системі маніпулятора. Регулювальний клапан (PSV) – це пристрій з механічним приводом, який використовується для регулювання або маніпулювання потоком рідин для компенсації збоїв навантаження та підтримки регульованої змінної процесу якомога ближче до потрібного заданого значення. На діаграмі показано контрольні-вимірювальні прилади та запобіжні пристрої, що використовуються для управління та пом'якшення наслідків такої відмови.

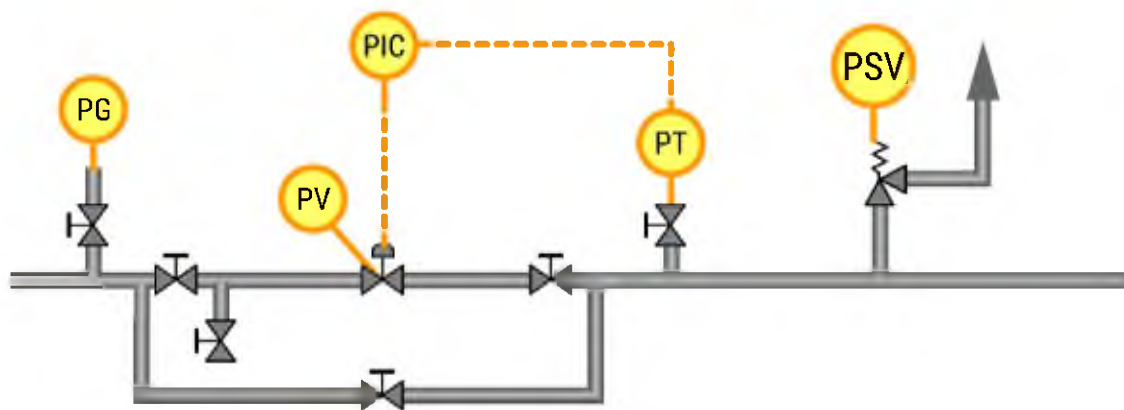


Рисунок 3.2 – Схема замкнутого контуру керування гідравлічним приводом (пкр) з використанням датчика зворотного зв'язку: PG – манометр на входній (напірній) лінії гідросистеми; PV – регулюючий клапан тиску (пропорційний гідророзподільник); PIC – контролер керування; PT – датчик вимірювання тиску; PSV – клапан для захисту системи від перевищення граничного тиску.

Система працює на основі постійного моніторингу та корекції робочих параметрів. Датчик вимірювання тиску (PT), який розташований у контурі після регулюючого клапана, безперервно вимірює фактичний тиск, що відповідає

навантаженню на виконавчий механізм (гідроциліндр ланки маніпулятора). Цей вимірний сигнал  $P_{\text{факт}}$  надходить до контролера керування (PIC). Контролер, який є інтелектуальним ядром системи, порівнює фактичний тиск  $P_{\text{факт}}$  із заданим значенням  $P_{\text{зад}}$  (яке визначається алгоритмом керування або оператором)

$$\Delta P = P_{\text{зад}} - P_{\text{факт}}. \quad (2.42)$$

Виходячи з цієї похибки  $\Delta P$ , контролер генерує необхідний електричний керуючий сигнал  $U_{\text{кер}}$  для регулюючого клапана тиску (PV), який функціонально є пропорційним гідророзподільником. Пропорційний гідророзподільник, отримуючи сигнал  $U_{\text{кер}}$ , змінює площу свого робочого прохідного перерізу. Це призводить до дроселювання потоку робочої рідини і, як наслідок, до регулювання тиску, який подається до гідроциліндра, відповідно до рівня  $\Delta P$ .

Таким чином, якщо  $P_{\text{факт}}$  нижчий за  $P_{\text{зад}}$ , контролер збільшує керуючий сигнал  $U_{\text{кер}}$  на PV, що відкриває клапан і підвищує тиск. Якщо  $P_{\text{факт}}$  перевищує  $P_{\text{зад}}$ , сигнал зменшується, що частково закриває клапан і знижує тиск. Цей процес безперервно підтримує тиск на необхідному рівні для забезпечення рівноваги або заданої швидкості руху ланки.

Інтегрований у схему запобіжний клапан тиску (PSV) виконує функцію захисту системи. Він встановлений паралельно до робочого контуру і налаштований на гранично допустимий робочий тиск  $P_{\text{гранич}}$ . У разі непередбаченого зростання тиску, спричиненого, наприклад, інерційними ударами або відмовою системи керування, PSV автоматично відкривається, скидаючи надлишок робочої рідини у зливну магістраль (бак). Це запобігає гідравлічному удару та механічному руйнуванню компонентів гідросистеми, ланок маніпулятора та ущільнень.

Принциповою перевагою цієї схеми є забезпечення високої енергоефективності (якщо вона інтегрована з насосом Load Sensing, що забезпечує лише необхідну витрату) та точності позиціонування, оскільки вона дозволяє точно керувати динамікою навантаження через зворотний зв'язок по тиску.

### 3.3 Енергоефективність гідравлічної системи

У попередніх підрозділах було обґрунтовано енергоефективність гідравлічної системи, яка оцінюється через втрати потужності на дроселюванні  $N_{\text{втр}}$ .

У традиційній нерегульованій системі (насос постійної продуктивності та запобіжний клапан) потужність втрачається внаслідок скидання надлишкової витрати  $Q_{\text{скид}}$  під номінальним тиском  $P_{\text{ном}}$ . У пропорційній системі втрати мінімізуються за рахунок точного регулювання  $P_{\text{роб}}$  та витрати  $Q_{\text{роб}}$  пропорційним клапаном.

Потужність, що втрачається у нерегульованій системі визначаємо за формулою

$$N_{\text{втр}} = Q_{\text{скид}} \cdot P_{\text{ном}}, \quad (2.43)$$

де  $Q_{\text{скид}} = Q_{\text{ном}} - Q_{\text{роб}}$ .

На основі припущень приймемо такі вихідні дані для розрахунку (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Позначення	Одиниця	Величина
Номінальна продуктивність насоса	$Q_{\text{ном}}$	л/хв	100,0
Номінальний тиск системи	$P_{\text{ном}}$	МПа	25,0
Робочий цикл	$T_{\text{цикл}}$	с	60,0
Ефективність насоса	$\eta_{\text{нас}}$	–	0,9

Розглянемо три фази робочого циклу роботи маніпулятора з різним навантаженням, результати представимо у табл. 3.2.

Виконаємо розрахунок енергетичних втрат і отримані результати зведемо

у табл. 3.4. У прийнятій системі гідравлічний насос завжди видає  $Q_{\text{ном}} = 100$  л/хв під  $P_{\text{ном}} = 25$  МПа.

Таблиця 3.2 – Фази робочого циклу роботи маніпулятора

Фаза	Тривалість $t$	Необхідна витрата $Q_{\text{роб}}$	Необхідний тиск $P_{\text{роб}}$
1. Підйом без вантажу (швидкий рух)	20 с	90 л/хв	5 МПа
2. Підйом з вантажем (повільний рух)	20 с	30 л/хв	20 МПа
3. Утримання вантажу (позиціонування)	20 с	0 л/хв	25 МПа

Надлишкова витрата  $Q_{\text{скид}}$  скидається через запобіжний клапан, генеруючи втрати. Розрахуємо значення  $N_{\text{втр}}$  (табл. 3.3) за такою формулою

$$N_{\text{втр}} = \frac{Q_{\text{скид}} \cdot P_{\text{ном}}}{60000}. \quad (2.44)$$

Таблиця 3.3. Розрахунок втрат для нерегульованої системи (постійний тиск)

Фаза	$Q_{\text{роб}}$ , л/хв	$Q_{\text{скид}}$ , л/хв	$N_{\text{втр}}$ , кВт	Енергія $E_{\text{втр}}$ , кДж
1. Підйом (20 с)	90,0	10,0	4,17	83,4
2. Підйом з вантажем (20 с)	30,0	70,0	29,17	583,4
3. Утримання (20 с)	0	100,0	41,67	833,4
Разом	×	×	×	1500,2

Виконаємо розрахунок втрат для пропорційної системи (LS). У цій системі насос регулює свою продуктивність, подаючи лише необхідну витрату  $Q_{\text{роб}}$  плюс мінімальну витрату  $Q_{\Delta}$  (прийmemo, 5,0 л/хв) для підтримки тиску керування. Втрати  $N_{\text{втр}}$  виникають лише через падіння тиску на пропорційному клапані (наприклад,  $\Delta P=2,0$  МПа) та мінімальний скид. Тоді обчислимо значення втрат за такою формулою

$$N_{\text{втр}} = \frac{Q_{\text{роб}} \cdot \Delta P_{\text{кл}} + Q_{\Delta} \cdot P_{\text{роб}}}{60000}. \quad (2.45)$$

Отримані значення зведемо у табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Розрахунок втрат для регульованої системи LS (змінний тиск)

Фаза	$Q_{\text{роб}}$ , л/хв	$P_{\text{роб}}$ , МПа	$N_{\text{втр}}$ , кВт	Енергія $E_{\text{втр}}$ , кДж
1. Підйом (20 с)	90,0	5,0	3,08	61,6
2. Підйом з вантажем (20 с)	30,0	20,0	2,67	53,4
3. Утримання (20 с)	0	25,0	2,08	41,6
Разом	×	×	×	156,6

Проведемо порівняння енергетичних втрат на основі проведених розрахунків. Різниця сумарних втратах енергії за один цикл визначимо за формулою

$$\Delta E_{\text{втр}} = E_{\text{втр}_{\text{нерег}}} - E_{\text{втр}_{\text{LS}}}, \quad (2.46)$$

$$\Delta E_{\text{втр}} = 1500,2 - 156,6 = 1343,6 \text{ кДж}$$

Отже, застосування пропорційної системи керування LS дозволяє знизити втрати енергії на 89,6% за один робочий цикл у порівнянні з нерегульованою системою. Це є прямим доказом підвищення енергоефективності, що демонструє ефективність прийнятих рішень та методики.

На основі проведених розрахунків, для наукового підтвердження результатів, побудуємо графік. На графіку (рис. 3.3) представимо дві серії даних (стовпців), які дають можливість нам порівнювати втрати у двох варіантах систем (1 – нерегульована; 2 – пропорційна (LS)). На вертикальну вісь графіку відкладені чисельні значення втрат потужності  $N_{втр}$ , які були розраховані у таблицях 3.3 та 3.4, для кожної фази робочого циклу роботи гідросистеми маніпулятора.

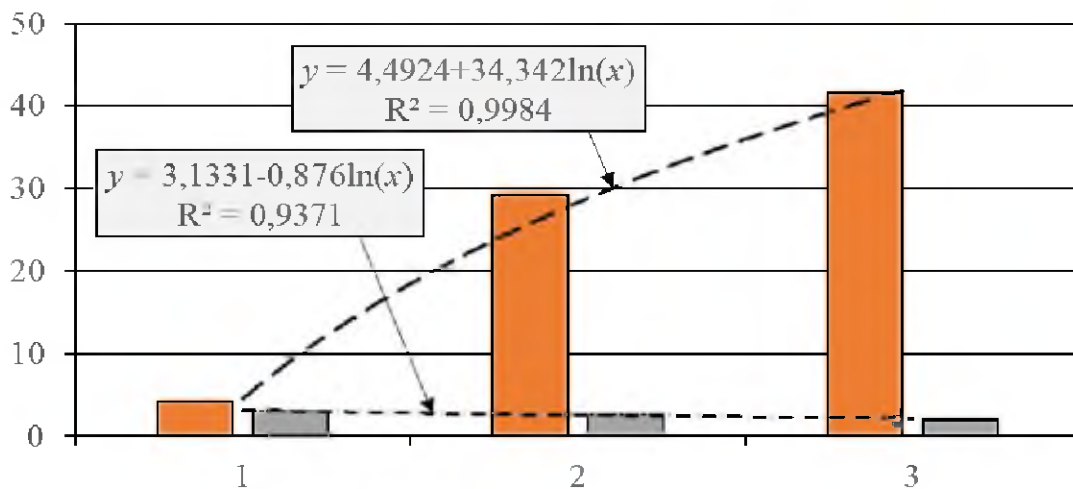


Рисунок 3.3 – Порівняння втрат у двох варіантах систем:

№ 1 – нерегульована; № 2 – пропорційна (LS).

Фаза “утримання вантажу” (або фаза позиціонування) є критичною частиною робочого циклу гідравлічного маніпулятора, особливо в контексті динаміки та енергоефективності гідросистеми.

Під час фази “утримання вантажу” швидкість руху штока гідроциліндра дорівнює нулю. Відповідно, кутова швидкість ланки маніпулятора  $\dot{\theta}$  також дорівнює нулю. Це означає, що робоча витрата рідини  $Q_{роб}$  практично відсутня, тому  $Q_{роб} \approx 0$ . Таким чином, гідроциліндр повинен згенерувати зусилля, що точно компенсує сумарний момент від вантажу  $M_{сум}$  та власної ваги ланок, щоб утримати ланку маніпулятора в заданому положенні. Це зусилля  $F_{шц}$  створюється за рахунок високого статичного тиску  $P_{роб}$  у відповідній робочій порожнині циліндра.

Графік візуально підтверджує, що найбільші втрати потужності у нерегульованій гідравлічній системі виникають у фазах низької необхідної витрати (фази 2 та 3), де значення величин  $Q_{\text{скид}}$  є максимальним.

На підставі опрацьованих результатів отримано тенденції втрат (див. рис. 3.3):

– для нерегульованої системи

$$y = 4,4924 + 34,342 \ln(x), \quad (2.47)$$

$$R^2 = 0,9984;$$

– для пропорційної (LS) системи

$$y = 3,1331 - 0,876 \ln(x), \quad (2.48)$$

$$R^2 = 0,9371.$$

Отримані залежності є ключовим аргументом на користь застосування пропорційних систем.

Головний технічний виклик під час фази утримання, це забезпечення стабільності позиції (для запобігання “просіданню” вантажу), на яку впливають два фактори:

– внутрішні витоки через ущільнення циліндра та клапани спричиняють повільне падіння тиску, що вимагає періодичної активації насоса або використання спеціальних утримуючих (запірних) гідрозамків для блокування рідини у циліндрі;

– навіть при ідеальних ущільненнях, високий тиск  $P_{\text{роб}}$  призводить до пружного стиснення рідини, і при будь-якій зміні навантаження або температури виникає невелика деформація, яку потрібно динамічно компенсувати за допомогою зворотного зв'язку.

### 3.4 Обґрунтування застосування систем LS та PL

Забезпечення високої енергоефективності та оптимального узгодження потужності приводного двигуна з гідравлічними потребами маніпулятора

досягається шляхом інтеграції передових систем керування продуктивністю насоса, зокрема LS та PL. Ці системи є необхідною складовою сучасного гідроприводу і відіграють ключову роль у підвищенні продуктивності та зниженні експлуатаційних витрат.

Система LS, або система чутливості до навантаження, є основним інструментом підвищення енергоефективності. Її принцип базується на тому, що аксіально-поршневий насос зі змінним робочим об'ємом генерує лише ту витрату  $Q_{\text{нас}}$  та  $P_{\text{нас}}$ , які є фактично необхідними для виконання поточної операції. Ключовим елементом є лінія керування (лінія LS), яка відводить сигнал тиску  $P_{\text{роб}}$  від найбільш навантаженого споживача (гідроциліндра). Цей тиск  $P_{\text{роб}}$  порівнюється з тиском на виході насоса  $P_{\text{нас}}$ . Механізм регулювання насоса прагне підтримувати постійний мінімальний перепад тиску  $\Delta P_{\text{LS}}$  на дроселюючому вікні пропорційного розподільника у межах 2,0-2,5 МПа.

Таким чином, насос подає лише ту витрату  $Q_{\text{нас}}$ , яка проходить через розподільник для забезпечення необхідної швидкості, а тиск  $P_{\text{нас}}$  завжди трохи перевищує максимальний тиск навантаження  $P_{\text{роб}}$ . Це унеможливорює скидання надлишкової витрати під високим тиском, що є джерелом найбільших втрат у нерегульованих системах, і забезпечує значну економію енергії, що підтверджено проведеними розрахунками.

Система PL (або система обмеження потужності), виконує функцію захисту приводного двигуна (дизельного чи електричного) від гідравлічного перевантаження. Принцип PL полягає в тому, що регулятор насоса обмежує максимальну потужність  $N_{\text{гідр}}$ , яку насос споживає від двигуна, утримуючи її в межах номінальної потужності двигуна. Гідравлічна потужність  $N_{\text{гідр}}$  є добутком тиску і витрати:

Крива регулювання PL має гіперболічний характер. Це означає, що при зростанні тиску  $P_{\text{нас}}$  (зростання навантаження) регулятор автоматично зменшує максимальну об'ємну подачу  $Q_{\text{нас}}$  для того, щоб  $N_{\text{гідр}}$  не перевищила

встановлений ліміт. Це запобігає зниженню частоти обертання двигуна до критичних значень, що могло б призвести до його зупинки або зниження його ефективності. Інтеграція LS та PL забезпечує, що маніпулятор не тільки економить енергію при часткових навантаженнях (завдяки LS), але й може безпечно працювати при максимальних навантаженнях, використовуючи всю доступну потужність двигуна без ризику його перевантаження (завдяки PL). Така інтеграція є обов'язковою для мобільних машин, де ефективність паливоспоживання та захист двигуна є пріоритетними експлуатаційними вимогами.

### 3.5 Вибір та обґрунтування параметрів гідроаккумуляторів

Гідроаккумулятори у гідросистемі маніпулятора є важливим конструктивним рішенням, спрямованим на підвищення динамічної стійкості, компенсацію пікових навантажень та енергозбереження. Гідроаккумулятор являє собою ємність, що містить робочу рідину, відділену рухомим елементом, як правило, гумовою діафрагмою або поршнем, від стисненого газу, зазвичай азоту. Він функціонує як пружний елемент, накопичуючи гідравлічну енергію під тиском і віддаючи її у відповідь на потреби системи, які є надзвичайно мінливими протягом робочого циклу.

Роль гідроаккумуляторів полягає насамперед у демпфуванні гідравлічних ударів, які виникають при швидкому перемиканні пропорційних клапанів або різкому гальмуванні інерційних мас. Поглинання цих раптових коливань тиску значно знижує динамічні навантаження на трубопроводи, ущільнення та інші компоненти, тим самим продовжуючи їхній ресурс та підвищуючи загальну надійність системи. Крім того, гідроаккумулятор забезпечує короточасну пікову потужність, коли потреба у витраті  $q_{\text{пik}}$  може перевищувати номінальну продуктивність насоса  $q_{\text{ном}}$ . Акумулятор компенсує цю різницю об'ємом  $q_{\text{ак}} = q_{\text{пik}} - q_{\text{ном}}$ , дозволяючи маніпулятору виконувати швидкі, але короточасні операції без необхідності встановлення надмірно потужного і дорогого насоса.

також, у статичних фазах, таких як утримання вантажу, акумулятор компенсує внутрішні витоки в гідроциліндрах, підтримуючи необхідний тиск і мінімізуючи час роботи насоса, що сприяє значному енергозбереженню.

Розрахунок необхідного об'єму гідроакумулятора  $v_{ак}$  базується на вимозі забезпечення заданого об'єму рідини, що витісняється  $\Delta v$ , у робочому діапазоні тисків системи. цей об'єм витіснення  $\Delta v$  визначається з урахуванням тривалості пікового навантаження  $t$  та різниці витрат. для газонаповнених гідроакумуляторів застосовується закон Бойля-Маріотта для адіабатичного процесу, що є більш точним для швидких динамічних процесів, характерних для мобільних машин. повний об'єм акумулятора розраховується через необхідний об'єм  $\Delta v$  та співвідношення тисків:

$$v_{ак} = \frac{\Delta v}{\left(\frac{p_{пр}}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - \left(\frac{p_{пр}}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}}, \quad (2.49)$$

де  $p_{пр}$  – тиск попереднього заряджання газу;

$p_1$  – мінімальний робочий тиск, при якому акумулятор починає віддавати рідину,

$p_2$  – максимальний робочий тиск системи;

$k$  – показник адіабати, який для азоту приймається приблизно 1,4.

Вибір тиску попереднього заряджання  $p_{пр}$  є критичним для забезпечення ефективної роботи акумулятора, оскільки він має бути завжди нижчим за мінімальний робочий тиск  $p_1$  системи. Якщо  $p_{пр} \geq p_1$ , гідравлічна рідина не зможе зайти в акумулятор і він не функціонуватиме. Оптимальним, з точки зору використання внутрішнього об'єму, вважається співвідношення  $p_{пр} = 0,8 p_1$ . Таке обґрунтоване співвідношення дозволяє максимально ефективно використовувати внутрішній об'єм гідроакумулятора, забезпечуючи найбільший робочий об'єм  $\Delta v$  при заданому фізичному об'ємі  $v_{ак}$ .

Таким чином, параметри гідроакумулятора обираються не лише з міркувань демпфування, але й з урахуванням енергетичних потреб системи, що

комплексно впливає на швидкість відгуку та загальну плавність роботи маніпулятора, доповнюючи функціонал пропорційного керування. Для типового лісозаготівельного маніпулятора, що працює з тиском  $P_{\text{ном}}=25$  МПа, і для цілей демпфування ударів та компенсації витоків (а не великих пікових витрат), доцільно обрати один із варіантів гідроаккумулятора: Bosch Rexroth HAD 4010 або Parker Accumulator A-Series. Характерною особливістю, яких є балонний тип, що забезпечує великий об'єм і надійність, об'єм 10 літрів, максимальний робочий тиск  $P_{\text{max}}=33$  МПа і тиск попереднього заряджання рівний  $P_{\text{тр}}=20$  МПа.

### 3.6 Розрахунок економічної ефективності проєкту

Розрахунок економічної ефективності проєкту є обов'язковим етапом обґрунтування технічних рішень і має на меті кількісне підтвердження фінансової доцільності впровадження інноваційної гідросистеми з пропорційним керуванням та системою LS. Ключовим фактором, що забезпечує економічну вигоду, є значне зниження втрат потужності на дроселюванні порівняно з традиційними нерегульованими гідросистемами.

На основі попередньо виконаних розрахунків, сумарна економія енергії за один робочий цикл маніпулятора завдяки системі LS становить  $\Delta e_{\text{втр}} = 1343,6$  кДж. припускаючи середньорічну експлуатацію в обсязі 200 робочих днів на рік і 100 циклів на день, загальна кількість циклів на рік становить 20000. Річна економія енергії  $\Delta e_{\text{рік}}$  у системі відповідно розраховується як добуток економії на цикл на річну кількість циклів:  $\Delta e_{\text{рік}} = 1343,6 \text{ кДж/цикл} \times 20000 \text{ циклів} = 26872,0 \text{ МДж}$ .

Для переведення цього показника в грошовий еквівалент використовується залежність між енергією та витратою палива. річна економія енергії, виражена в кіловат-годинах, становить  $\Delta e_{\text{кВт-год}} = 7464,44 \text{ кВт}$ , оскільки 1 кВт-год дорівнює 3600 кДж. При типовому коефіцієнті перетворення для мобільних дизельних машин, де 1 кВт-год потужності приблизно еквівалентний

0,28 літрам дизельного палива, річна економія палива  $\Delta I_{\text{пал}}$  складе  $7464,44 \text{ кВт}\cdot\text{год} \times 0,28 \text{ л/кВт}\cdot\text{год} = 2090$  літрів на рік. Це пряма економія операційних витрат підприємства.

Фінансова вигода  $\Delta c_{\text{рік}}$  обчислюється, виходячи з поточної середньої вартості дизельного палива, яку умовно приймаємо як 50 грн за літр. Річна економія коштів  $\Delta c_{\text{рік}} = 2090 \text{ л/рік} \times 50 \text{ грн/л} = 104500$  грн на рік. Цей показник є підставою для оцінки інвестиційної привабливості проекту.

Оцінка капітальних витрат передбачає порівняння вартості типової нерегульованої гідросистеми з вартістю впровадження системи LS, що включає аксіально-поршневий насос зі змінним об'ємом, блок пропорційних розподільників та контролер. Прийmemo, що додаткові капітальні витрати на модернізацію системи становлять 150000 гривень.

Окупність інвестицій є ключовим техніко-економічним показником, що визначає час, необхідний для покриття додаткових капітальних витрат за рахунок річної економії. Термін окупності  $t_{\text{окуп}}$  розраховується як відношення додаткових інвестицій до річної економії:  $t_{\text{окуп}} = 150000 \text{ грн} / 104500 \text{ грн/рік} = 1,43$  року (рис. 3.4).

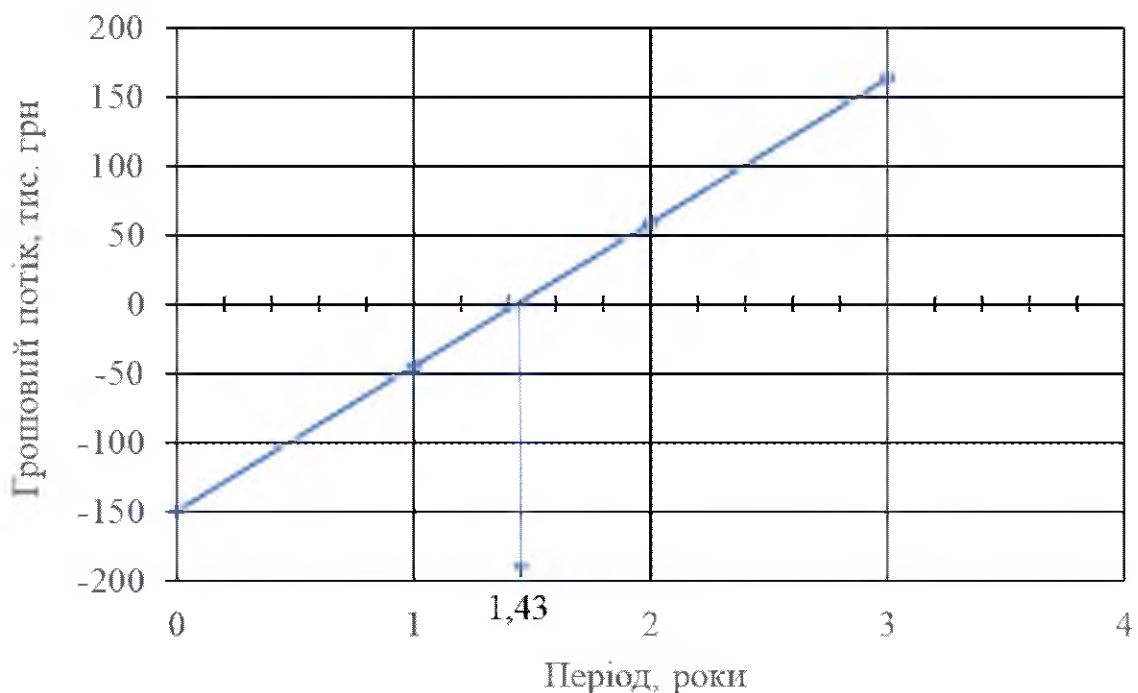


Рисунок 3.4 – Результати розрахунку терміну окупності

Термін окупності 1,43 року вважається вкрай привабливим для інвестицій у машинобудівну галузь і повністю обґрунтовує фінансову доцільність заміни традиційної гідросистеми на енергоефективну пропорційну систему LS.

### 3.7 Оцінка технічних ризиків та вибір стратегії забезпечення безпеки

Під час обґрунтування конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічних маніпуляторів необхідно кількісно оцінити найкритичніші ризики, ідентифіковані в попередньому аналізі, та обґрунтувати стратегію мінімізації цих ризиків. Основними об'єктами кількісної оцінки є ризик втрати стійкості та ризик динамічного перевантаження гідросистеми.

Технічні ризики оцінюються на основі імовірності виникнення відмови та її критичності. Ризик втрати стійкості (перекидання) є найбільш критичним і розглядається через розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості  $k_{\text{стійк}}$ . Як було зазначено,  $k_{\text{стійк}}$  є відношенням моменту  $m_{\text{ут}}$ , до моменту, що перекидає  $m_{\text{пер}}$ , і має перевищувати нормативний показник  $[k]_{\text{доп}} \geq 1,4$  для забезпечення безпечної експлуатації. Розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості  $k_{\text{стійк}}$  визначається за такою формулою

$$k_{\text{стійк}} = \frac{m_{\text{ут}}}{m_{\text{пер}}}. \quad (2.50)$$

Стратегія забезпечення безпеки базується на принципі надлишковості та активного контролю. Активний контроль реалізується через систему обмежувача вантажного моменту, яка є основним захисним бар'єром. Обмежувач вантажного моменту постійно вимірює тиск у циліндрах, що корелює з фактичним навантаженням  $q_{\text{факт}}$ , та порівнює його з максимально допустимим навантаженням  $q_{\text{доп}}$  для поточного вильоту. Обмежувач вантажного моменту гарантує, що оператор не зможе свідомо або випадково перевищити розрахунковий вантажний момент, що безпосередньо запобігає втраті стійкості маніпулятора.

Надлишковість застосовується для гідравлічного захисту: гідрозамки

(керовані зворотні клапани) на циліндрах підйому забезпечують механічне блокування положення. Вони діють як пасивний захисний елемент, гарантуючи, що у разі руйнування будь-якого елемента керування або магістрального шланга вантаж залишиться у нерухомому положенні. у сучасних системах безпеки управління обмежувачем вантажного моменту та активація гідрозамків часто інтегровані в єдиний електронний блок, що мінімізує час реакції на небезпечну ситуацію та підвищує загальний рівень безпеки роботи маніпулятора.

### **3.8 Охорона праці, навколишнього середовища та безпека в надзвичайних ситуаціях**

Охорона праці під час експлуатації гідравлічного маніпулятора є пріоритетною, оскільки робота обладнання пов'язана з обертанням важких механізмів, високими тисками та підйомом вантажів на висоту. основна небезпека для оператора та обслуговуючого персоналу походить від гідросистеми високого тиску. Необхідно суворо дотримуватися правил обслуговування, оскільки прокол шкіри струменем оливи під тиском може призвести до серйозних травм, тому будь-які ремонтні роботи повинні проводитися лише після повного скидання тиску в гідросистемі, а перевірка герметичності з'єднань має здійснюватися за допомогою спеціальних приладів, а не безпосереднім контактом. до того ж, маніпулятор є джерелом підвищеної небезпеки через наявність рухомих частин стріли та виконавчих механізмів, що вимагає чіткого дотримання робочої зони та використання обмежувачів руху для запобігання зіткнень з іншими об'єктами або персоналом. Для забезпечення безпеки оператора кабіна повинна мати сертифікований захист від перекидання та падіння предметів, а всі органи керування повинні бути ергономічними та дублюватися системами аварійної зупинки, що відповідає державним стандартам безпеки.

Питання охорони навколишнього середовища при експлуатації гідравлічних машин концентруються навколо контролю за робочою рідиною та

зменшенням шумового забруднення. робоча рідина (гідравлічна олива) є потенційним забруднювачем ґрунту та водних ресурсів, тому гідросистема повинна бути обладнана надійними ущільненнями та регулярно перевірятися на герметичність для запобігання витокам. у разі виявлення протікання необхідно негайно замінити пошкоджені шланги та очистити забруднену ділянку, використовуючи спеціалізовані абсорбуючі матеріали. При заміні оливи або утилізації відпрацьованої рідини необхідно суворо дотримуватися екологічних норм і передавати відпрацьовані матеріали лише ліцензованим підприємствам для переробки. Зниження шумового та вібраційного навантаження досягається за рахунок використання низькошумних насосів, таких як аксіально-поршневі, та антивібраційних прокладок для кріплення двигуна та гідроагрегатів, що покращує умови праці оператора та мінімізує вплив на довкілля.

Безпека в надзвичайних ситуаціях передбачає готовність маніпулятора та персоналу до непередбачуваних критичних подій, таких як пожежа, втрата керування або екстрена евакуація. кожен маніпулятор повинен бути обладнаний вогнегасниками, розміщеними у легкодоступних місцях, та мати чітко визначену процедуру аварійної зупинки двигуна та скидання гідравлічного тиску. У випадку пожежі особлива увага приділяється ізоляції паливних баків та гідробаку, оскільки гідравлічна олива є горючою речовиною. для запобігання неконтрольованому падінню стріли або вантажу у разі відмови керування необхідне використання гідрозамків, які пасивно утримують циліндри. процедура евакуації оператора повинна бути простою та швидкою, забезпечуючи можливість виходу з кабіни навіть при нахилі машини або блокуванні основних дверей. Крім того, конструкція має передбачати можливість зовнішнього втручання та механічного скидання вантажу у разі повної відмови системи керування, що забезпечується спеціальними клапанами або механічними пристроями.

## ВИСНОВКИ

У межах проведеного магістерського дослідження вирішено комплекс практичних завдань, спрямованих на обґрунтування конструкційних та експлуатаційних параметрів гідравлічних маніпуляторів. На основі проведених досліджень зроблено такі висновки:

1. Аналіз сучасного стану експлуатації гідравлічних маніпуляторів виявив, що значна частина проблем, зокрема низька енергоефективність, високі експлуатаційні витрати та недостатня точність позиціонування, зумовлені використанням застарілих нерегульованих гідросистем.

2. На основі проведеного огляду літератури з'ясовано, що інтеграція пропорційних гідравлічних систем із замкненим контуром керування дозволяє усунути ці недоліки шляхом оптимізації споживання потужності та зменшення похибки позиціонування, що прямо призводить до зростання продуктивності та стабілізації якості виконуваних технологічних операцій.

3. Обґрунтовано вибір гідравлічного приводу для конструкції маніпулятора, оскільки його висока питома потужність дозволяє досягти необхідних конструкційних параметрів (вантажопідйомності та швидкодії) при відносно малих габаритах і масі гідроагрегатів. висока жорсткість гідравлічного приводу, на відміну від електричних систем, забезпечує стабільність під час роботи з великими динамічними та статичними навантаженнями, що є ключовою передумовою для надійної експлуатації в умовах виробничої ділянки.

4. Визначено, що досягнення високої точності позиціонування та повторюваності операцій вимагає обов'язкового застосування пропорційних систем керування. це є прямим наслідком впливу фізичних факторів, таких як стисливість робочої рідини та пружна податливість механічної системи. для компенсації цих нелінійностей необхідно впроваджувати замкнений контур керування, який дозволяє динамічно коригувати похибку позиціонування до необхідного технологічного рівня.

5. Доведено, що ключовим експлуатаційним параметром гідросистеми є її енергоефективність, яка досягається завдяки інтеграції системи LS. Числовий розрахунок продемонстрував, що перехід від нерегульованої системи до системи LS дозволяє досягти зниження втрат потужності на дроселюванні на рівні 89,6% за один робочий цикл. Це створює пряму причинно-наслідкову зв'язку між технологічним рішенням та економічним результатом.

6. Підтверджено економічну доцільність модернізації гідросистеми шляхом обчислення терміну окупності інвестицій. На основі розрахованої річної економії палива, що становить близько 2090 літрів, грошова економія оцінена у 104500 гривень на рік. Це забезпечує термін окупності додаткових капітальних витрат на рівні 1,43 року, що є надзвичайно привабливим для швидкого повернення інвестицій у виробництво.

7. Обґрунтовано необхідність застосування гідроаккумуляторів для підвищення динамічної стійкості та надійності. Їхня роль полягає не лише у демпфуванні гідравлічних ударів, а й у забезпеченні пікової витрати  $q_{\text{пк}}$  та компенсації внутрішніх витоків під час фази утримання вантажу. Для ефективного використання об'єму акумулятора розрахунково встановлено оптимальне співвідношення тиску попереднього заряджання до мінімального робочого тиску  $p_{\text{пр}} = 0,8 p_1$ .

8. Встановлено, що ключовим показником безпеки є коефіцієнт запасу стійкості  $k_{\text{стійк}}$  для забезпечення безпечної експлуатації маніпулятора у найбільш несприятливому положенні (максимальний виліт та максимальний вантаж) необхідно підтримувати  $k_{\text{стійк}}$  на рівні, не нижчому за нормативне значення 1,4. Для активного контролю стійкості та запобігання перекиданню рекомендовано впровадження обмежувача вантажного моменту.

9. Розроблено рекомендації для забезпечення безпеки експлуатації, що включають впровадження гідрозамків на циліндрах підйому та висування. це пасивний, але критично важливий елемент захисту, який запобігає неконтрольованому падінню вантажу або стріли у разі раптового пошкодження гідроліній, що є прямим наслідком аналізу ризиків гідросистеми високого тиску.

10. Сформульовано рекомендації щодо охорони праці та навколишнього середовища, які вимагають суворого дотримання процедур скидання тиску перед обслуговуванням та контролю герметичності системи для запобігання витокам гідравлічної оливи.

11. Для мінімізації впливу на довкілля та підвищення комфорту роботи персоналу рекомендовано використовувати низькошумні компоненти гідросистеми та забезпечити належну утилізацію відпрацьованої робочої рідини відповідно до екологічних стандартів.

Таким чином, підтверджено, що впровадження пропорційних гідравлічних систем LS є високоефективним інструментом покращення експлуатаційних та економічних характеристик маніпулятора. Досягнуті результати демонструють значне підвищення енергоефективності (зниження втрат потужності на 89,6%), стабільність якості виконання технологічних операцій та економічну доцільність (термін окупності 1,43 року), що забезпечує сталий розвиток гідравлічної техніки в машинобудівній галузі.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Бакай Б. Я., Рудько І. М., Удовицький О. М. Ресурсоефективне устаткування лісопромислового виробництва. Монографія. – Академія технічних наук України, Національний лісотехнічний університет України. – Івано-Франківськ : Видавець Кушнір Г. М. – 2025. – 136 с. – ISBN 978-617-7926-77-0. – DOI: 10.63048/978-617-7926-77-0.
2. Ловейкін В. С., Міщук Д. О. Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом: монографія. Київ : Компринт, 2013. 205 с.
3. Невлюдов І. Ш., Андрусевич А. О., Євсєєв В. В., Новоселов С. П., Демська Н. П. Проектування мобільних маніпуляційних роботів: монографія. Харків, 2022. 427 с.
4. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Сподоба О. О. Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з гідроприводом: монографія. Київ : Ямчинський О. В., 2021. 262 с.
5. La Hera P.X., Ortíz Morales D. What do we observe when we equip a forestry crane with motion sensors? Croatian Journal of Forest Engineering. 2019. Vol. 40, No. 2. P. 259-280. DOI: 10.5552/crojfe.2019.501.
6. Kacalak W., Budniak Z., Majewski M. Crane stability assessment method in the operating cycle. Transport Problems. 2017. Vol. 12, Issue 4. P. 141-151. DOI: 10.20858/tp.2017.12.4.14.
7. La Hera P., Ur Rehman B., Ortíz Morales D. Electro-hydraulically actuated forestry manipulator: modeling and identification. In 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (Vilamoura-Algarve, Portugal). 2012. P. 3399-3404. DOI: 10.1109/IROS.2012.6385656.
8. Синтез робототехнічних систем в машинобудуванні: підруч. для студентів вищ. техн. навч. закл., які навчаються за спец. 015 “Проф. освіта. Машинобудування”: присвяч. 100-річчю Ветрова Ю. О., ректора Київ. інж.-буд. ін-ту, зав. каф. буд. машин / Л. Є. Пелевін, К. І. Почка, О. М. Гаркавенко та ін. ; М-во освіти і науки України, Київ. нац. ун-т буд-ва і

архітектури. – Київ : ТОВ НВП “Інтерсервіс”. – 2016. – 258 с. – ISBN 978-617-696-447-6.

9. Невлюдов, І. Ш., Андрусевич, А. О., Євсєєв, В. В., Новоселов, С. П., Демська, Н. П. Проектування мобільних маніпуляційних роботів : Монографія. – Харків : – 2022. – 427 с.

10. Hirai, S., Seto, F., Yokoi, K. Special Issue on Strategic Development of Advanced Robotics Elemental Technologies. *Journal of Robotics and Mechatronics*, 2011, Vol. 23, No. 6, pp. 906. DOI: 10.20965/jrm.2011.p0906.

11. Schmierer, G., Schraft, R. *Service Robots*. – Natick, MA: A. K. Peters. – 2000. – 300 p. ISBN 978-1-56881-089-3.

12. Tsai, L.W. *Robot Analysis: The Mechanics of Serial and Parallel Manipulators*. – New York: Wiley. – 1999. – 502 p. ISBN 978-0-471-32593-6.

13. Kavraki, L., Svestka, P., Latombe, J. C., Overmars, M. Probabilistic Roadmaps for Path Planning in High-Dimensional Configuration Spaces. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. – 1996. – Vol. 12, №4. – P. 566-580,

14. Barraquand, J., Kavraki, L., Latombe, J.C., Li, T.Y., Motwani, R., Raghavan, P. A Random Sampling Scheme for Path Planning. *International Journal of Robotics Research*. – Vol. 16, №6. – 1997. – Pp. 759-774.

15. Bowling, A., Khatib, O. Robot Acceleration Capability: The Actuation Efficiency Measure. *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*. – San Francisco. – April 2000, – P. 256-261.

16. Основи охорони праці: Підручник. 21ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз’яков, Л. О. Мітюк. За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. – К. : Основа. – 2006. – 448 с.

17. Жидецький, В. Ц., Джигирей, В. С., Мельников, О. В. Основи охорони праці: підручник. – вид. 5-те. – Львів : Афіша. – 2001. – 350 с.

## Додаток

# ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА РОЗРОБКУ ГІДРАВЛІЧНОГО МАНІПУЛЯТОРА

### 1. Найменування та сфера застосування

Об'єктом розробки є гідравлічний маніпулятор (наприклад, лісозаготівельний або будівельний). машина призначена для виконання високоефективних операцій з вантаження, штабелювання або монтажних робіт у складних умовах експлуатації<sup>2</sup>.

### 2. Підстави для розробки

Підставою є необхідність підвищення продуктивності та енергоефективності існуючих зразків техніки. впровадження системи Load Sensing та пропорційного керування дозволяє усунути недоліки нерегульованих систем, зокрема високі втрати потужності та низьку точність.

### 3. Технічні вимоги

#### 3.1. Конструкційні параметри та кінематика:

- застосувати *l*-подібну (послідовну) кінематичну схему для забезпечення максимальної гнучкості та широкої робочої зони.
- забезпечити максимальний горизонтальний виліт не менше 8,0 метрів.
- ланки маніпулятора (стрілу та рукоять) виготовити з високоміцної низьколегованої сталі S355 або аналогів для мінімізації власної маси при збереженні міцності.

- переріз стріли виконати коробчастого типу (250 x 250 x 10 мм) для дотримання умов жорсткості та обмеження прогину.

### **3.2. Параметри гідравлічного приводу:**

- номінальна вантажопідйомність на максимальному вильоті повинна становити 1000 кг.

- встановити номінальний робочий тиск гідросистеми в діапазоні 20-25 мПа як оптимальний за критерієм “маса-вартість”.

- застосувати аксіально-поршневий насос регульованої продуктивності (номіналом біля 100 л/хв.) з підтримкою функцій LS та PL.

- забезпечити використання одноштокових гідроциліндрів з діаметром поршня не менше 80-90 мм (залежно від розрахункового тиску).

### **3.3. Система керування та енергоефективність:**

- впровадити пропорційні гідророзподільники для забезпечення плавності перехідних процесів та точності позиціонування.

- реалізувати замкнений контур керування з використанням датчиків тиску та зворотного зв'язку для компенсації стисливості оливи<sup>14141414</sup>.

- система повинна забезпечувати зниження втрат енергії на дроселюванні не менше ніж на 89% порівняно з нерегульованими аналогами.

### **3.4. вимоги до безпеки та стабільності:**

- забезпечити коефіцієнт запасу стійкості відносно лінії перекидання  $k_{стій} \geq 1,4$  у найбільш несприятливому положенні.

- обов'язково встановити гідрозамки (керовані зворотні клапани) на циліндрах підйому та висування для фіксації вантажу при аварійних ситуаціях.

- інтегрувати електронний обмежувач вантажного моменту (ОВМ) для автоматичного запобігання перевантаженню.

- укомплектувати систему балонним гідроаккумулятором об'ємом 10 літрів з тиском попереднього заряджання 20 МПа для демпфування гідродарів.

#### **4. Економічні показники**

- цільовий термін окупності додаткових капітальних витрат на модернізацію не повинен перевищувати 1,5 року.

- очікувана річна економія дизельного палива за рахунок енергоефективної гідравліки – не менше 2000 літрів.

#### **5. Стадії та етапи розробки**

1. Ескізний проект: формування кінематичної моделі та вибір силових елементів.
2. Технічний проект: детальний розрахунок на міцність, жорсткість та вибір компонентів гідросистеми.
3. Розробка ПЗ: синтез алгоритмів роботи систем LS/PL та OBM.
4. Випробування: верифікація точності позиціонування та енергетичних показників.