

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота на тему: «Оптимізація режиму руху маніпулятора на транспортному засобі».

У роботі проведено аналітичне дослідження існуючих конструкцій, кінематики та динаміки мобільного маніпуляційного комплексу (ММК) та виконано оптимізацію його робочого режиму з урахуванням динамічних, стійкісних та економічних параметрів.

Розглянуто класифікацію та ключові кінематичні параметри ММК, проведено огляд сучасних методів моделювання та оптимізації режиму руху маніпуляторів. Виконано розрахунок конструктивно-технологічних параметрів маніпулятора, включаючи підбір та обґрунтування гідроциліндра і гідроприводу механізму підйому стріли.

Запропоновано та обґрунтовано оптимальний режим повороту маніпулятора на транспортному засобі. Отримані результати оптимізації дозволили знизити динамічні навантаження, підвищити плавність роботи механізмів та скоротити час робочого циклу. Проведено комплексне дослідження стійкості маніпулятора з транспортним засобом, що підтвердило безпеку експлуатації в оптимізованих режимах.

Окремо розглянуто питання охорони праці (аналіз небезпек, вимоги до стійкості, безпека гідравлічної системи) та виконано розрахунок економічної ефективності, що підтвердив фінансову доцільність впровадження оптимізованого режиму роботи ММК.

Ключові слова: маніпулятор, транспортний засіб, мобільний маніпуляційний комплекс, оптимізація, динаміка, стійкість, гідропривід, економічна ефективність.

ЗМІСТ

Реферат	3
Зміст	4
Вступ	6
Розділ 1. Огляд сучасних методів моделювання та оптимізації режиму руху маніпуляційних комплексів на транспортних засобах	8
1.1 Класифікація та ключові кінематичні параметри мобільних маніпуляційних комплексів (ММК).....	8
1.2 Динамічне моделювання мобільних маніпуляційних комплексів	14
1.3 Методи оптимізації режиму руху маніпуляторів на транспортному засобі.....	18
Розділ 2. Розрахунок конструктивно-технологічних параметрів маніпулятора на транспортному засобі	27
Розділ 3. Оптимізація режиму руху маніпулятора на транспортному засобі	41
3.1 Маніпулятор на транспортному засобі	41
3.2 Визначення оптимального режиму повороту маніпулятора на транспортному засобі.....	42
3.3 Результати оптимізації режиму пуску механізму повороту маніпулятора...44	44
3.4 Дослідження стійкості маніпулятора з транспортним засобом	47
3.4.1. Розрахункова схема стійкості маніпулятора на транспортному засобі...47	47
3.4.2. Визначення координат центру мас маніпулятора з транспортним засобом і вантажем	48
3.4.3. Визначення параметрів стійкості маніпулятора на транспортному засобі з вантажем	50
Розділ 4. Охорона праці	54
4.1 Аналіз небезпек та нормативно-правова база експлуатації	54
4.2 Вимоги до забезпечення стійкості та запобігання перекиданню.....	56
4.3 Безпека гідравлічної системи маніпулятора	57

4.4 Ергономіка та безпека робочого місця оператора	59
Розділ 5. Економічна ефективність	60
5.1 Теоретичні основи та значення економічної ефективності	60
5.2 Аналіз та визначення основних економічних параметрів	61
5.3 Порівняльний аналіз економічної ефективності: Базовий vs. Оптимізований варіант.....	62
Висновки	65
Список використаних джерел	66
Додатки	74

ВСТУП

Розвиток галузевого машинобудування, особливо в контексті сучасних роботизованих систем і комплексів сільськогосподарського виробництва, висуває високі вимоги до мобільних технічних засобів. Маніпуляційні комплекси, встановлені на транспортних засобах, набувають ключового значення у логістиці, будівництві та аграрному секторі, оскільки вони забезпечують високу продуктивність і гнучкість виконання технологічних операцій.

Одним із головних чинників, що критично впливає на ефективність таких мобільних систем, є режим руху самого маніпулятора. Неоптимальні режими призводять до значних динамічних навантажень, коливань, збільшення часу циклу та надмірного енергоспоживання. Рух транспортного засобу як основи додатково ускладнює задачу, вносячи зовнішні збурення, що знижують точність позиціонування та довговічність механізмів.

Актуальність теми полягає у необхідності розробки та обґрунтування науково-методичного апарату для оптимізації режимів руху мобільних маніпуляторів з метою нівелювання динамічних ефектів, підвищення точності, зменшення енергетичних витрат та продовження ресурсу експлуатації в умовах, характерних для галузевого машинобудування.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є обґрунтування оптимальних режимів роботи маніпулятора на транспортному засобі, що дозволять підвищити ефективність переміщення вантажів за критеріями мінімізації енергетичних витрат, часу виконання роботи та динамічних навантажень.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

Провести аналіз існуючих конструкцій та огляд сучасних методів моделювання та оптимізації режиму руху маніпуляційних комплексів на транспортних засобах.

Розглянути перспективи створення нових конструкцій, провести аналіз динамічних досліджень та досліджень, присвячених оптимізації маніпуляторів на транспортному засобі.

Виконати розрахунок маніпулятора на транспортному засобі та його механізмів, використовуючи надані технологічні, технічні та геометричні характеристики.

Оптимізувати режим роботи маніпулятора на транспортному засобі.

Розглянути питання охорони праці при роботі маніпулятора на транспортному засобі.

Виконати розрахунок економічної ефективності використання маніпулятора на транспортному засобі.

Об'єкт дослідження – процес руху маніпулятора, встановленого на транспортному засобі.

Предмет дослідження – динамічні характеристики механізмів маніпулятора та параметри керування, що впливають на ефективність і плавність його руху в умовах мобільної експлуатації.

Методи дослідження – аналітичне та математичне моделювання, динамічний аналіз та чисельні методи оптимізації.

Практична значущість роботи полягає у можливості застосування отриманих результатів для вдосконалення алгоритмів керування, проектування нових мобільних робототехнічних систем з підвищеними показниками енергоефективності, надійності та безпеки експлуатації в галузі машинобудування.

РОЗДІЛ 1.

ОГЛЯД СУЧАСНИХ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМУ РУХУ МАНІПУЛЯЦІЙНИХ КОМПЛЕКСІВ НА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБАХ

1.1. Класифікація та ключові кінематичні параметри мобільних маніпуляційних комплексів (ММК)

Мобільні маніпуляційні комплекси (ММК), відомі також як Vehicle-Mounted Manipulators (VMM) (рис.1.1), є інтегрованими роботизованими системами, які поєднують автономну або дистанційно керовану мобільну платформу (транспортний засіб) із маніпуляційною рукою [1]. Основна функція маніпулятора полягає в імітації рухів людської руки та плеча для захоплення, перенесення об'єктів або виконання інструментальних операцій у фіксованій чи адаптивній послідовності [2].



Рис.1.1. Мобільні маніпуляційні комплекси (Vehicle-Mounted Manipulators)

Ці системи набули надзвичайної важливості в контексті Четвертої промислової революції (Industry 4.0), де вони виступають ключовим елементом, що забезпечує гнучкість, адаптивність та можливість співпраці у виробничих та логістичних процесах. Найбільш поширеними сферами застосування ММК є логістика (до 49%) та безпосереднє виробництво (до 33%) [3]. Завдяки комбінації мобільності та можливості маніпулювання, VMM здатні виконувати

широкий спектр завдань, які неможливі для стаціонарних промислових роботів, включаючи обслуговування розподілених інфраструктур, аварійно-рятувальні роботи та польові операції.

Класифікація VMM є багатогранною і базується переважно на типі кінематичної схеми (будови стріли) та характері мобільної бази.

1. Класифікація за будовою маніпулятора (стрілової частини)

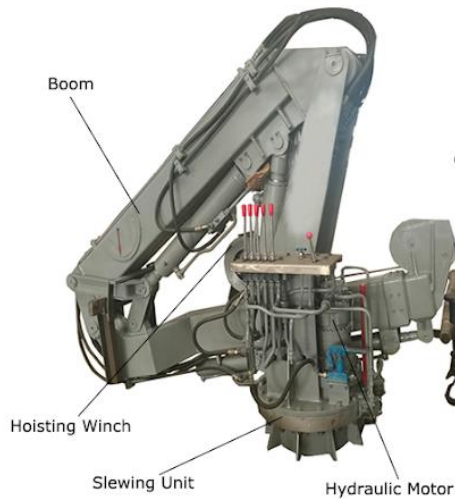


Рис. 1.2. Шарнірно-складана (Knuckle Boom Crane)

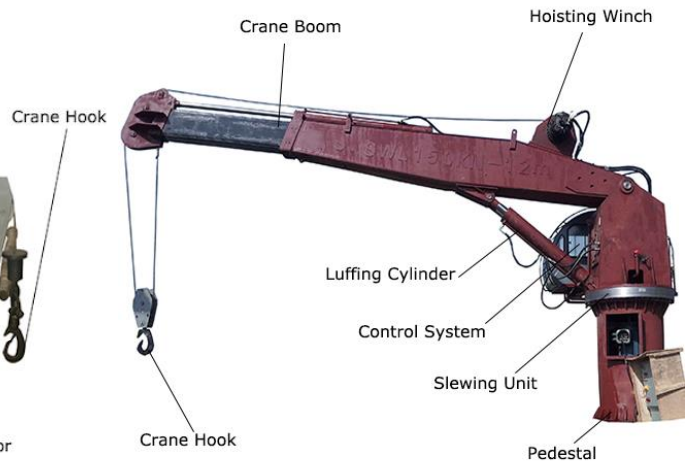


Рис. 1.3. Телескопічна (Telescopic Boom Crane)



Рис. 1.4. Шарнірно-складана (Knuckle Boom Crane) та Телескопічна (Telescopic Boom Crane)

Таблиця 1.1. Характеристика Шарнірно-складана (Knuckle Boom Crane) та Телескопічна (Telescopic Boom Crane)

Характеристика	Шарнірно-складаний (Knuckle Boom)	Телескопічний (Telescopic Boom)
Кінематична схема	Має шарніри (коліна) і може складатися, зазвичай використовує гідроциліндри.	Має пряму стрілу, секції якої висуваються одна з одною.
Компактність	Висока. У складеному положенні займає мінімум місця на шасі, дозволяючи зберегти більше корисного простору.	Низька. Стріла простягається над транспортним засобом, що може обмежувати використання платформи.
Робоча зона (Висота/Радіус)	Більш гнучкий, може "обгинати" перешкоди та заходити у важкодоступні місця. Іноді має перевагу у висоті.	Кращий для досягнення значного горизонтального вильоту (робочого радіусу), часто використовує довгий тросовий гак.
Керування та Точність	Керування вертикальним рухом вантажу складніше, оскільки рух забезпечується гідроциліндрами (finesse difficult).	Забезпечує високу точність вертикального позиціонування вантажу за допомогою тросового підйомного механізму.
Розподіл навантаження	Розподіл навантаження на базу більш концентрований.	Краще розподіляє навантаження по всій довжині транспортного засобу, підтримуючи центр ваги далі від зони дії.

Актуальність для оптимізації: Домінування шарнірно-складаних кранів на ринку (54,2% частки ринку середньогабаритних систем) [4] свідчить про їхню універсальність, але водночас вимагає вдосконалених алгоритмів керування. Динаміка "колінчастої" стріли є складнішою, ніж у телескопічної, що безпосередньо впливає на планування оптимальних траєкторій з мінімізацією вібрації .

2. Класифікація за типом бази (транспортного засобу)

З погляду кінематики та динаміки, VMM поділяються на:

Колісні мобільні маніпулятори (Wheeled Mobile Manipulators, WMM): Встановлюються на вантажівки (Truck-Mounted Cranes), спеціалізовані шасі або колісні роботизовані платформи. Ці системи є неголономними (Nonholonomic Mobile Manipulators, NMM), оскільки їхній рух обмежений властивостями кочення коліс, що є фундаментальним фактором у динамічному моделюванні та оптимізації режиму руху [5].



Рис. 1.5. Колісні мобільні маніпулятори

Гусеничні/Спеціалізовані: маніпулятори на гусеничних або стабілізованих платформах (наприклад, для лісозаготівель, військових застосувань).



Рис. 1.6. Гусеничні/Спеціалізовані маніпулятори

Підводні/Повітряні: маніпулятори, встановлені на дистанційно керованих підводних апаратах (ROV). Вони, хоча і є телеоператорами, демонструють ту ж структурну логіку: розширення робочого простору, маніпуляція та сенсорний моніторинг [6].

Режим руху. Ефективна оптимізація режиму руху можлива лише за умови точного врахування конструктивних та кінематичних параметрів, які накладають жорсткі обмеження на динаміку системи.

Основними технічними характеристиками VMM є:

Вантажопідйомність (Load Capacity): Максимальна маса, яку маніпулятор може підняти.

Робочий виліт (Working Radius): Максимальна горизонтальна відстань від осі повороту маніпулятора до кінцевого робочого органу.

Ці два параметри нерозривно пов'язані і відображаються у вантажній діаграмі (Load Chart). Цей графік ілюструє, як вантажопідйомність маніпулятора різко зменшується зі збільшенням робочого вильоту. Для оптимізації режиму руху, кінцева точка траєкторії повинна завжди залишатися в межах безпечної зони навантаження, визначеної цією діаграмою. Зменшення швидкості руху на максимальних вильотах (там, де вантажна характеристика є найнижчою) стає критичним для збереження динамічної стійкості [7].

Маніпулятори на транспортних засобах часто є надлишковими (Redundant), тобто мають більше ступенів свободи (DoF), ніж мінімально необхідно для виконання основного завдання (наприклад, позиціонування та орієнтація вантажу в 6-ти вимірах). Наприклад, 10-DOF NMM є типовим об'єктом для досліджень.

Кінематична надмірність є головним ресурсом для оптимізації режиму руху:

Оптимізація кінематичної продуктивності: надлишкові DoF можуть бути використані для додаткових завдань, наприклад, для мінімізації кутових швидкостей у шарнірах під час руху (що зменшує динамічні навантаження).

Уникнення сингулярностей: надмірність дозволяє маніпулятору виконувати заданий рух, одночасно змінюючи свою внутрішню конфігурацію, щоб уникати сингулярних точок.

Ця концепція є ключовою для оптимізації: режим руху не просто доставляє вантаж, а й активно використовує додаткові DoF для досягнення цілей оптимізації (енергозбереження, мінімізація вібрації, максимізація маніпулятивності), перетворюючи надмірність на функціональну перевагу [8].

Особливістю VMM є їхня залежність від мобільної бази, яка накладає неголономні обмеження. Це означає, що, на відміну від стаціонарних роботів, VMM може перекинутися, що робить стійкість абсолютною вимогою безпеки.

Для великогабаритних маніпуляторів, таких як крани-навантажувачі, стабілізаційні опори (аутрігери) є критичним елементом конструкції. Регуляторні стандарти, наприклад, у сфері комерційних кранів, вимагають, щоб стійкість транспортного засобу постійно контролювалася за допомогою апаратних засобів. Датчики, встановлені на стабілізаторних опорах та балках, повинні передавати сигнали до системи безпеки, яка здатна втрутитися та припинити рух у разі виявлення початку нестабільності [9].

Розуміння конструктивних особливостей VMM дозволяє чітко сформулювати переваги та виклики, які стоять перед розробкою оптимального режиму руху:

Переваги мобільних маніпуляційних комплексів:

Мобільність та гнучкість: VMM можуть переміщуватися між робочими зонами, підвищуючи гнучкість виробничих ліній або дозволяючи виконувати завдання на великих відкритих територіях [3].

Надмірність: кінематична надмірність дозволяє оптимізувати режим руху за множинними критеріями одночасно (наприклад, швидкість, енергія та маніпулятивність) [8].

Універсальність: здатність працювати з різними вантажами та інструментами у складних та неструктурованих середовищах.

Виклики та проблемні поля:

Неголономні обмеження та динамічна нестабільність: рух маніпулятора створює інерційні навантаження, які передаються на мобільну базу, викликаючи розгойдування та ризик перекидання. Це вимагає складного динамічного моделювання та постійного контролю стійкості [4,9].

Вібрація та гнучкість ланцюгів: у реальних системах неминуче існують гнучкість ланок, люфти та змінні навантаження, що призводить до вібрації. Це

знижує точність позиціонування та прискорює знос, вимагаючи складних алгоритмів для придушення вібрації [10, 11].

Обчислювальна складність: необхідність обробки неголономних обмежень та адаптації до динамічних змін у реальному часі (наприклад, під час захоплення рухомого об'єкта) вимагає високопродуктивних алгоритмів керування, які можуть швидко перераховувати траєкторії, такі як RAMP [12, 13].

Саме ці конструктивні та кінематичні особливості VMM формують необхідність розробки ефективних методів динамічного аналізу та оптимізації режиму руху, про що йтиметься у наступних розділах.

1.2. Динамічне моделювання мобільних маніпуляційних комплексів

Точне динамічне моделювання є необхідною передумовою для розробки будь-якого ефективного контролера режиму руху, оскільки воно дозволяє передбачити реакцію системи на привідні сили та навколишні збурення. Динаміка мобільних маніпуляційних комплексів (ММК) є надзвичайно складною через поєднання нелінійної динаміки маніпулятора і неголономних обмежень, накладених на колісну мобільну базу (WMR) [14].

У науковій літературі переважають два основні формалізми для опису динаміки мобільних маніпуляційних комплексів: метод Лагранжа (Euler-Lagrange approach) та метод Ньютона-Ейлера. Незважаючи на їхню ефективність, у цій галузі досі відчувається нестача уніфікованого підходу; публікації часто використовують різні змінні, системи відліку та спрощуючі припущення, що ускладнює пряме порівняння та аналіз результатів [14].

Для забезпечення точності динамічна модель ММК повинна бути побудована за принципом цілісної динаміки (Whole-body Dynamics), розглядаючи мобільну базу та маніпулятор, як єдину зв'язану систему [12]. Це дозволяє врахувати сили інерції, які передаються від прискорень маніпулятора до бази, що є критичним для аналізу стійкості.

Динаміка неголономної системи, такої як ММК, часто описується розширеною формою рівнянь Лагранжа-Ейлера, що враховує зовнішні сили та сили обмежень [12]:

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + N(q, \dot{q}) = \tau_{ext} + \tau_{con}$$

де q – вектор узагальнених координат системи, \dot{q} та \ddot{q} – відповідні швидкості та прискорення.

Фундаментальні компоненти цієї моделі безпосередньо впливають на оптимізацію режиму руху:

1. Матриця інерції $M(q)$: ця матриця є симетричною і позитивно визначеною. Її елементи залежать від конфігурації маніпулятора. Зокрема, поздовжнє зміщення центру мас вздовж осі X впливає на загальну інерцію системи, тоді як латеральне положення центру мас впливає на динамічні рівняння неявно [12].
2. Коріолісові/центробіжні члени $C(q, \dot{q})\dot{q}$: ці терміни описують нелінійні інерційні сили, які стають значними під час швидких рухів. Вони є критичними для врахування, оскільки їх ігнорування може призвести до значних похибок у керуванні моментом та, як наслідок, до нестабільності бази [12].

Колісна мобільна база накладає на систему неголономні обмеження, які описують, наприклад, чисте кочення коліс. Для розв'язання динамічної системи з обмеженнями необхідно ввести реактивні сили обмежень, які обчислюються за допомогою множників Лагранжа [12].

Глибокий аналіз динамічної моделі виявляє стратегічну можливість для оптимізації режиму руху, пов'язану з використанням кінематичної надмірності. Оскільки елементи матриці інерції $M(q)$ безпосередньо залежать від положення центру мас системи, це означає, що управління надмірністю маніпулятора може бути активно використане для маніпулювання інерцією системи. Якщо маніпулятор має надлишкові ступені свободи, він може виконувати поставлене завдання, одночасно змінюючи свою внутрішню конфігурацію, щоб утримувати центр мас у положенні, яке мінімізує інерцію $M(q)$. Це, згідно з

динамічними рівняннями, безпосередньо мінімізує необхідний привідний момент для досягнення цільового прискорення \ddot{q} , що є еквівалентним мінімізації енергоспоживання [12, 15, 16].

Водночас, висока обчислювальна складність розв'язання повної динамічної моделі з неголономними обмеженнями [12] створює серйозне вузьке місце для реалізації адаптивних алгоритмів планування (наприклад, RAMP) на вбудованих системах, які вимагають швидкого перерахунку траєкторії в реальному часі [17]. Це вимагає від розробників оптимізованих режимів руху шукати компроміс між точністю повного динамічного моделювання (на основі Лагранжа) та необхідною швидкістю реалізації (з використанням спрощених моделей або ефективних чисельних методів проекції).

Аналіз Стійкості Мобільних Маніпуляторів

Стійкість є не лише показником продуктивності, а й критичним обмеженням, що гарантує безпеку експлуатації маніпуляторів, встановлених на транспортних засобах (Vehicle-Mounted Manipulators, VMM), особливо у випадку великогабаритних систем або роботи з високими динамічними навантаженнями.

Аналіз стійкості ММК є складнішим, ніж для стаціонарних роботів, оскільки необхідно враховувати динаміку мобільної бази, її здатність до розгойдування, а також вплив характеристик підвіски, тобто стійкості перекидання (Tip-Over Stability) [7].

Традиційна концепція Zero Moment Point (ZMP) є моментно-орієнтованим підходом, який широко використовується, але має значні обмеження для реальних VMM. ZMP часто не враховує динаміку підвіски мобільної бази, а також ефект висоти ходу, що робить його недостатньо надійним для аналізу стійкості на нежорстких або нерівних горизонтальних поверхнях.

У відповідь на ці обмеження була запропонована міра Force-Angle measure запасу стійкості перекидання (tipover stability margin). Цей підхід забезпечує простішу графічну інтерпретацію та легкість обчислення, що робить

його більш придатним для оперативного моніторингу та інтеграції в системи керування.

Вдосконалені моделі динамічної стійкості, розроблені для мобільних маніпуляторів, обов'язково розширюються для врахування динаміки бази, включаючи її потенційне коливання вперед-назад, та інтеграції характеристик підвіски. Розуміння того, як підвіска реагує на внутрішні та зовнішні збурення, є життєво важливим для точного прогнозування динамічної стійкості [7] ..

Для досягнення високої стійкості в умовах нелінійної динаміки та невизначеностей застосовуються вдосконалені алгоритми керування, такі як керування на основі функцій Ляпунова (Lyapunov Control) та керування на основі пасивності (Passivity-Based Control) [18]. Ці методи забезпечують надійність та стійкість, компенсуючи нелінійні ефекти, які є типовими для складних роботизованих систем.

Особливе значення питання стійкості набуває для великогабаритних комерційних VMM. У цьому сегменті регуляторні стандарти вимагають, щоб стійкість транспортного засобу постійно контролювалася за допомогою апаратних засобів, наприклад, датчиків, встановлених на стабілізаторних опорах і балках. Ці датчики повинні передавати сигнали до системи безпеки, яка здатна втрутитися і припинити рух у разі виявлення початку нестабільності [9].

У контексті оптимізації режиму руху, стійкість виступає як абсолютний пріоритет (домінуюче обмеження). Це означає, що будь-який оптимальний режим руху, знайдений, наприклад, для мінімізації часу чи енергії, є неприйнятним, якщо він порушує поріг стійкості. Ця вимога змушує алгоритми планування траєкторій (X.5) постійно виконувати перевірку стійкості, використовуючи, наприклад, Force-Angle Measure. Якщо швидка траєкторія, запропонована планувальником (наприклад, GA-PSO), спричиняє значні Коріолісові сили, це може спровокувати динамічне розгойдування бази. Якщо таке розгойдування виходить за межі безпечного поля стабілізаторів, система керування має негайно припинити маневр або різко знизити швидкість,

оскільки пріоритет безпеки домінує над критеріями ефективності. Таким чином, оптимальний режим руху завжди є функцією максимальної ефективності, досягнутої *в межах* гарантованої зони стійкості, підтвердженої сенсорним моніторингом [7, 12, 9].

1.3. Методи оптимізації режиму руху маніпуляторів на транспортному засобі

Ефективна оптимізація режиму руху вимагає глибокого розуміння того, як фізичні обмеження системи (гнучкість, маса, приводні сили) взаємодіють з цільовими критеріями (енергія, час, вібрація).

Сучасні підходи до керування гнучкими мобільними маніпуляторами (FMM) сфокусовані на багатокритеріальній оптимізації режиму руху. Ключові цілі включають мінімізацію енергії, часу та усунення залишкової вібрації [19, 16].

Оптимізація траєкторії для мінімізації енергоспоживання є класичною задачею. Ця задача може бути ефективно вирішена шляхом формулювання її як задачі квадратичного програмування (QP). Таке формулювання досягається через процес опуклізації (convexification) цільової функції мінімального енергоспоживання та дискретизації відповідних термінів. Це дозволяє використовувати потужні техніки опуклої оптимізації для знаходження оптимального розв'язку. Окремі дослідження також спрямовані на енергозберігаючі прориви в позиційному керуванні (PTP) гнучкими маніпуляторами, що є важливим для підвищення автономності VMM [16].

Вібрації виникають внаслідок неузгодженості між рухом (зазвичай, занадто швидким) та фізичними властивостями ланок (гнучкістю, люфтами). Мінімізація вібрації вимагає оптимізації руху таким чином, щоб зменшити різкі зміни кутового положення (мутацію), забезпечуючи плавність швидкості, прискорення та пульсації (jerk). Для цього часто використовуються

поліноміальні траєкторії (наприклад, четвертого порядку) для забезпечення згладжування, а потім застосовуються генетичні алгоритми для оптимізації траєкторії з метою мінімізації енергії, що витрачається на збудження вібрацій [20, 16, 19].

Механічна Оптимізація

Ідеалізація маніпулятора, як абсолютно жорсткої системи є поширеною помилкою, яка призводить до неврахування гнучкості ланок і з'єднань. Це є основною причиною вібрацій, які знижують точність і прискорюють знос [20].

Для гнучких ММК використовувалися методи оптимального керування відкритим контуром для генерації РТР траєкторій. Метою було дозволити роботу переносити максимальне навантаження між двома точками, одночасно пригнічуючи вібрацію. У цих підходах широко використовувалася теорія Понтрягіна для встановлення граничних умов оптимізації. Це дозволяло отримати траєкторію, яка мінімізує енергію та вібрацію, ґрунтуючись на нелінійній динамічній моделі, що часто будується за допомогою методу скінченних елементів [19].

Найбільш прогресивні дослідження стосуються маніпуляторів зі змінною жорсткістю, які вимагають вирішення складної задачі нелінійного моделювання з урахуванням жорстко-гнучкого зв'язку. Існує невелика кількість робіт, що адекватно описують нелінійну динаміку таких систем [19].

Для вирішення цієї проблеми було запропоновано застосування вдосконалених метаевристичних алгоритмів. Наприклад, алгоритм CADE (Cloud Adaptive Differential Evolution) був успішно використаний для оптимального планування траєкторії. CADE дозволяє одночасно оптимізувати три конфліктні цілі [19]:

1. Мінімізація вібраційного зміщення (якість руху).
2. Мінімізація енергоспоживання (ефективність).
3. Мінімізація відхилення від траєкторії (точність).

Симуляції показали, що застосування CADE забезпечує кращий ефект планування та меншу залишкову вібрацію порівняно з традиційними методами,

підтверджуючи ефективність еволюційних алгоритмів для багатокритеріальної оптимізації. [19].

Цей аналіз виявляє невід'ємний конфлікт в оптимізації режиму руху: прагнення до мінімізації часу неминуче призводить до збільшення прискорення та ривків (jerk), що посилює вібрацію [20, 16]. Таким чином, оптимальний режим руху не є просто найшвидшим, а є тим, що забезпечує необхідний баланс між швидкістю та фізичною якістю руху. У випадках, коли вимагається висока точність, критерій мінімізації вібрації повинен домінувати, що призводить до вибору траєкторій, які є "найм'якшими", навіть якщо це збільшує загальний час виконання завдання. Інтелектуальні алгоритми, такі як CADE, необхідні саме для того, щоб знайти цей багатокритеріальний компроміс, адаптований до конкретних вимог роботи.

Ефективне функціонування ММК в різних середовищах залежить від здатності керуючих алгоритмів швидко генерувати траєкторії, які відповідають динамічним та просторовим обмеженням.

Евристичні та Метаевристичні Алгоритми

Планування шляху мобільних роботів спрямоване на знаходження найкоротшого, найбезпечнішого та безколізійного шляху, оптимізуючи при цьому відстань, час, енергоефективність та плавність [21]. Евристичні алгоритми, такі як генетичні алгоритми (GA) та оптимізація рою частинок (PSO), широко застосовуються завдяки їхній простоті та здатності до глобального пошуку [22].

Для подолання відомих обмежень стандартних GA та PSO, таких як повільна збіжність або схильність до локальних мінімумів, були розроблені гібридні та вдосконалені версії:

Гібридний GA-PSO: Цей підхід ефективно інтегрує пошукові стратегії обох алгоритмів. GA-PSO забезпечує кращий баланс між глобальною розвідкою на початкових етапах і локальним уточненням на подальших. Це призводить до значного підвищення точності позиціонування — дослідження показали

покращення до 59% порівняно з чистим GA та 43% порівняно з чистим PSO [22].

IPSO та IGA: Вдосконалені версії IPSO та IGA успішно використовуються для навігації, особливо при ефективному виявленні та уникненні бар'єрів [21].

Для IPSO було введено модифікацію, засновану на використанні Манхеттенських рухів (Manhattan movements), що є процесом дискретизації, який забезпечує ефективність руху з мінімальним обертанням, враховуючи природні обмеження колісних роботів. Важливим висновком з цих досліджень є те, що продуктивність алгоритмів оптимізації більше залежить від щільності стін і перешкод у середовищі, ніж від його загального розміру чи складності. [21, 22].

Традиційні алгоритми виявляються неефективними в умовах, коли база ММК рухається непередбачувано, як це відбувається під час складних завдань захоплення [17]. Це вимагає розробки підходів, здатних до миттєвого перерахунку траєкторії в реальному часі (Руху в Динамічних Середовищах).

RAMP є провідним підходом для планування траєкторій надлишкових роботів у динамічних середовищах з невідомими рухомими перешкодами.¹⁶ RAMP поєднує ідеї рандомізованого планування (схожого на RTT) та еволюційних обчислень, уникаючи їхніх структурних недоліків [8].

Ключові характеристики RAMP, що визначають його ефективність для оптимізації режиму руху, включають¹⁶:

1. Синхронне планування та виконання: RAMP дозволяє одночасно планувати шлях і траєкторію та одночасно виконувати рух. Це досягається завдяки використанню різниці між фізичною швидкістю руху та швидкістю обчислювальної системи, забезпечуючи адаптивність у реальному часі.

2. Гнучка багатокритеріальна оптимізація: RAMP здатний інтегрувати різні критерії оптимізації (включаючи мінімізацію енергії, мінімізацію часу та максимізацію маніпулятивності) без необхідності переробки основного алгоритму планування [8].

3. Експлуатація надмірності (loose coupling): для надлишкових систем, RAMP генерує слабо зв'язані траєкторії для локомоційної та маніпуляційної підсистем. Це дозволяє ефективно використовувати надлишкові ступені свободи для досягнення цілей оптимізації та уникнення невідомих рухомих перешкод [8].

Адаптаційні Стратегії

Для компенсації зміщення бази, як RAMP, так і RTT (Rapidly-exploring Random Tree) модифікуються шляхом вбудовування стратегій коригування безпосередньо у процес планування. Це дозволяє алгоритмам динамічно реагувати на зміни в навколишньому середовищі та положенні бази, забезпечуючи безпечні та ефективні траєкторії незалежно від непередбачуваних рухів [17].

Використання RAMP демонструє його якісну перевагу: він не просто планує шлях, а експлуатує кінематичну надмірність ММК для досягнення додаткових цілей, таких як максимізація маніпулятивності. Це означає, що RAMP оптимізує режим руху не тільки в просторі завдань, але й активно в просторі конфігурацій (CT-space) [8]. Завдяки слабкому зв'язку між підсистемами, RAMP може утримувати маніпулятор у стані високої маніпулятивності (тобто в конфігурації, яка дозволяє швидко зміню напрямку або швидко реагувати на збурення), що є критичним для реакції на непередбачуване динамічне зміщення бази. Це підтверджує, що ефективний оптимальний режим руху в динамічних середовищах потребує експлуатації всієї доступної надмірності системи.

Аналіз сучасних методів оптимізації режиму руху ММК виявляє необхідність стратегічного вибору між методами, орієнтованими на глобальну точність, та методами, орієнтованими на адаптацію в реальному часі. Гібридні евристичні методи (наприклад, GA-PSO) є високоефективними для статичних або добре структурованих середовищ, де вони можуть досягти виняткової точності позиціонування [22].

Однак, для динамічних середовищ, де непередбачувані рухи бази (які можуть призвести до нестабільності) або рухомі перешкоди є нормою, адаптивні підходи, такі як RAMP, є незамінними. RAMP використовує надмірність системи для одночасної оптимізації за різними критеріями (час, енергія, маніпулятивність) і дозволяє планування та виконання руху відбуватися паралельно [8].

Критичною вимогою для всіх методів є інтеграція жорстких фізичних обмежень. Оскільки стійкість виступає як абсолютне обмеження, будь-який режим руху, оптимізований за часом, повинен постійно перевірятися за критеріями, чутливими до динаміки, такими як Force-Angle Measure. Також, через пряму залежність інерційної матриці $M(q)$ від положення Центру Мас, стратегії оптимізації режиму руху повинні свідомо використовувати надмірність маніпулятора для мінімізації привідного моменту, що є ефективною технікою енергозбереження [9, 7, 12]].

Незважаючи на прогрес у плануванні траєкторій, кілька фундаментальних наукових проблем залишаються не до кінця вирішеними, ускладнюючи подальшу оптимізацію режиму руху:

1. Нелінійне моделювання змінної жорсткості: існує значний пробіл у дослідженні нелінійних динамічних моделей маніпуляторів зі змінною жорсткістю, особливо з урахуванням складного жорстко-гнучкого зв'язку [19]. Без точних нелінійних моделей розробка контролерів, здатних ефективно пригнічувати вібрацію та керувати положенням у цих системах, є вкрай складною.
2. Інтеграція жорстких обмежень у реальному часі: необхідна розробка обчислювально легких, але надійних механізмів для інтеграції даних сенсорів стійкості (наприклад, датчиків стабілізаторів) [9] безпосередньо у функцію ціни адаптивних алгоритмів (наприклад, RAMP). Це забезпечить, щоб оптимізація завжди залишалася підпорядкованою обмеженню безпеки.
3. Перехід до когнітивної співпраці: досягнення справжньої інтуїтивної співпраці між людиною та роботом вимагає не просто кінематичного

планування, а й впровадження вдосконаленого сенсорного сприйняття на основі моделі та когнітивних механізмів висновків, які дозволяють системі "зрозуміти" наміри людини та непередбачувані зміни середовища [18].

Майбутній розвиток оптимізації режиму руху мобільних маніпуляційних комплексів буде зумовлений поєднанням технологічних інновацій та регуляторних вимог:

- **Комплаєнтність та апаратна стійкість:** розвиток комплаєнтних матеріалів та систем з антропоморфною спритністю [18] дозволить перенести частину функцій демпфування та стійкості з програмного забезпечення на механічні властивості системи.
- **Регуляторна стимуляція адаптивних систем:** обов'язкове впровадження регуляторних стандартів, що вимагають автоматизованого моніторингу стійкості [9], сприятиме широкому прийняттю передових адаптивних систем керування. Ці системи будуть використовуватися для підвищення ефективності роботи (шляхом оптимізації) при одночасному гарантуванні максимальної безпеки, інтегруючи динамічні обмеження в реальному часі.

Таблиця 1.2. Аналітичний огляд основних наукових публікацій щодо оптимізації режиму руху мобільних маніпуляційних комплексів (ММК) (2010–2025)

Джерело (автор, рік)	Підхід: моделювання та оптимізація (метод та критерій)	Об'єкт та ключовий внесок (тип мМК та результат)
Mustary et al., 2025	Метод: Lyapunov та Passivity-Based Control. Критерій: Robustness, Efficiency, Stability.	Об'єкт: Загальний огляд маніпуляторів (FJM). Внесок: Наголос на необхідності інтеграції антропоморфної спритності та когнітивних висновків для інтуїтивної співпраці.
Abo-Shanab & Sepehri,	Метод: Динамічний аналіз стійкості, ZMP, Force-Angle Measure.	Об'єкт: Мобільні маніпулятори на рухомих платформах. Внесок: Розширення моделі стійкості з

Джерело (автор, рік)	Підхід: моделювання та оптимізація (метод та критерій)	Об'єкт та ключовий внесок (тип ммк та результат)
2001	Критерій: Tipover Stability, Suspension Characteristics.	урахуванням динаміки підвіски бази та ударів об землю.
Cheng et al., 2021	Метод: Open-loop Optimal Control, CADE Algorithm. Критерій: Мінімізація вібраційного зміщення, енергоспоживання та похибки.	Об'єкт: Гнучкий маніпулятор зі змінною жорсткістю. Внесок: Багатокритеріальна оптимізація траєкторії для зменшення залишкової вібрації за допомогою CADE; вирішення конфлікту швидкості та якості руху.
HMF Group A/S, 2025	Метод: Regulatory/Safety Systems (Датчики стабілізаторів). Критерій: Стійкість ТЗ (Vehicle Stability), Безпека.	Об'єкт: Вантажні крани (Truck Loader Crane Systems). Внесок: Підтвердження критичності постійного моніторингу стійкості як обов'язкового обмеження безпеки.
(Georgia Tech Thesis), Recent 11	Метод: Euler-Lagrange Formulation, Неголономні обмеження. Критерій: Whole-Body Dynamics.	Об'єкт: Non-holonomic MM (Колісна база). Внесок: Визначення впливу положення CoM на загальну інерцію системи $M(q)$; обчислювальна складність інтеграції множників Лагранжа.
Abdullah et al., Recent 10	Метод: Lagrangian та Newton-Euler Methodologies. Критерій: Accuracy of Dynamic Model.	Об'єкт: Колісні мобільні роботи (WMR, DDMR). Внесок: Підкреслення складності моделювання через неголономні обмеження; необхідність уніфікації формалізмів.
Korayem et al., 2013 8	Метод: Open-loop Optimal Control, CADE Algorithm. Критерій: Minimum Vibration Displacement, Minimum Energy Consumption, Minimum Tracking	Об'єкт: Flexible Mobile Manipulator (Variable Stiffness). Внесок: Багатокритеріальна оптимізація траєкторії для зменшення залишкової вібрації за допомогою CADE.

Джерело (автор, рік)	Підхід: моделювання та оптимізація (метод та критерій)	Об'єкт та ключовий внесок (тип ммк та результат)
	Deviation.	
Queiroz & (Co-authors), 2025 1	Метод: RTT та RAMP (Real-Time Adaptive Motion Planning). Критерій: Accuracy, Response Time, Robustness.	Об'єкт: Мобільні маніпулятори, що виконують захоплення. Внесок: Адаптація планувальних алгоритмів до динамічних сценаріїв з постійним зміщенням бази; критичність обчислень у реальному часі.
Ghomi et al., 2024 15	Метод: Hybrid GA-PSO Algorithm. Критерій: Accuracy, Global Optimization, Robustness.	Об'єкт: Оптимізація планування шляху (Загальна). Внесок: Значне підвищення точності позиціонування (до 59%) завдяки гібридизації GA та PSO.
Al-Shabibi & Al-Rubaie, 2024 6	Метод: Improved PSO (IPSO) та Improved GA (IGA). Критерій: Shortest Distance, Time, Collision-Free Path.	Об'єкт: Mobile Robot Navigation. Внесок: Використання Манхеттенських рухів у IPSO для підвищення ефективності планування шляху.
Wang et al., 2018 16	Метод: RAMP (Real-Time Adaptive Motion Planning). Критерій: Minimum Energy, Minimum Time, Maximum Manipulability.	Об'єкт: Надлишковий мобільний маніпулятор (High-DOF). Внесок: Експлуатація надмірності системи (loose coupling) для одночасного планування та виконання; оптимізація в просторі конфігурацій.

РОЗДІЛ 2.

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
МАНІПУЛЯТОРА НА ТРАНСПОРТНОМУ ЗАСОБІ

Загальний вид транспортного засобу:

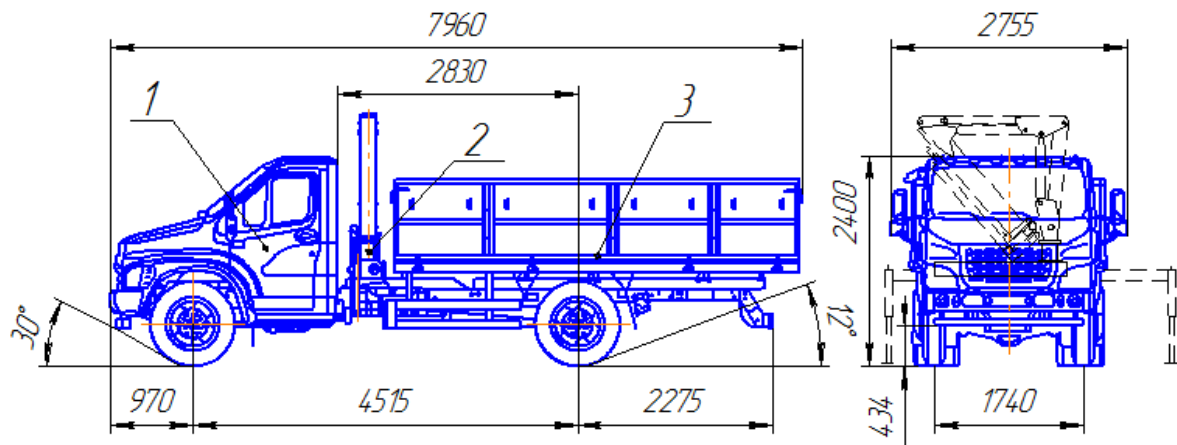
А – для перевезення сипких та штучних вантажів (вантажопідйомність Q=4,8 т.)

Рис. 2.1. Загальний вид запропонованого транспортного засобу:

- 1 – шасі автомобіля IVECO Daily; 2 – Маніпулятор Weimer WE-6300;
3 – Кузов для перевезення сипких вантажів.



Рис. 2.2 Маніпулятор Weimer WE-6300

Технічні характеристики

Виліт стріли, м	6,3
Поворотний кут, гр.	360
Телескоп, м	1,35
Поворотний момент, кНм	11,1
Вантажопідйомність, м-кг	6,3-600
Маса заправленого маслом погрузчика, кг	600

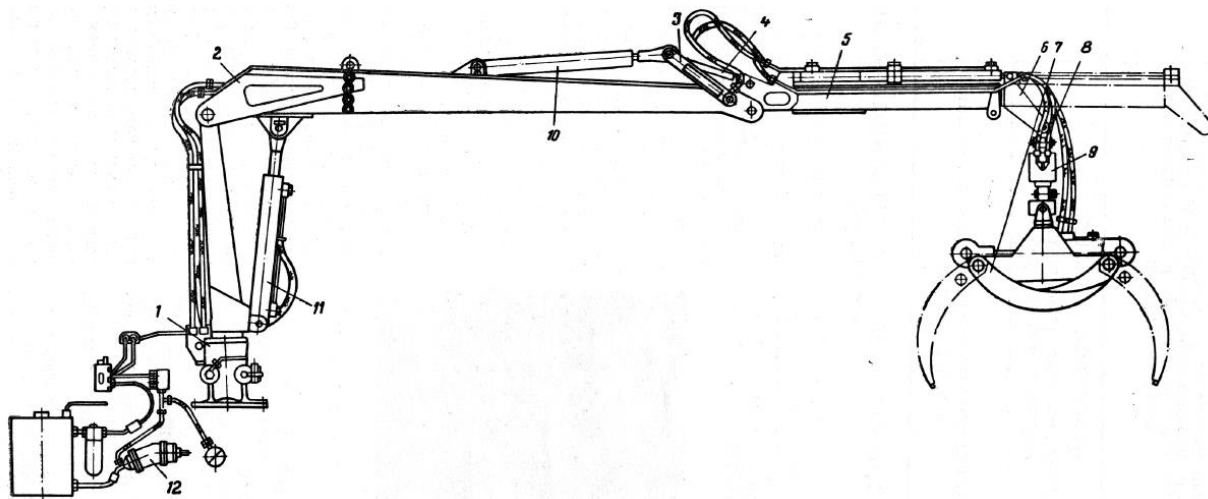


Рис. 2.3 Маніпулятор Weimer We6300 (Загальний вид):

1 - опорно-поворотний пристрій; 2 - стріла; 3 - коромисло; 4 - шатун; 5 - рукоятка з подовжувачем; 6 - рукоятка; 7 - робочий орган; 8 - кронштейн; 9 - механізм повороту;
10 - гідроциліндр рукоятки; 11 - гідроциліндр стріли; 12 –гідрообладнання.

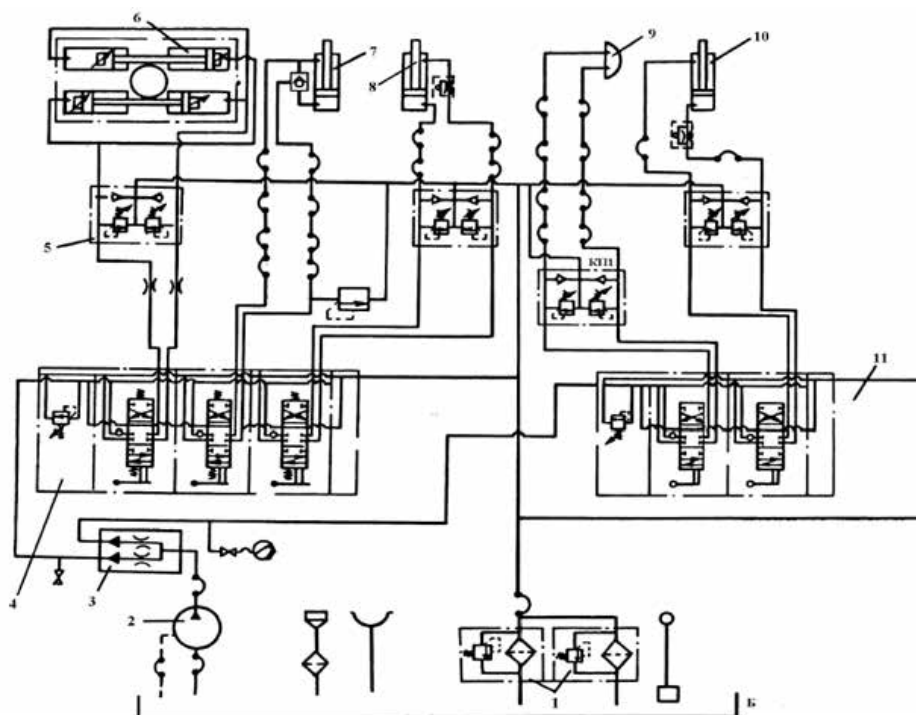


Рис 2.4. Кінематична схема Гідравліки маніпулятора We-6300:

1 - фільтри; 2 - насос; 3 - дільник потоку; 4, 11 – розбраті дільник; 5 - блок клапанів;
6 - гідроциліндр опорно-поворотного пристрою; 7 - гідроциліндр робочого органу;
8 - гідроциліндр рукояті; 9 - механізм повороту; 10 – гідроциліндр стріли.

Розрахунок гідроциліндра для механізму підйому стріли

Кінематичні та динамічні розрахунки моделі мобільного маніпуляційного комплексу базуються на таких ключових проектних даних.

Геометричні обмеження: максимальний горизонтальний виліт стріли становить $R=4\text{м}$, при граничній робочій висоті підйому $h_{\text{max}}=3\text{м}$.

Масові та навантажувальні параметри: номінальна вантажопідйомність системи визначена як $m=800\text{кг}$. При цьому конструктивна маса стрілового обладнання (інерційний елемент) дорівнює $m_c=160\text{кг}$.

Характеристика цільового вантажу: як робоче навантаження прийнято свіжозрубану деревину (сосна), що характеризується щільністю $\rho=650\text{кг/м}^3$. Врахування цих показників необхідне для точного моделювання розподілу мас та оцінки динамічної стійкості системи.

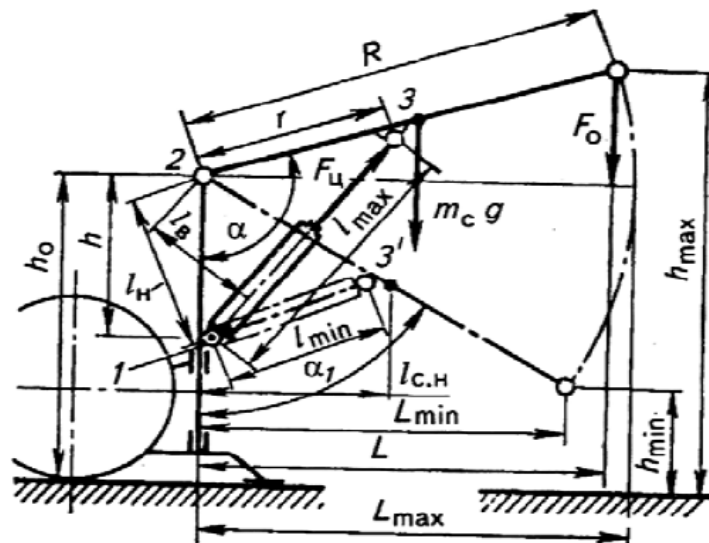


Рис 2.5. Кінематична схема механізму підймання стріли

Визначення максимального розрахункового відривного зусилля (F_0), яке виникає в процесі підйому вантажу.

$$F_0 = (1 + k_c k_T + a/g) gm = (1 + 0,6 \cdot 2,5 + 0,2/9,81) 9,81 \cdot 800 = 19780 \text{ Н}, \quad (2.1)$$

У даному випадку, для маніпуляції свіжозрубаною сосною, прийнято такі параметри: коефіцієнт використання вантажопідйомності $k_T=0,6$; питомий опір відриву сосни (значення якого інтегровано в коефіцієнт k_c та коефіцієнт

відношення площі розриву до об'єму, як це часто роблять у практичних розрахунках) $k_c \approx 2,5$; та прискорення підйому $a=0,2\text{м/с}^2$.

Для забезпечення кінематичної схеми стріли первинно прийнято відстань між точками кріплення опор гідроциліндра та віссю стріли $h=r=1\text{м}$ та вертикальну відстань від осі повороту $h_0=0,5h_{\text{max}}=1,5\text{м}$ (де h_{max} —максимальна висота підйому).

Визначення необхідного ходу штока гідроциліндра та максимального зусилля, яке він повинен розвивати. Для цього, виходячи з кінематики стріли, були послідовно обчислені відстані між опорами гідроциліндра у крайніх положеннях.

Коли вертикально встановлена колона кут має значення:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{h_0}{R} = \arccos \frac{1,5}{4} = 68^\circ. \quad (2.2)$$

Базову опорну довжину циліндра обчислюємо за цією формулою при втягнутому штоці:

$$l_{\text{min}} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha_1} = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 * 1 * 1 * \cos 68^\circ} = 1,118 \text{ м}. \quad (2.3)$$

Необхідний кут підйому стріли розраховується для цільової висоти.

$$\alpha = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{h_{\text{max}} - h_0}{R} \right) = 90^\circ + \arcsin \left(\frac{3 - 1,5}{4} \right) = 112^\circ. \quad (2.4)$$

Базову опорну довжину циліндра обчислюємо за цією формулою при витягнутому штоці:

$$l_{\text{max}} = \sqrt{h^2 + r^2 - 2hr \cos \alpha} = \sqrt{1^2 + 1^2 - 2 * 1 * 1 * \cos 112^\circ} = 1,658 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Розрахунок руху штока гідроприводу:

$$l_{\text{ш}} = l_{\text{max}} - l_{\text{min}} = 1,658 - 1,118 = 0,540 \text{ м}. \quad (2.6)$$

Зусилля штока обчислюємо за формулою при нижньому куті підйому.

$$F_{\text{ш}}^{\text{н}} = \frac{F_o R \cos(90^\circ - \alpha_1) + g m_c l_{\text{с.ш}}}{l_{\text{ш}}} = \frac{19780 * 4 \cos(90^\circ - 68^\circ) + 9,81 * 160 * 1,854}{1,244} = 61310 \text{ Н}, \quad (2.7)$$

де

$$l_{c.н} = 0,5R \cos(90^\circ - \alpha_1) = 0,5 * 4 \cos(90^\circ - 68^\circ) = 1,854 \text{ м};$$

$$l_{н} = h \sin\left(90^\circ - \frac{\alpha_1}{2}\right) = 1,5 \sin(90^\circ - 34^\circ) = 1,244 \text{ м};$$

Зусилля штока обчислюємо за формулою при верхньому куті підйому.

$$\begin{aligned} F_{ц}^в &= \frac{F_o R \cos(\alpha - 90^\circ) + g m_c l_{c.в}}{l_{в}} \\ &= \frac{19780 * 4 * \cos(112^\circ - 90^\circ) + 9,81 * 160 * 1,854}{0,839} = 90904 \text{ Н}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

де

$$l_{c.в} = 0,5R \cos(\alpha - 90^\circ) = 0,5 * 4 \cos(112^\circ - 90^\circ) = 1,854 \text{ м};$$

$$l_{в} = h \sin\left(90^\circ - \frac{\alpha}{2}\right) = 1,5 \sin 45^\circ = 0,839 \text{ м};$$

Зусилля штока обчислюємо за формулою при максимальному куті підйому (вильоту) $\alpha=90^\circ$:

$$F_{ц}^м = \frac{F_o R + g m_c 0,5R}{l_{ц}} = \frac{19780 * 4 + 9,81 * 160 * 0,5 * 4}{1,061} = 77530 \text{ Н}, \quad (2.9)$$

де

$$l_{ц} = h \sin\left(90^\circ - \frac{\alpha}{2}\right) = 1,5 \sin 45^\circ = 1,061 \text{ м}.$$

Діаметр гідроциліндра:

$$D = \sqrt{\frac{4K_F F_{в}^ц}{\pi \rho}} = \sqrt{\frac{4 * 1,15 * 90904}{3,14 * 10}} = 115,4 \text{ мм}, \quad (2.10)$$

$K_F=1,15$ – коефіцієнт запасу зусилля;

$\rho=10$ МПа – номінальний тиск в гідросистемі.

За табличними даними обираємо гідроциліндр, який має $D=120$ мм та $l_{п}=0,63$ м.

Хід штока в даному циліндрі виявився більшим за той, що розрахований раніше. Підрахуємо відстань (довжину):

$$l_{min} = K_{ц} l_{п} = 1,7 * 0,63 = 1,071 \text{ м}, \quad (2.11)$$

де $K_{ц}=1,7$ – коефіцієнт, що враховує габарити головок циліндра та шарнірних вушок.

Таким чином, гідроциліндр встановлюється у конструкцію стріли, використовуючи раніше прийняті точки шарнірного кріплення (опори).

Розрахунок гідроприводу для механізму підйому стріли

Для аналізу експлуатаційних показників гідропривідної системи використані наступні вхідні дані:

Номінальне зусилля на штоці циліндра ($F_{ш}$) прийнято 90кН.

Робочий хід поршня (l) становить 0,8м.

Час виконання операції підйому ($t_{оп}$) обмежено 4с.

На основі цих даних спочатку визначається швидкість переміщення штока, як відношення ходу поршня до часу операції:

$$v_{ш} = \frac{l}{t} = \frac{0,8}{4} = 0,2 \frac{м}{с}. \quad (2.12)$$

Далі обчислюємо вихідну потужність гідроприводу, як добуток зусилля на штоці та швидкості його переміщення:

$$P_{г} = F_{ш} * v_{ш} = 90 * 0,2 = 18 \text{ кВт}. \quad (2.13)$$

Отримане значення потужності використовується для подальшого визначення розрахункової напруги, необхідної для вибору матеріалів або елементів конструкції, що піддаються цим навантаженням:

$$P_{г.р.} = K_{з.у} * K_{з.с} * P_{г} = 1,2 * 1,3 * 18 = 28,08 \text{ кВт}. \quad (2.14)$$

Коефіцієнти визначаються з довідникових даних рядів діапазонів цих значень згідно ДСТУ ISO 2944 (або старий ГОСТ 12447).

Номінальний тиск приймаємо $p_{ном} = 16$ МПа.

Ефективна робоча площа циліндра:

$$A_{ц} = \frac{K_{з.у} * F_{ш}}{p_{ном}} = \frac{1,2 * 90}{16} = 0,007 \text{ м}^2. \quad (2.15)$$

Формула для розрахунку діаметра поршня

$$D = 1,13 * \sqrt{A_{ц}} = 1,13 * \sqrt{0,007} = 0,1 \text{ м}. \quad (2.16)$$

Приймаємо $D = 0,1$ м., $d_{ш} = 0,06$ м, згідно ДСТУ ISO 2944.

Фактична витрата робочої рідини:

$$Q_c = K_{з,y} * A_{ц} * v_{ш} = 1,2 * 0,007 * 0,2 = 1,68 * 10^{-3} \frac{м^3}{с}. \quad (2.17)$$

Після визначення сумарної необхідної витрати, для надійності та можливості регулювання динамічних режимів, приймаємо насосну станцію з двома паралельно працюючими насосами.

Таким чином, продуктивність кожного окремого насоса розраховується як частина загальної необхідної витрати гідроприводу.

$$Q = \frac{Q_c}{z} = \frac{1,68 * 10^{-3}}{2} = 0,84 * 10^{-3} \frac{м^3}{с}. \quad (2.18)$$

За результатами аналізу каталожних даних, для забезпечення функціонування гідросистеми обрано шестерінчастий насос типу НШ-32-3.

Експлуатаційно-технічні характеристики обраної гідромашини є такими: номінальний робочий об'єм робочої камери $q_H = 0,0315 \cdot 10^3$ м. Проектна продуктивність (номінальна подача) насоса $Q_{ном} = 0,93 \cdot 10^3$ м/с. Номінальний тиск нагнітання $p_{ном} = 16$ МПа. Швидкість обертання валу: номінальна частота обертання $n_{ном} = 1920$ хв⁻¹, при цьому гранична частота $n_{max} = 2400$ хв⁻¹. Об'ємний коефіцієнт корисної дії насосного агрегату $\eta_{о,н} = 0,92$.

Вхідна потужність $P_{пс}$, яка потрібна для живлення насосного агрегату

$$P_{пс} = Q_c * p_{ном} = 1,68 * 10^{-3} * 16 * 10^6 = 26880 \text{ Вт}. \quad (2.19)$$

Діаметр внутрішнього перетину нагнітальної магістралі:

$$d_{вн} = 1,13 * \sqrt{\frac{Q_{ном}}{v_{ж}}} = 1,13 * \sqrt{\frac{1,86 * 10^{-3}}{8}} = 0,017 \text{ м}, \quad (2.20)$$

де $v_{ж}$ – швидкість потоку рідини $v_{ж} = 0,8$ м/с.

Приймаємо $d_{вн} = 0,02$ м.

Для забезпечення надійної експлуатації гідравлічної системи, як нагнітальна магістраль обрана сталева безшовна холоднодеформована труба з конструкційної сталі 20.

Виходячи з розрахункових навантажень, визначається максимально можливий робочий тиск p_{max} .

$$p_{max} = (1,1 \dots 1,5) * p_{ном} = (1,1 \dots 1,5) * 16 = 17,6 \dots 18,4 \text{ МПа.} \quad (2.21)$$

Прийнято, що граничне значення робочого тиску складає $p_{max}=18\text{Мпа}$, при цьому, допустима напруга на розрив (межа міцності), що діє на матеріал труби $[\sigma]_p=80\text{МПа}$.

Розраховуємо мінімально необхідну товщину стінки труби :

$$\delta_T = \frac{p_{max} * d_{вн}}{2 * [\sigma]_p} = \frac{18 * 10^6 * 0,02}{2 * 80 * 10^6} = 0,00225 \text{ м} = 2,3 \text{ мм.} \quad (2.22)$$

Приймаємо $\delta_T = 2,5 \text{ мм}$.

Діаметр зовнішній магістралі нагнітання:

$$d_n = d_{вн} + 2 * \delta_T = 0,02 + 2 * 0,0025 = 0,025 \text{ м.} \quad (2.23)$$

Діаметр внутрішній магістралі зливання:

$$d_{вн} = 1,13 * \sqrt{\frac{Q_{ном}}{v_{ж}}} = 1,13 * \sqrt{\frac{1,86 * 10^{-3}}{2}} = 0,034 \text{ м,} \quad (2.24)$$

де $v_{ж}=2 \text{ м/с}$, табличне значення.

Приймаємо $d_{вн} = 0,032 \text{ м}$.

Для зливної магістралі використовується сталеві безшовна холоднодеформована труба з конструкційної сталі 20. Мінімально необхідна товщина стінки:

$$\delta_T = \frac{p_c * d_{вн}}{2 * [\sigma]_p} = \frac{0,8 * 10^6 * 0,032}{2 * 80 * 10^6} = 0,00016 \text{ м,} \quad (2.25)$$

де $p_c = 0,8 \text{ МПа}$.

Зважаючи на можливість зовнішніх механічних навантажень на трубопровід під час експлуатації мобільної системи, приймається додатковий запас міцності $\delta_T = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$.

Діаметр зовнішній магістралі зливання:

$$d_n = d_{вн} + 2 * \delta_T = 0,032 + 2 * 0,02 = 0,036 \text{ м.} \quad (2.26)$$

Діаметр внутрішній магістралі всмоктування:

$$d_{вн} = 1,13 * \sqrt{\frac{Q_{ном}}{v_{ж}}} = 1,13 * \sqrt{\frac{0,93 * 10^{-3}}{1,2}} = 0,032 \text{ м,} \quad (2.27)$$

де $v_{ж} = 1,2 \text{ м/с}$.

За отриманим розрахунковим внутрішнім діаметром підбрано гумовий рукав (шланг високого тиску) із внутрішнім діаметром $d_{вн}=32\text{мм}=0,032\text{м}$. Використання рукава у всмоктувальній лінії часто обумовлене необхідністю гнучкості та демпфування вібрацій.

Для керування потоками робочої рідини в гідроприводі, з урахуванням розрахункових параметрів тиску та витрати, обрано моноблочний розподілювач трипозиційного, тризолотникового типу ГР. Його технічні характеристики відповідають вимогам системи: номінальний робочий тиск $p_{ном}=16\text{МПа}$. Номінальна пропускна здатність (витрата) $Q_{ном}=2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Максимально допустима витрата $Q_{max}=3,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Номінальний діаметр проходу $D_y - 0,02\text{м}$.

Для очищення робочої рідини обрано металеву сітку №0045, як фільтрувальний елемент. Для цієї сітки питома пропускна здатність $k=2,27\text{дм}^3/\text{см}^2$. При цьому допустимий перепад тисків на фільтрі $\Delta p_{\phi}=0,1\text{МПа}$, що гарантує ефективну фільтрацію без значних втрат напору в системі.

Показник динамічної в'язкості оливи:

$$\mu = \nu p = 82 * 10^{-6} * 890 = 0,073 \text{ Па * с,} \quad (2.28)$$

де $\nu = 82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематична в'язкість суміші; $p = 890 \text{ кг/м}^3$ – густина оливи.

Площа фільтрувальної поверхні розраховується з урахуванням в'язкісних властивостей оливи при середній температурі експлуатації 20°C .

$$S_{\phi} = \frac{60 * Q_{ном} * \mu}{k * \Delta p_{\phi}} = \frac{60 * 1,86 * 0,073}{2,27 * 0,1} = 35,9 \text{ см}^2. \quad (2.29)$$

Приймаємо $S_{\phi} = 36 \text{ см}^2$.

$$L_H = L_{2.1} + L_{2.2} + L_{2.3} + L_{2.4} + L_{2.5} + L_{2.6} + L_{2.7} =$$

$$= 0,6 + 0,6 + 0,2 + 0,5 + 0,3 + 0,3 + 0,2 = 2,7 \text{ м.} \quad (2.33)$$

Втрати тиску:

$$\Delta p_{п.н} = \frac{\lambda * L_H * v_{ж}^2 * \rho}{2 * d_{вн}} = \frac{0,05 * 2,7 * 6^2 * 890}{2 * 0,2} = 0,108 \text{ МПа,} \quad (2.34)$$

де $v_{ж} = 6 \text{ м/с}$; $d_{вн} = 0,02 \text{ м}$; $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$.

Втрати тиску на місцевих гідравлічних опорах магістралі 2.1...2.7:

$$\Delta p_{м.н} = \frac{v_{ж}^2 * \rho * \sum \xi_H}{2} = \frac{6^2 * 890 * 5,56}{2} = 0,089 \text{ МПа.} \quad (2.35)$$

Сумарне значення коефіцієнта місцевих опорів розраховується шляхом підсумовування коефіцієнтів гідравлічного опору усіх елементів, що створюють опір потоку на нагнітальній магістралі. Коефіцієнти приймаються за довідковими матеріалами на основі конструктивних особливостей та розмірів машини. Розрахунок включає такі елементи: штуцери (з'єднувальні елементи) – 14 одиниць, коефіцієнт опору на одиницю = 0,1. Плавні вигини трубопроводу (кути 90° , радіус $R=80\text{мм}$) – 8 одиниць, коефіцієнт опору на одиницю = 0,23. Плавний вигин на вході в гідроциліндр – 1 одиниця, коефіцієнт опору = 2.

$$\sum \xi = (0,1 + 0,23 + 0,1) * 2 + 0,1 + 0,32 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,1 +$$

$$+ 0,1 + 0,23 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,1 + 0,1 + 0,23 + 0,23 + 0,1 + 2 = 5,56. \quad (2.36)$$

Прийняті наступні коефіцієнти гідравлічного опору (ξ): регулятор потоку $\xi_{р.п}=5,0$; золотниковий розподільник $\xi_{з.р}=4,0$; розподільна муфта $\xi_{р.м}=4,0$; регуляторна тора швидкості $\xi_{р.с}=5,0$; Сполучна муфта $\xi_{с.м}=2,5$.

Втрати тиску в гідроагрегатах на ділянках 2.1...2.7 обчислюються за загальною формулою місцевих втрат:

$$\sum \Delta p_{га} = \frac{v_{ж}^2 * \rho * (\xi_{р.п} + \xi_{з.п} + \xi_{р.м} + \xi_{р.с} + \xi_{с.м})}{2}$$

$$= \frac{6^2 * 890 * (5 + 4 + 4 + 5 + 2,5)}{2} = 0,328 \text{ МПа.} \quad (2.37)$$

Втрати тиску на решті ділянок гідроприводу (включаючи зливну та всмоктувальну магістралі, а також гідроагрегати, що залишилися) визначаються за аналогічною методикою.

Сумарні втрати тиску в гідросистемі:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\pi} + \sum \Delta p_{\text{м}} + \sum \Delta p_{\text{га}} = 0,198 + 0,14 + 0,583 = 0,921 \text{ МПа}, \quad (2.38)$$

що дорівнює 5,8%, не перевищує гранично допустимі норми.

Об'ємний ККД насоса $\eta_{\text{о.н}}=0,94$; регулятора потоку $\eta_{\text{о.р.п}} \approx 1$; розподільника $\eta_{\text{о.з.р}}=0,98$; розподільної муфти $\eta_{\text{о.р.м}}=0,96$; регулятора швидкості $\eta_{\text{о.р.с}}=1$; сполучної муфти $\eta_{\text{о.с.м}}=0,98$; гідроциліндра $\eta_{\text{о.гц}}=0,99$.

Об'ємний ККД гідроприводу:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{о}} &= \eta_{\text{о.н}}^2 * \eta_{\text{о.р.п}} * \eta_{\text{о.з.р}} * \eta_{\text{о.р.м}} * \eta_{\text{о.р.с}} * \eta_{\text{о.с.м}} * \eta_{\text{о.н.ц}} = \\ &= 0,94^2 * 1 * 0,98 * 0,96 * 1 * 0,98 * 0,99 = 0,81. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{p_{\text{ном}} - \Delta p}{p_{\text{ном}}} = \frac{16 - 0,921}{16} = 0,94. \quad (2.40)$$

Механічний ККД:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{м}} &= \eta_{\text{м.н}}^2 * \eta_{\text{м.р.п}} * \eta_{\text{м.з.р}} * \eta_{\text{м.р.м}} * \eta_{\text{м.р.с}} * \eta_{\text{м.с.м}} * \eta_{\text{м.гц}} = \\ &= 0,94^2 * 1 * 0,96 * 0,95 * 1 * 0,96 * 1 = 0,77 \end{aligned} \quad (2.41)$$

Загальний ККД гідроприводу:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{о}} * \eta_{\text{г}} * \eta_{\text{м}} = 0,81 * 0,94 * 0,77 = 0,59. \quad (2.42)$$

Внутрішній діаметр поршня гідроциліндра необхідно уточнити з урахуванням фактичних втрат тиску в напірній магістралі та механічних втрат у шарнірах:

$$\begin{aligned} D &= 1,13 * \sqrt{\frac{F_{\text{ш}}}{[z * (p_{\text{ном}} - \Delta p) * \eta_{\text{ц}} * \eta_{\text{ц}}^2]}} = \\ &= 1,13 * \sqrt{\frac{90000}{1 * (16 - 0,525) * 10^{-6} * 1 * 0,98^2}} = 0,097 \approx 0,1 \end{aligned} \quad (2.43)$$

Тут $\Delta p = 0,525 \text{ МПа}$ - втрати тиску на ділянці 2.1 ... 2.7; z – кількість одночасно працюючих гідроциліндрів; $\eta_{ц} = 1$ - механічний ККД гідроциліндра; $\eta_{п} = 0,98$ - ККД двох шарнірних підшипників з густим мастилом.

Товщина стінки гідроциліндра:

$$\delta_{ц} = \frac{D}{2} * \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_p + p_{max} * (1 - 2 * \mu)}{[\sigma]_p - p_{max} * (1 + \mu)}} - 1 \right) \quad (2.44)$$

$$= \frac{0,1}{2} * \left(\sqrt{\frac{120 + 18 * (1 - 2 * 0,3)}{120 - 18 * (1 + 0,3)}} - 1 \right) = 0,0074 \text{ м,}$$

де $[\sigma]_p = 120 \text{ МПа}$ - допустиме напруження на розрив: для вуглецевої сталі -110...120, легованої -120...150; P_{max} - максимальний робочий тиск, МПа; $\mu = 0,3$ - коефіцієнт Пуассона.

Приймаємо $\delta_{ц} = 0,008 \text{ м}$.

Напруження стінки циліндра:

при $D_H = D + 2 * \delta_{ц} = 0,1 + 2 * 0,008 = 0,116 \text{ м}$;

$$\sigma = p_{max} * \frac{(D_H^2 + D^2)}{(D_H^2 - D^2)} = 18 * \frac{(0,116^2 + 0,1^2)}{(0,116^2 - 0,1^2)} = 122,2 \text{ МПа.} \quad (2.45)$$

Товщина плоского дна циліндра:

$$\delta = 0,405 * D * \sqrt{\frac{p_{max}}{\sigma}} = 0,405 * 0,1 * \sqrt{\frac{18}{122,2}} = 0,0155 \text{ м.} \quad (2.46)$$

Приймаємо $\delta = 0,016 \text{ м}$.

Через те, що довжина штока гідроциліндра з максимальним висуванням L перевищує його діаметр D більш ніж у 10 разів ($L > 10D$), необхідно провести перевірочний розрахунок на поздовжній вигин (втрату стійкості) за формулою Ейлера. Найбільша осьова стискаюча сила:

$$F_a = \frac{10^6 * \mu * \pi^2 * E * I}{L^2} = \frac{10^6 * 1 * 3,14^2 * 22 * 10^4 * 0,635 * 10^{-6}}{1,65^2} \quad (2.47)$$

$$= 505927 \text{ Н,}$$

де $E=22 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності матеріалу штока (сталі); μ – коефіцієнт приведення довжини (залежить від способу закріплення кінців): $\mu = 1$ – при шарнірному закріпленні кінців; $\mu = 2$ – при жорсткому закріпленні одного кінця; $L=1,65$ м – розрахункова довжина штока (довжина циліндра з повністю висунутим штоком).

$$I = \frac{\pi * d_{ш}^4}{64} = \frac{3,14 * 0,06^4}{64} = 0,635 * 10^{-6} \text{ м}^4; \quad (2.48)$$

Виходячи з інженерного розрахунку, критичне навантаження на вигин істотно перевищує фактичне робоче зусилля на штоку. Саме тому, при експлуатації навантажувача, поздовжнього вигину (втрати стійкості) штока не відбудеться.

Таким чином, всі ключові параметри гідравлічної системи, включаючи хід, зусилля, діаметр гідроциліндра та стійкість штока, визначені з необхідним запасом міцності та надійності, що підтверджує можливість використання обраних агрегатів у конструкції машини.

РОЗДІЛ 3. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ МАНІПУЛЯТОРА НА ТРАНСПОРТНОМУ ЗАСОБІ

3.1. Маніпулятор на транспортному засобі

На рис. 3.1 показано схему маніпулятора на транспортному засобі при роботі механізму повороту Маніпулятор на транспортному засобі складається з базової машини – 1, поворотної колони - 2, коробчатої стріли -3, телескопічної рукояті – 4, захватного органу з ротатором та довгомірного вантажу – 6. Технічна характеристика маніпулятора наведена в табл. 1.1.

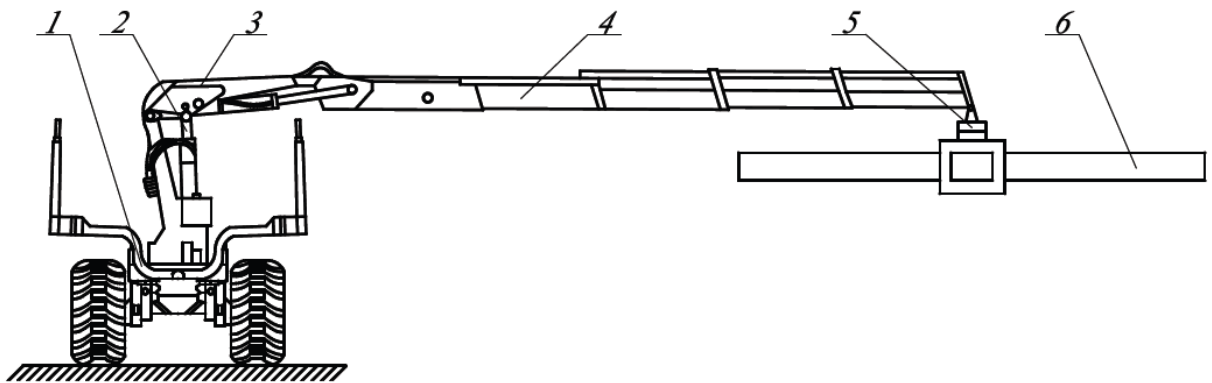


Рисунок 3.1 Схема маніпулятора на транспортному засобі:

1 – базовий транспортний засіб; 2 - стійка; 3 - стріла; 4 - телескопічна рукоять; 5 - робочі органи (грейфер з ротатором); 6 – вантаж

Таблиця 3.1. Технічна характеристика маніпулятора

Виліт стріли, м	6,3
Поворотний кут, граусах.	360
Телескоп, м	1,35
Поворотний момент, кНм	11,1
Вантажопідйомність, м-кг	6,3-600
Маса заправленого паливом навантажувача, кг	600

3.2. Визначення оптимального режиму повороту маніпулятора на транспортному засобі

За критерій оптимізації використаємо середньоквадратичне значення рушійного моменту приводного механізму повороту маніпулятора. Для цього складемо диференціальне рівняння повороту маніпулятора на транспортному засобі, яке має вигляд

$$J\ddot{\varphi} + b_2\dot{\varphi} = M, \quad (3.1)$$

де J – момент інерції поворотної частини маніпулятора відносно осі повороту; b_2 – коефіцієнт опору повороту маніпулятора; M – рушійний момент приводу повороту маніпулятора, зведений до осі його повороту; φ – кутова координата повороту маніпулятора.

Критерій оптимізації представимо у вигляді середньоквадратичного значення рушійного моменту приводу механізму повороту маніпулятора

$$M_{ck} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M^2 dt}. \quad (3.2)$$

Тут t – час; t_1 – тривалість процесу пуску механізму повороту маніпулятора. Зробимо позначення

$$f = M^2 = (J\ddot{\varphi} + b_2\dot{\varphi})^2. \quad (3.3)$$

Умова мінімуму критерію (3.2), з урахуванням виразу (3.3), є рівняння Ейлера-Пуассона, яке має вигляд

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 0. \quad (3.4)$$

В результаті проведених операцій диференціювання виразів, що входять в рівняння (3.4), будемо мати:

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi} = 0; \#(3.5)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} = 2n(J_p\ddot{\varphi} + n\dot{\varphi}); \#(3.6)$$

$$\frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p(J_p\ddot{\varphi} + n\dot{\varphi}); \#(3.7)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}} = 2n(J_p \ddot{\varphi} + n\dot{\varphi}); \#(3.8)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}} = 2J_p(J_p \varphi^{IV} + n\ddot{\varphi}). \#(3.9)$$

Підставивши отримані вирази в рівняння Пуассона, отримаємо умову мінімуму критерію оптимізації:

$$2J_p(J_p \varphi^{IV} + n\ddot{\varphi}) - 2n(J_p \ddot{\varphi} + n\dot{\varphi}) = 0; \#(3.10)$$

$$J_p^2 \varphi^{IV} + J_p n \ddot{\varphi} - J_p n \ddot{\varphi} - n^2 \dot{\varphi} = 0; \#(3.11)$$

$$J_p^2 \varphi^{IV} - n^2 \dot{\varphi} = 0. \#(3.12)$$

Розділимо всі члени отриманого рівняння на коефіцієнт біля найстаршої похідної і зробимо заміну $k = \frac{n^2}{J_p}$. В результаті чого будемо мати умову мінімуму критерію (3.2)

$$\varphi^{IV} - k^2 \dot{\varphi} = 0, \quad (3.13)$$

Розв'яжемо лінійне диференціальне рівняння (3.13). Для цього складемо характеристичне рівняння, яке має такий вигляд:

$$r^4 - k^2 r^2 = 0; \quad r^2(r^2 - k^2) = 0; \#(3.14)$$

Знайдемо корені отриманого рівняння, які приймають такі значення:

$$r_1 = r_2 = 0; \quad r_3 = +k; \quad r_4 = -k. \#(3.15)$$

Відповідно до отриманих коренів, розв'язок рівняння (3.13) буде мати наступний вигляд:

$$\varphi = C_1 + C_2 t + C_3 e^{kt} + C_4 e^{-kt}; \quad (3.16)$$

$$\dot{\varphi} = C_2 + k C_3 e^{kt} - k C_4 e^{-kt}; \quad (3.17)$$

$$\ddot{\varphi} = k^2 (C_3 e^{kt} + C_4 e^{-kt}); \quad (3.18)$$

Для процесу пуску при обертальному русі механізму повороту крайові умови руху мають вигляд:

$$t = 0, \quad \varphi = 0, \quad \dot{\varphi} = 0; \quad t = t_1, \quad \dot{\varphi} = \omega, \quad \ddot{\varphi} = 0. \quad (3.19)$$

Підставивши умови (3.19) в залежності (3.16) – (3.18), отримаємо систему рівнянь для визначення постійних інтегрування C_1, \dots, C_4

$$C_1 + C_3 + C_4 = 0; \#(3.20)$$

$$C_2 + kC_3 - kC_4 = 0; \#(3.21)$$

$$C_2 + kC_3e^{kt_1} - kC_4e^{-kt_1} = v; \#(3.22)$$

$$k^2C_3e^{kt_1} + k^2C_4e^{-kt_1} = 0. \#(3.23)$$

Розв'язавши систему рівнянь (3.20) – (3.23), отримаємо вирази постійних інтегрування

$$C_1 = \frac{\omega}{k(2e^{kt_1} - e^{2kt_1} - 1)}(e^{2kt_1} - 1); \#(3.24)$$

$$C_2 = -\frac{\omega}{(2e^{kt_1} - e^{2kt_1} - 1)}(e^{2kt_1} + 1); \#(3.25)$$

$$C_3 = \frac{\omega}{k(2e^{kt_1} - e^{2kt_1} - 1)}; \#(3.26)$$

$$C_4 = -\frac{\omega}{k(2e^{kt_1} - e^{2kt_1} - 1)}e^{2kt_1}. \#(3.27)$$

Після підстановки постійних інтегрування у вихідні залежності (3.16) – (3.18) маємо кінцеві вирази кінематичних характеристик механізму повороту маніпулятора, які забезпечують оптимальний режим пуску :

$$\varphi = \frac{\omega}{k(2e^{kt_1} - e^{2kt_1} - 1)}[e^{kt} + e^{2kt_1}(1 - e^{-kt}) + (e^{2kt_1} + 1)kt - 1]; \#(3.28)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{\omega}{(2e^{kt_1} - e^{2kt_1} - 1)}[e^{kt} + e^{2kt_1}(1 + e^{-kt}) + 1]; \#(3.29)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{\omega k}{(2e^{kt_1} - e^{2kt_1} - 1)}[e^{kt} - e^{k(2t_1-t)}]. \#(3.30)$$

3.3.Результати оптимізації режиму пуску механізму повороту маніпулятора

Для маніпулятора, з характеристиками наведеними в табл. 3.1, проведено оптимізацію режиму пуску, результати якої представлено у вигляді графічних залежностей, які наведені на рис. 3.2 – 3.6.

На основі залежностей (3.28) – (3.30) побудовано графіки кінематичних характеристик механізму повороту маніпулятора (рис.3.2 – 3.4). На рис. 3.5 –

3.6 представлені графічні залежності рушійного моменту приводу моменту та потужності механізму повороту маніпулятора визначеного оптимального режиму пуску.

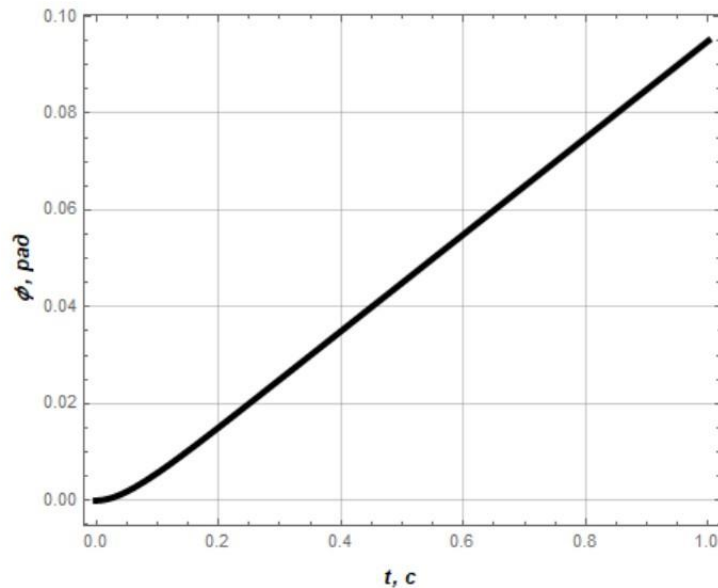


Рисунок 3.2. Графік кутової координати повороту маніпулятора

З рис. 3.2 видно, що кутова координата повороту маніпулятора на початку руху змінюється за параболическим законом, а в подальшому – за лінійним.

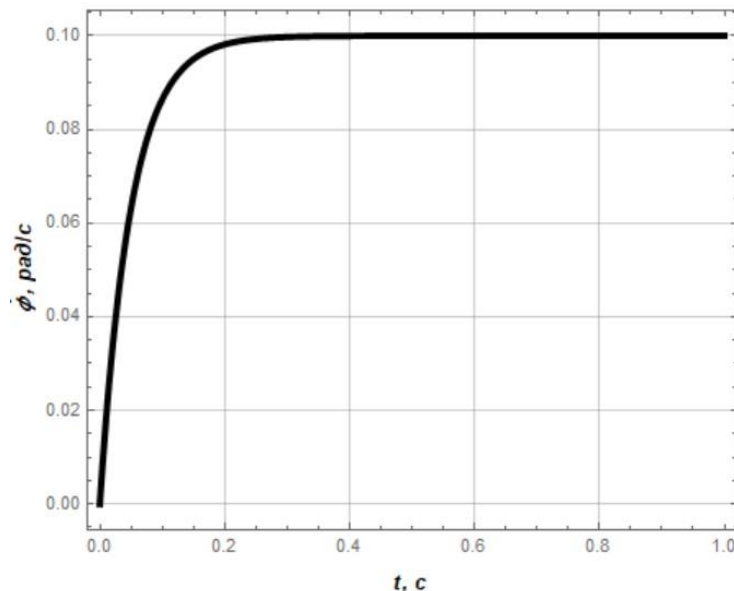


Рисунок 3. 3. Графік кутової швидкості механізму повороту маніпулятора

З рис. 3.3 можна бачити, що на відрізку часу протягом процесу пуску ($t = 1$ c), механізм повороту виходить на задану кутову швидкість 0.10 рад/с за час

0.3 с. Протягом цього часу швидкість змінюється за параболічним законом, а в подальшому вона приймає постійне значення.

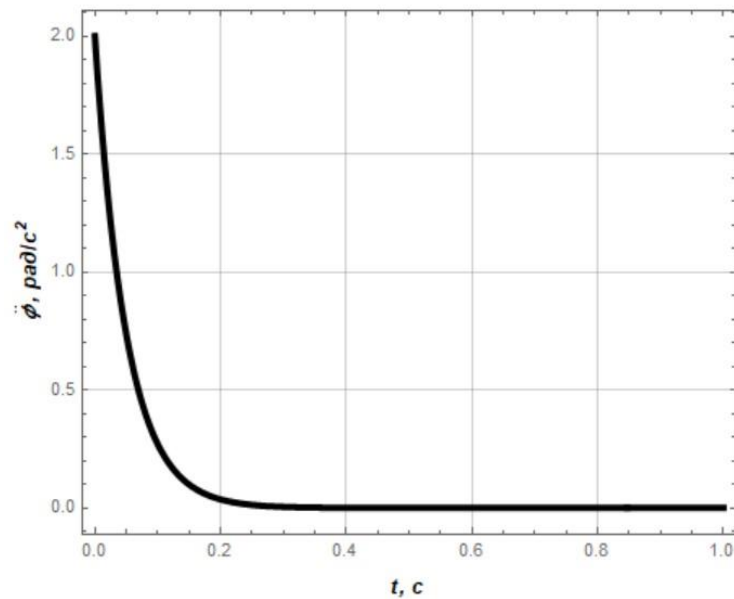


Рисунок 3.4. Графік зміни кутового прискорення механізму повороту маніпулятора

Кутове прискорення механізму повороту маніпулятора (рис. 3.4) на початку пуску механізму повороту досягає значення 2 рад/с^2 і в подальшому спадає за параболічним законом до нуля протягом 0.3 с руху.

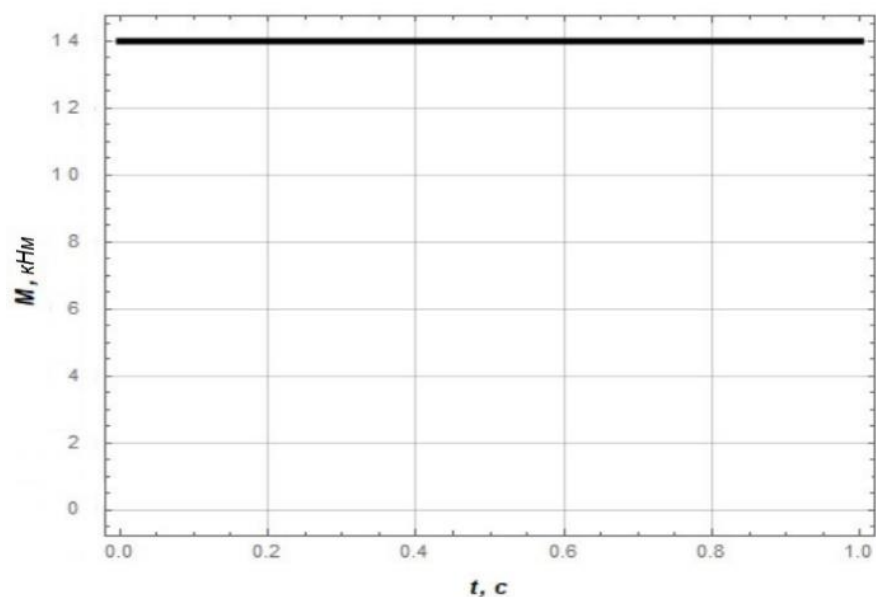


Рисунок 3.5. Графік зміни рушійного моменту приводу механізму повороту маніпулятора

З рис.3.5 видно, що на відрізку часу тривалістю $t = 1$ с, рушійний момент приводного механізму повороту маніпулятора приймає постійне значення, яке становить 14 кНм.

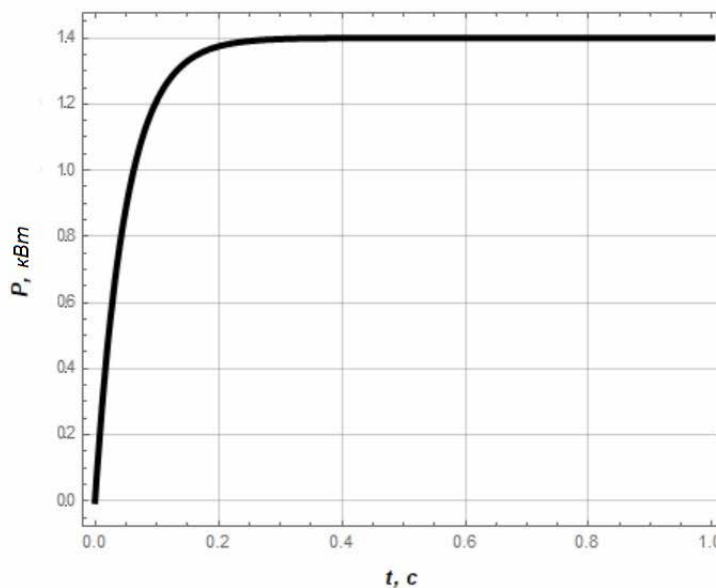


Рисунок 3.6. Графік зміни потужності приводу механізму повороту маніпулятора

З графіку на рис.3.6 видно, що на відрізку часу протягом $t = 1$ с, механізм повороту маніпулятора виходить на усталену потужність 1,4 кВт за 0.3 с.

3.4. Дослідження стійкості маніпулятора з транспортним засобом

3.4.1. Розрахункова схема стійкості маніпулятора на транспортному засобі

На рис. 3.7 наведена схема для розрахунку стійкості маніпулятора на транспортному засобі з вантажем.

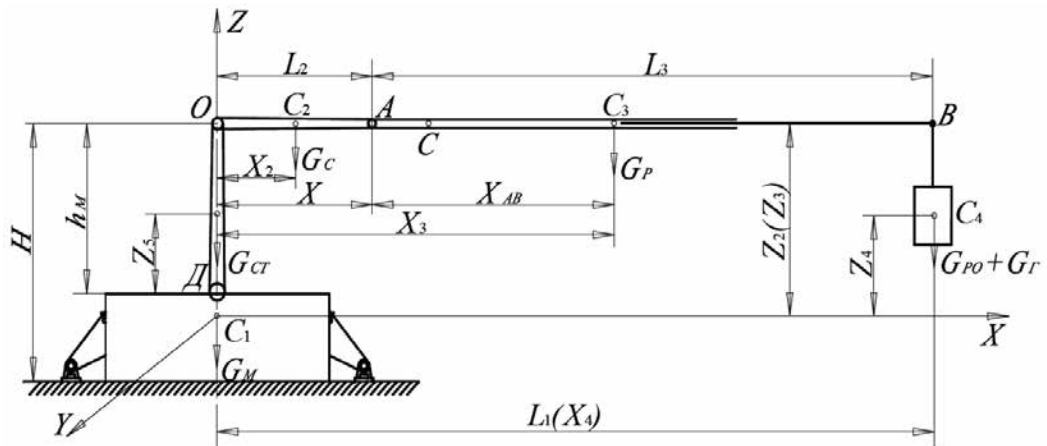


Рисунок 3. 7. Розрахункова схема стійкості маніпулятора на транспортному засобі з вантажем (вид ззаду)

На цій схемі прийняті такі позначення: C_i – положення центрів мас окремих елементів системи, що складається з маніпулятора, транспортного засобу та вантажу; G_M - сила тяжіння транспортного засобу; G_{Cm} – сила тяжіння стійки маніпулятора; G_C - сила тяжіння стріли маніпулятора; G_P - сила тяжіння телескопічної рукояті маніпулятора; G_2 - сила тяжіння вантажу; G_{p0} - сила тяжіння захватного пристрою (ротатора разом з грейфером); h_M - висота кульового шарніру маніпулятора відносно поверхні транспортного засобу; H - висота кульового шарніру маніпулятора відносно поверхні землі.

Сумістимо початок системи відліку (координат) з центром мас C_1 базового транспортного засобу. Оскільки виліт маніпулятора L_1 не перевищує 6,3 метрів, то встановимо інтервали зміни довжин ланок маніпулятора: $OA=L_2=1-1,5$ м, $AB=L_3=1-4,8$ м.

3.4.2. Визначення координат центру мас маніпулятора з транспортним засобом і вантажем

Координати центру мас маніпулятора з транспортним засобом і вантажем у вибраній системі координат визначаються наступними залежностями:

$$X_C = \frac{X_1(G_M + G_{Cm}) + X_2 G_C + X_3 G_P + X_4(G_{p0} + G_r)}{G_M + G_C + G_{Cm} + G_P + G_{p0} + G_r}, \quad (3.31)$$

$$Y_C = \frac{Y_1(G_M + G_{Cm}) + Y_2 G_C + Y_3 G_p + Y_4(G_{po} + G_r)}{G_M + G_C + G_{Cm} + G_p + G_{po} + G_r}, \quad (3.32)$$

$$Z_C = \frac{Z_1 G_m + Z_2 G_C + Z_3 G_p + Z_4(G_{po} + G_r) + Z_5 G_{Cm}}{G_M + G_C + G_{Cm} + G_p + G_{po} + G_r}. \quad (3.33)$$

При дослідженні стійкої рівноваги маніпулятора з транспортним засобом і вантажем важливе значення мають рівняння для координат X_C , Y_C , оскільки в розглянутому розрахунку рукоять, стріла та вантаж вважаються нерухомими відносно поверхні транспортного засобу, тому приймаємо, що $Z_C = \text{const}$.

Знайдемо координати центрів мас окремих елементів розглянутої системи C_i :

- координати центрів мас транспортного засобу і стійки:

$$X_I = 0, Y_I = 0;$$

- координати центру мас стріли:

$$X_2 = \frac{L_2}{2} \cos(\omega t), Y_2 = \frac{L_2}{2} \sin(\omega t); \quad (3.34)$$

- координати центру мас рукояті:

$$X_3 = \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)} \right) \cos(\omega t), Y_3 = \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)} \right) \sin(\omega t); \quad (3.35)$$

- координати центру мас вантажу з грейфером та ротатором:

$$X_4 = (L_2 + L_3) \cos(\omega t), Y_4 = (L_2 + L_3) \sin(\omega t); \quad (3.36)$$

Тут ω – кутова швидкість повороту стріли.

В результаті підстановки рівнянь (3.34) – (3.36) в залежності (3.31) та (3.32) будемо мати такі вирази координат центру мас системи:

$$X_C = \frac{\left[\frac{L_2}{2} \cos(\omega t) G_C + \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)} \right) \cos(\omega t) G_p + (L_2 + L_3) \cos(\omega t) (G_{po} + G_r) \right]}{G_M + G_C + G_{Cm} + G_p + G_{po} + G_r}, \quad (3.37)$$

$$Y_C = \frac{\left[\frac{L_2}{2} \sin(\omega t) G_C + \left(L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 a}{3(a+b)} \right) \sin(\omega t) G_p + (L_2 + L_3) \sin(\omega t) (G_{po} + G_r) \right]}{G_M + G_C + G_{Cm} + G_p + G_{po} + G_r}. \quad (3.38)$$

Позначимо в цих координатах через G , G_1 , G_2 наступні вирази:

$$G = G_M + G_C + G_{Cm} + G_p + G_{po} + G_r, G_1 = \frac{G_C}{2} + G_p + G_{po} + G_r,$$

$$G_2 = \frac{G_p}{3} + \frac{a \cdot G_p}{3 \cdot a + 3 \cdot b} + G_{po} + G_r.$$

У прийнятих позначеннях для координат центру мас системи маніпулятора з транспортним засобом і вантажем отримуємо наступні вирази:

$$X_C = \frac{L_2 G_1 + L_3 G_2}{G} \cos(\omega t), Y_C = \frac{L_2 G_1 + L_3 G_2}{G} \sin(\omega t). \quad (3.39)$$

Виключаючи параметр часу t з отриманих залежностей, знайдемо рівняння траєкторії руху центру мас системи, яка представляє собою рівняння кола:

$$X_C^2 + Y_C^2 = \left(\frac{L_2 G_1 + L_3 G_2}{G} \right)^2. \quad (3.40)$$

Радіус цього кола, $R = \frac{L_2 G_1 + L_3 G_2}{G}$, є максимально можливим в умовах даної задачі. При зменшенні довжини рукояті радіус траєкторії центру мас системи буде тільки зменшуватися. Це забезпечує при заданих величинах G_i, L_i стійкий стан роботи маніпулятора на транспортному засобі з вантажем в межах його робочої зони.

3.4.3. Визначення параметрів стійкості маніпулятора на транспортному засобі з вантажем

Розрахунки радіусу центру мас системи маніпулятора на транспортному засобі з вантажем виконаємо при гранично-допустимих значеннях ваги елементів системи: $G_M = 95$ кН, $G_{Cm} = 3,6$ кН, $G_C = 2,5$ кН, $G_p = 2,5$ кН, $G_{po} = 1,0$ кН. При цьому довжина стріли L_2 змінюється від 1 до 1,5 м, а маса вантажу G_2 змінюється в межах від 1 до 6 кН. Знайдемо залежність радіуса R від параметрів системи L_2, L_3, G_2 (рис. 2.2).

$$R = \frac{1,5 * 8,4 + 3,0 * 6}{9,5} = \frac{12,6 + 28,8}{9,5} = \frac{41,4}{9,5} = 4,35 \text{ м.}$$

Знайдений радіус гранично допустимого центру мас системи маніпулятор на транспортному засобі з вантажем становить 4,35 м., що не перевищує максимальну відстань між осями опорної поверхні лап транспортного засобу, яка становить 4,4 м.

Виходячи з проведеного розрахунку приходимо до висновку, що перекидання транспортного засобу з маніпулятором та вантажем в будь-якому положенні є неможливим.

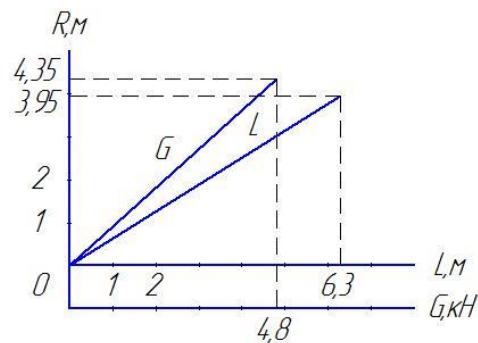


Рисунок 3.8. Залежність радіусу центру мас від ваги вантажу, що піднімається, та довжини стріли

Перевіримо, чи вийде максимальний радіус центру мас системи маніпулятора на транспортному засобі з вантажем за лінію перекидання, яка показана на рис. 3.9). Для такої перевірки рівняння кола центру мас системи та лінії перекидання перевіримо на сумісність.

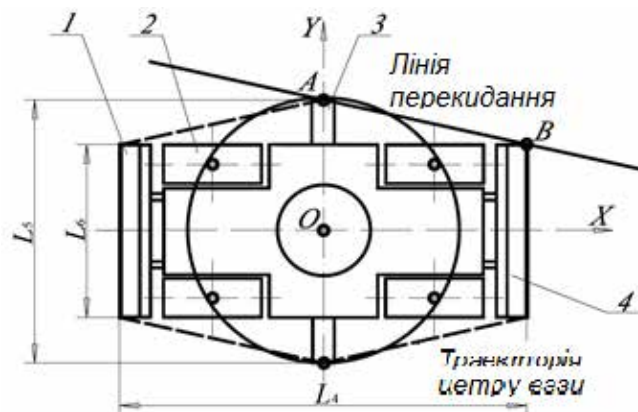


Рисунок 3. 9. Розрахункова схема для визначення сумісності рівнянь кола центру мас системи і лінії перекидання:

1 - щит; 2 - колесо; 3 - аутригери; 4 – відвал

Представимо наведені вище рівняння в загальному вигляді:

$$X^2 + Y^2 = R^2 \text{ - рівняння кола центру мас системи;} \quad (3.41)$$

$$X = nY + m \text{ - рівняння лінії перекидання транспортного засобу.} \quad (3.42)$$

Тут коефіцієнти n і m визначаються з параметрів транспортного засобу L_4 , L_5 і L_6 (рис 3.9), які для даного транспортного засобу знаходяться в таких межах:

$$5 \text{ м} \leq L_4 \leq 8 \text{ м}, 3,2 \text{ м} \leq L_5 \leq 4,4 \text{ м}, 2,2 \text{ м} \leq L_6 \leq 3,5 \text{ м}.$$

Розглянемо гранично допустимі варіанти роботи системи: нехай $L_4 = 5 \text{ м}$, $L_5 = 3,2 \text{ м}$, $L_6 = 2,2 \text{ м}$.

В цьому випадку транспортний засіб має мінімальні габарити. Знайдемо для цього випадку координати двох точок, через які проходить лінія перекидання транспортного засобу. Перша точка - це верхня точка контуру перекидання транспортного засобу, а друга точка – це верхня права точка бази машини, які показані на рис. 3.9. За допомогою цих координат визначимо параметри n , m рівняння (3. 42):

$$\begin{cases} X_A = 0; Y_A = 1,6 \\ X_A = 2,5; Y_A = 1,1. \end{cases} \quad (3. 43)$$

В результаті підстановки значень координат (3.43) в рівняння (3.42), будемо мати систему рівнянь для визначення значень параметрів n і m :

$$\begin{cases} 0 = n1,6 + m \\ 2,5 = n1,1 + m. \end{cases} \quad (3. 44)$$

В результаті розв'язування системи лінійних рівнянь (3.44) знаходимо невідомі коефіцієнти n і m :

$$\begin{cases} n = -5 \\ m = 8. \end{cases}$$

Для отриманих коефіцієнтів рівняння прямої лінії перекидання для гранично допустимого випадку матимемо вигляд

$$X = -5Y + 8. \quad (3.45)$$

В подальшому необхідно спільно розв'язати рівняння (3.41) та (3. 45) для того, щоб в'яснити, чи існують точки перетину цих рівнянь. При відомих мінімальних габаритах транспортного засобу і максимальному радіусі центру мас системи рівняння кола ті рівняння лінії перекидання мають спільні точки, ділянка між якими є небезпечною. Координати цих спільних точок приймають такі значення:

$$\begin{cases} X_1 = 1,29; & Y_1 = 1,34 \\ X_2 = -0,67; & Y_2 = 1,73. \end{cases} \quad (3.46)$$

Таким чином, центр мас системи між цими двома точками, що наведені в системі (3.46) виходять за лінію перекидання транспортного засобу. Якщо при заданих габаритах маніпулятора на транспортному засобі з вантажем рівняння центру мас системи та рівняння лінії перекидання транспортного засобу не мають спільних розв'язків, то це означає, що перекидання транспортного засобу неможливе. Такий випадок можливий при певній вазі вантажу, яка перевищує значення визначені з рівнянь стійкості. Відповідність між габаритами транспортного засобу і макмаксимальним значенням вантажу наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

L₄	6,3	5,0	4,0	3,0	2,0
G_B	6,0	6,5	7,2	7,7	8,4

Результати табл. 3.2 рекомендовано використовувати при підборі бази транспортного засобу або максимально допустимих навантажень при навантаженні при відомій базі. Наприклад, маніпулятор з вантажем на транспортному засобі шириною 2 м та довжиною 5,0 м буде стійким при транспортуванні вантажу на максимальному вильоті масою до 1000 кг.

Проведені дослідження дозволили оцінити статичну стійкість маніпуляторів з вантажем на транспортному засобі і надати рекомендації щодо максимально допустимих навантажень в залежності від габаритів транспортного засобу (табл. 3.2). Оскільки умови стійкості можуть змінюватися в залежності від величини навантаження, вильоту вантажу, положення транспортного засобу на місцевості (робота на похилих ділянках), то умови необхідної стійкості повинні бути дотримані при всіх положеннях транспортного засобу в навантаженому або ненавантаженому стані.

Крім сили тяжіння елементів маніпуляційної системи на транспортному засобі (вантаж, захвату з ротатором, стріли, рукояті, бази транспортного засобу) діють і інші навантаження, які також сприяють перекиданню

маніпуляційної системи. Серед таких чинників можна виділити різкі пориви вітру, випадкові зацепи сторонніх предметів тощо, які в наведеному дослідженні не враховувалися.

Стійкість маніпуляторних систем на транспортному засобі проти перекидання в значній мірі визначає їх працездатність і безпечну експлуатацію.

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз небезпек та нормативно-правова база експлуатації

Безпечна експлуатація мобільного крана-маніпулятора вимагає всебічного аналізу потенційних небезпек та впровадження конструктивних рішень, що відповідають гармонізованим міжнародним стандартам. Оскільки дослідження охоплює оптимізацію режиму руху, особлива увага приділяється динамічним ризикам.

Експлуатація кранів-маніпуляторів, що відносяться до вантажопідіймального обладнання, пов'язана з низкою критичних небезпек. Згідно з загальними вимогами безпеки, ці небезпеки поділяються на кілька категорій. Механічні небезпеки включають ризики, пов'язані з руйнуванням елементів конструкції, падінням вантажу внаслідок відмови, або зіткненням стріли з навколишніми об'єктами. Гідравлічні небезпеки охоплюють ризики розриву трубопроводів високого тиску, що може призвести до травм, або відмови керування через витік робочої рідини. Небезпеки стійкості, зокрема перекидання, є найбільш катастрофічними для мобільних платформ. Крім того, небезпеки, пов'язані з джерелами та передачею енергії, включають неправильну роботу органів керування, несанкціонований запуск або експлуатацію, а також вплив несприятливих природних факторів, таких як вітрове та снігове навантаження [43].

В умовах оптимізації режиму руху, де передбачається досягнення високих швидкостей та прискорень, зростає роль інерційних сил, які можуть істотно впливати на напруження в металоконструкціях та динамічну стійкість. Таким чином, аналіз небезпек повинен зосереджуватися не лише на статичних, а й на динамічних навантаженнях, які виникають при роботі маніпулятора [17].

Вимоги до проектування та виробництва підйомно-транспортних машин в Україні зазнали значного регуляторного зсуву. Раніше діяли Правила будови і

безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів (НПАОП 0.00-1.01-07), які включали вимоги до конструкції та виробництва, успадковані від застарілого радянського підходу. Однак цей документ було скасовано. Наразі обов'язкові вимоги щодо конструкції та введення техніки в обіг в Україні регулюються Технічним регламентом безпеки машин (ТРБМ), затвердженим ПКМУ № 62 від 30.01.2013 [44].

ТРБМ вимагає від виробника проведення оцінки ризиків з метою визначення вимог безпеки на етапі проектування. Це підкреслює, що безпека має бути інтегрована в інженерні рішення, а не лише забезпечуватися експлуатаційними процедурами. Для доказу відповідності вимогам ТРБМ застосовуються національні стандарти, ідентичні гармонізованим європейським нормам. Ключовим стандартом для кранів-маніпуляторів є ДСТУ EN 12999:2021 «Крани вантажопідіймальні. Крани-маніпулятори», який є ідентичним європейському стандарту EN 12999:2020 [45, 46].

Додаткові вимоги щодо пристроїв безпеки, які є ключовими для запобігання перекиданню та перевищенню максимального робочого моменту, містяться у ДСТУ EN 12077-2:2018 «Крани вантажопідіймальні. Вимоги безпеки та захисту здоров'я. Частина 2. Обмежувальні та індикаторні пристрої» [44]. Таким чином, успішне проектування маніпулятора Weimer WE-6300 повинно базуватися на імплементації положень ДСТУ EN 12999.

Європейський стандарт EN 12999 є основоположним для проектування, розрахунку, випробувань та огляду гідравлічно керованих кранів-маніпуляторів, встановлених на дорожніх транспортних засобах, включаючи такий носій, як IVECO Daily. Він визначає мінімальні вимоги для забезпечення відповідності Основним вимогам здоров'я та безпеки Директиви 2006/42/ЄС щодо машин [47].

Американські стандарти, зокрема OSHA 1926.1400, регулюють використання підйомного обладнання, включаючи шарнірно-зчленовані крани (knuckle-boom cranes), в будівельному секторі США. Хоча OSHA більше стосується експлуатаційних процедур, їхні вимоги до безпечної роботи

підйомного обладнання є важливим джерелом знань про мінімізацію ризиків при підйомі, опусканні та горизонтальному переміщенні підвішеного вантажу [48].

4.2. Вимоги до забезпечення стійкості та запобігання перекиданню

Забезпечення статичної та динамічної стійкості є центральною вимогою безпеки для мобільних кранів-маніпуляторів. Стійкість визначається здатністю машини протистояти перекидному моменту, спричиненому вантажем та інерційними силами, що діють поза опорним контуром.

Дослідження, проведені Національним інститутом стандартів і технологій (NIST), підтверджують, що стабільність колісних транспортних засобів є критичною. При роботі мобільних маніпуляторів, консольні навантаження, особливо підняті на висоту, можуть викликати нестабільність та перекидання машини під час руху або маневрування. Це є прямим підтвердженням того, що в рамках оптимізації режиму руху необхідно враховувати не лише гравітаційні, але й інерційні сили, що виникають при профілюванні швидкості [49, 50].

Для гарантування безпеки, особливо при реалізації оптимізованих швидкісних режимів, необхідне використання пристроїв, що запобігають перекиданню.

Згідно з EN 12999, для кранів-маніпуляторів з номінальною вантажопідйомністю ≥ 1000 кг або максимальним робочим моментом $\geq 40,000$ Нм обов'язковим є встановлення пристрою обмеження номінальної вантажопідйомності (Rated Capacity Limiter). Якщо кран оснащений різними комбінаціями противаг, вони повинні бути інтегровані в систему обмежувача [51].

Крім стандартного обмежувача, для підвищення безпеки при динамічних операціях критично важливою є можливість моніторингу фактичного запасу стійкості. Розроблено математичні інструменти, які дозволяють визначати навантаження, що передається на ґрунт аутригерами, та вводити кількісні

індекси, як міру запасу стійкості. Ці методи є основою для розробки надійного пристрою проти перекидання (anti-upset device) [17, 52].

З огляду на те, що оптимальний режим руху неминує генерує додаткові інерційні сили, не включені в традиційний статичний аналіз, алгоритми оптимізації повинні включати динамічний індекс стійкості як жорстке обмеження. Це гарантує, що обрана траєкторія, хоча і є найбільш ефективною (за часом чи енергією), залишається в межах безпечного контуру стійкості.

Таблиця 4.1. Зведення ключових технічних вимог безпеки (ДСТУ EN 12999)

Аспект безпеки	Вимога (ДСТУ EN 12999 / ТРБМ)	Технічне рішення для WE-6300
Захист від Перевантаження	Обов'язкова наявність обмежувача вантажного моменту (LMI) для кранів $\geq 40000\text{Нм}$ або номінальною вантажопідйомністю $\geq 1000\text{кг}$.	Впровадження системи LMI, що інтегрується з датчиками тиску в гідроциліндрах та блокує рух у небезпечній зоні.
Захист Гідроприводу (Актуатор)	Обов'язкова наявність <i>Port Relief Valve</i> для обмеження тиску на окремий гідроциліндр.	Встановлення портових запобіжних клапанів у гідророзподільнику для захисту від динамічних піків тиску (гідроударів).
Стійкість	Забезпечення стійкості при статичних та динамічних навантаженнях, моніторинг реакції на аутригерах.	Розрахунок опорного контуру та використання аутригерів з визначенням запасу стійкості за індексами.
Ергономіка Керування	Оптимальна оглядовість та доступність органів керування (5й/95й центиль антропометрії).	Проектування робочого місця відповідно до вимог щодо огляду вантажу, землі та навколишнього простору.

4.3. Безпека гідравлічної системи маніпулятора

Гідравлічна система є джерелом високого тиску і, відповідно, однією з головних зон ризику. Безпека гідроприводу повинна бути підтверджена адекватною захисною арматурою.

Захист від надмірного тиску та гідроударів

Критичним елементом безпеки є система запобіжних клапанів. Європейський стандарт EN 12999 детально розрізняє функції клапанів [53].

1. Pressure Relief Valve (Запобіжний клапан): Призначений для обмеження максимального робочого тиску, що подається до всієї гідравлічної системи крана.
2. Port Relief Valve (Портовий запобіжний клапан): Обмежує тиск, що подається лише до окремого гідравлічного виконавчого механізму (актуатора), такого як гідроциліндр підйому або висунення стріли.

Саме портові запобіжні клапани відіграють ключову роль у запобіганні гідроударам, які можуть виникати внаслідок інерційних сил, що створюються вантажем при агресивному, хоча й оптимізованому, русі. Якщо рух маніпулятора різко сповільнюється, інерція вантажу може створити короткочасний пік тиску, що перевищує номінальний робочий тиск системи. Портовий клапан автоматично скидає надлишковий тиск до бака, захищаючи циліндр та трубопроводи від руйнування [53]

Вимоги до компонентів високого тиску

Надійність гідравлічної системи безпосередньо залежить від міцності її компонентів. Невідповідність фітингів може призвести до небезпечних розривів шланга або трубки, особливо якщо високотискова система підключена до низькотискового компонента.

Компоненти, які використовуються в гідравлічних системах будівельної та сільськогосподарської техніки, як правило, повинні витримувати високі тиски. Наприклад, сталеві фітинги зазвичай розраховані на тиск до 18000 PSI (приблизно 124 МПа). При проектуванні гідроприводу необхідно забезпечити сумісність матеріалів фітингів з робочим середовищем та необхідну корозійну стійкість.

Необхідність мінімізувати час циклу, що є метою оптимізації (Розділ 3), призводить до збільшення швидкості потоку рідини та інтенсивності керування. Це, у свою чергу, підвищує вимоги до надійності компонентів. Вибір матеріалів, здатних витримати не лише статичний робочий тиск, але й динамічні навантаження, забезпечує безперервну безпечну роботу [54].

4.4. Ергономіка та безпека робочого місця оператора

Ергономіка робочого місця є критичною для запобігання помилкам оператора та професійним захворюванням.

Робоче місце оператора маніпулятора Weimer (зазвичай це пост управління з верхнім сидінням або дистанційне керування) має забезпечувати безперервний нагляд за робочою зоною. Місце оператора повинно бути розташоване таким чином, щоб забезпечувати оптимальний огляд вантажу, зони роботи та навколишнього обладнання, при цьому забезпечуючи легку роботу елементів керування.

Проектування органів керування має враховувати антропометричні параметри користувачів, зокрема, розміри тіла 5-го та 95-го перцентилів, щоб забезпечити доступність та зручність маніпулювання для більшості операторів [55].

Організації, такі як OSHA, вимагають впровадження рішень для усунення небезпек, що викликають м'язово-скелетні розлади (MSDs) [56]. Це включає мінімізацію повторюваних рухів, незручних робочих поз та впливу вібрації.

Оптимізація режиму руху безпосередньо сприяє ергономічній безпеці. Якщо траєкторія руху розрахована так, щоб мінімізувати розгойдування вантажу та забезпечити максимально плавні перехідні процеси, зменшується необхідність постійних швидких і точних коригувальних дій з боку оператора. Таким чином, оптимізація руху є не лише питанням ефективності, а й засобом покращення ергономічного середовища.

РОЗДІЛ 5.

ЕКОНОМІНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

5.1. Теоретичні основи та значення економічної ефективності

Технічна оптимізація режиму руху гідравлічного маніпулятора, детально досліджена у попередніх розділах, є фундаментальним кроком до підвищення ефективності роботи машини. Однак, у сфері комерційної експлуатації (логістика, лісозаготівля, будівництво), справжній успіх інженерного рішення вимірюється не лише покращенням динамічних характеристик, а й його економічною ефективністю. Мета проектування нової або модернізованої техніки полягає не просто у створенні кращої машини з точки зору кінематики чи динаміки, а у створенні більш вигідної машини, здатної генерувати вищий прибуток за менших операційних витрат. Таким чином, економічне обґрунтування слугує фінальною верифікацією технічної доцільності, перетворюючи інженерну інновацію на комерційну цінність.

Економічна ефективність інженерних проєктів визначається як співвідношення отриманих результатів (доходів, вигод, зростання продуктивності) до необхідних витрат (інвестицій та експлуатаційних витрат). У контексті модернізації виробничих засобів, таких як маніпулятори, використовуються такі ключові групи показників:

1. Капітальні витрати (КВ): Одноразові інвестиції, необхідні для придбання, виробництва або модернізації машини. У нашому випадку це вартість шасі, маніпулятора та додаткових оптимізаційних вузлів.
2. Експлуатаційні витрати (ЕВ): Річні поточні витрати, необхідні для підтримання роботи машини (паливо, обслуговування, заробітна плата).
3. Дохідна частина (вигода): Грошовий потік, що генерується машиною, або економія витрат. У нашому випадку це збільшення продуктивності (більше виконаних циклів за годину).

4. Термін окупності (Payback Period): Ключовий показник, що визначає період часу, необхідний для покриття додаткових капітальних вкладень за рахунок річного економічного ефекту.

Мінімізація показника питомих приведених витрат (тобто витрат на одиницю виробленої продукції) є універсальним критерієм економічності для порівняння різних технічних варіантів.

5.2. Аналіз та визначення основних економічних параметрів

Для порівняння базового варіанту (шасі IVECO Daily з гідроманіпулятором Weimer WE-6300) та оптимізованого варіанту (з впровадженою системою оптимального керування режимом руху) необхідно визначити ключові економічні параметри, ґрунтуючись на ринкових умовах України 2025 року.

Капітальні витрати (КВ) – це початкові, разові інвестиції, необхідні для введення машини в експлуатацію.

Таблиця 5.1. Капітальні витрати

Елемент КВ	Базовий варіант	Оптимізований варіант	Обґрунтування
Базова вартість шасі IVECO Daily	1 146 150 грн	1 146 150 грн	Вихідна вартість транспортного засобу.
Вартість гідроманіпулятора WE-6300	500 000 грн	500 000 грн	Вартість надбудови.
Додаткові інвестиції в оптимізацію	0 грн	50 000 грн	Встановлення нового керуючого контролера, датчиків тиску, гібридного гідророзподільника та виконавчих механізмів для реалізації оптимального керування (Розділ 3).

Елемент КВ	Базовий варіант	Оптимізований варіант	Обґрунтування
Сумарні КВ К _Σ	1 646 150 грн	1 696 150 грн	Додаткові КВ: +50 000 грн.

Експлуатаційні витрати (ЕВ) включають постійні та змінні витрати, які зазнає підприємство під час роботи машини. Оптимізація режиму руху безпосередньо впливає на дві ключові статті ЕВ: витрати на паливо/енергію та витрати на ремонт.

1. Витрати на паливо (дизель): В Україні середня роздрібна ціна на дизельне паливо на осінь 2025 року складає близько 58,45–59,00 грн/літр. Ми приймаємо ціну 59,00 грн/л. Оптимізація траєкторії руху маніпулятора згідно з критерієм мінімізації енергоспоживання (розділ 3) дозволяє знизити пікові навантаження на двигун та гідросистему, забезпечуючи економію палива до 10% [65].
2. Витрати на обслуговування та ремонт: Згладжування прискорень та зменшення динамічних навантажень (вібрацій, гідроударів) внаслідок оптимізації режиму руху призводить до зниження зносу гідроциліндрів, підшипників та металоконструкцій [66]. Це дає можливість знизити річні витрати на технічне обслуговування та ремонт приблизно на 10%.
3. Витрати на оплату праці: Середня заробітна плата оператора крана-маніпулятора в Україні на 2025 рік оцінюється в середньому у 35 000–45 000 грн/місяць. Приймаємо середню заробітну плату оператора з нарахуваннями (ЄСВ) на рівні 55 700 грн/міс (включно з податками та нарахуваннями).

5.3. Порівняльний аналіз економічної ефективності: Базовий vs. Оптимізований варіант

Головний економічний ефект від оптимізації режиму руху досягається за рахунок двох факторів: підвищення продуктивності (за рахунок мінімізації часу

циклу) та зниження експлуатаційних витрат (за рахунок економії палива та зменшення ремонтів).

Вихідні дані для розрахунку:

Річний фонд робочого часу: 2000 годин/рік.

Номінальний дохід від одного циклу роботи (умовна ціна/економія): 100 грн/цикл.

Продуктивність (База): 10 циклів/год.

Продуктивність (Оптимізація): 11.5 циклів/год (зростання на 15%).

Витрата палива (База): 8.0 л/год.

Витрата палива (Оптимізація): 7.2 л/год (економія 10%).

Результати розрахунків річних витрат та доходів зведені до Таблиці 5.1 для порівняльної оцінки.

Таблиця 5.1. Порівняльна таблиця техніко-економічних показників

Показник	Одиниця виміру	Базовий варіант В1	Оптимізований варіант В2	Зміна (Ефект)
1. Сумарні капітальні витрати (K_{Σ})	тис. грн	1646,15	1696,15	+50,00
2. Річна продуктивність (A)	циклів/рік	20 000	23 000	+3 000
3. Річний Дохід ($D = A \cdot 100$ грн)	тис. грн/рік	2 000,00	2 300,00	+300,00
4. Річні експлуатаційні витрати (C):	тис. грн/рік	1 583,59	1 483,84	-99,75
– Витрати на паливо	тис. грн/рік	944,00	852,48	-91,52
– Витрати на ремонт/обслуг.	тис. грн/рік	82,31	74,08	-8,23
– Витрати на працю (фікс.)	тис. грн/рік	557,28	557,28	0
5. Річний економічний ефект (Прибуток, Д-С)	тис. грн/рік	416,41	816,16	+399,75
6. Підвищення річного прибутку	%	—	196,0%	—
7. Термін окупності додаткових КВ	роки	—	0,125	—

Показник	Одиниця виміру	Базовий варіант В1	Оптимізований варіант В2	Зміна (Ефект)
(Ток)				

Примітка: Прибуток (п. 5) розрахований за спрощеною формулою без урахування амортизаційних відрахувань та податків.

Аналіз таблиці 5.1 підтверджує економічну ефективність впровадження системи оптимізації режиму руху, попри початкове зростання капітальних витрат:

1. Збільшення капітальних витрат (КВ): модернізація (встановлення більш точних датчиків та керуючого контролера) збільшила КВ на 50,00 тис. грн.
2. Суттєве зростання доходу: завдяки зростанню продуктивності на 15% (3000 додаткових циклів на рік), річний дохід зріс на 300,00 тис. грн.
3. Економія експлуатаційних витрат: зменшення споживання палива та зниження зносу дозволило скоротити річні експлуатаційні витрати на 99,75 тис. грн.
4. Загальний економічний ефект: загальне зростання прибутковості становить 399,75 тис. грн/рік.

Оптимізація режиму руху дає можливість підвищити річний прибуток (приблизно) на 96% (з 416,41 тис. грн до 816,16 тис. грн) та забезпечує окупність додаткових капітальних витрат (50 тис. грн) за 0,125 року, що становить приблизно 1,5 місяця. Такий короткий термін окупності підтверджує високу економічну доцільність впровадження технічного рішення.

Результати техніко-економічного аналізу підтверджують, що впровадження системи оптимізації режиму руху гідроманіпулятора Weimer WE-6300 є не лише технічно доцільним (забезпечення динамічної стійкості, покращення точності), але й високоефективним з економічного погляду.

Скорочення часу робочого циклу та зменшення експлуатаційних витрат завдяки згладжуванню динаміки забезпечує експоненційне зростання річного

прибутку та надзвичайно швидко окупність інвестицій. Цей висновок є визначальним для комерційного успіху проєкту, оскільки він задовольняє найважливіші критерії інженерної інновації: мінімізація витрат, максимізація продуктивності та гарантування безпеки.

ВИСНОВКИ

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена вирішенню актуальної задачі – оптимізації режиму руху маніпулятора на транспортному засобі з метою підвищення його експлуатаційної надійності, продуктивності та економічної ефективності.

В магістерській роботі проведено огляд і класифікацію мобільних маніпуляційних комплексів та сучасних методів їхнього моделювання, що стало підґрунтям для роботи. На основі аналізу розроблено динамічну модель ММК та виконано необхідні розрахунки конструктивно-технологічних параметрів, зокрема, підібрано та обґрунтовано параметри гідроциліндра та гідроприводу механізму підйому стріли.

Визначено оптимальний режим повороту маніпулятора на транспортному засобі. Розроблений режим руху дозволяє мінімізувати час робочого циклу маніпулятора при збереженні допустимих динамічних навантажень. Крім того, проведено комплексне дослідження стійкості ММК, що включало визначення координат центру мас та параметрів стійкості з вантажем, підтвердивши безпеку експлуатації при оптимізованих режимах.

У роботі сформульовано конкретні вимоги до забезпечення стійкості та запобігання перекиданню маніпулятора, а також детально розглянуто безпеку гідравлічної системи і ергономіку робочого місця оператора. Це гарантує, що впровадження оптимізованого режиму несе підвищену економічну вигоду без компромісу з безпекою.

Виконано розрахунок економічної ефективності, який показав, що оптимізація режиму руху є економічно доцільною. Порівняльний аналіз підтвердив, що за рахунок зменшення динамічних навантажень і скорочення часу циклу вдається знизити експлуатаційні витрати (зношення, енергоспоживання) та суттєво підвищити річну продуктивність транспортного засобу з маніпулятором. Таким чином, технічні інновації повністю обґрунтовані фінансовим результатом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Dhaouadi, R., & Hatab, A. A. (2013). Dynamic Modelling of Differential-Drive Mobile Robots using Lagrange and Newton-Euler Methodologies: A Unified Framework. *Advances in Robotics & Automation*, 2(2), 107. <https://doi.org/10.4172/2168-9695.1000107>
2. Luo, B., Sun, Y., & Yu, M. (2017). Trajectory Planning and Control of Mobile Manipulator. In *Proceedings of the 2017 7th International Conference on Social Network, Communication and Education (SNCE 2017)* (pp. 614–617). Atlantis Press. <https://doi.org/10.2991/sncc-17.2017.125>
3. Ghodsian, N., Benfriha, K., Olabi, A., Gopinath, V., & Arnou, A. (2023). Mobile Manipulators in Industry 4.0: A Review of Developments for Industrial Applications. *Sensors*, 23(19), 8026. <https://doi.org/10.3390/s23198026>
4. Future Market Insights. (2025). Truck Loader Crane Market Size and Share Forecast Outlook 2025 to 2035. Retrieved from <https://www.futuremarketinsights.com/reports/truck-loader-crane-market>
5. Bayle, B., Fourquet, J. Y., Lamiroux, F., & Renaud, M. (2002). Kinematic Control of Wheeled Mobile Manipulators. In *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2002)* (Vol. 2, pp. 1572–1577). IEEE. DOI:10.1109/IRDS.2002.1043979
6. Krzemiński, Z., & Szklarski, J. (2018). General Construction and Classification of Manipulators for Underwater Vehicles. Retrieved from https://www.researchgate.net/publication/328336997_General_Construction_and_Classification_of_Manipulators_for_Underwater_Vehicles
7. Abo-Shanab, R. F., & Sepehri, N. (2001). On dynamic stability of manipulators mounted on mobile platforms. *Robotica*, 19(4), 439–449. <https://doi.org/10.1017/S0263574701003356>
8. Vannoy, J., & Xiao, J. (2008). Real-Time Adaptive Motion Planning (RAMP) of Mobile Manipulators in Dynamic Environments With Unforeseen Changes. *IEEE*

- Transactions on Robotics, 24(5), 1199–1212.
<https://doi.org/10.1109/TRO.2008.2003277>
9. HMF Group A/S. (2014). New rules for truck-mounted cranes (loader cranes). HMF Group A/S. Retrieved from https://americancraneschool.com/wp-content/uploads/2025/05/Denmark_Crane_Regulations_New-Rules-For-Truck-Mounted-Cranes-Loader-Cranes.pdf
 10. Abe, S., Ochi, N., & Osumi, N. (2014). Minimum energy trajectory planning method for robot manipulators. In International Conference on Intelligent Systems and Knowledge Engineering (ISKE). Retrieved from <https://www.semanticscholar.org/paper/Minimum-energy-trajectory-planning-method-for-robot-Abe/dcd492e17433731088e381c50e5d8b3c3df0abb4>
 11. Liu, Q., Han, Q., Xu, D., & Zhang, W. (2021). Optimal Trajectory Planning of the Variable-Stiffness Flexible Manipulator Based on CADE Algorithm for Vibration Reduction Control. *Sensors*, 21(19), 6523. <https://doi.org/10.3390/s21196523>
 12. Aguilera Marinovic, S. F. (2023). Creating mobile manipulation capabilities: On dynamic modeling and control of Euler-Lagrange passive nonholonomic systems [Doctor of Philosophy in the School of Electrical and Computer Engineering, Georgia Institute of Technology]. Georgia Tech Repository. <https://repository.gatech.edu/server/api/core/bitstreams/9e80b02c-a3e7-424b-8a9f-6b8ddbd368ab/content>
 13. Queiroz, A. G., & Freire, A. V. (2025). Minimum Energy Trajectory Planning for Robot Manipulator. Retrieved from <https://grcmlesydpdcd.objectstorage.sa-saopaulo-1.oci.customer-oci.com/p/OQwcvnO-c63O08Gc2Kv4OTbJttj5ik60dguiDIyyQ0wuo5SWn-jHOLW9wNbylNqI/n/grcmlesydpdcd/b/dtysppobjmntbkip01/o/media/doity/submissoes/68bdd46c-8418-4220-b415-00ad0ae60928-andersonqueiroz-siintec-2025pdf.pdf>
 14. Dhaouadi, R., & Hatab, A. A. (2013). Dynamic Modelling of Differential-Drive Mobile Robots using Lagrange and Newton-Euler Methodologies: A Unified

- Framework. *Advances in Robotics and Automation*, 2(2), 1–7. doi: 10.4172/2168-9695.1000107
15. Varela Aldás, J. (2022). Optimal position control of a mobile manipulator for minimum energy. 2022 IEEE Sixth Ecuador Technical Chapters Meeting (ETCM). DOI:10.1109/ETCM56276.2022.9935753
 16. Abe, A. (2013). Minimum energy trajectory planning method for robot manipulator mounted on flexible base. 2013 9th Asian Control Conference (ASCC), 1-7. DOI:[10.1109/ASCC.2013.6606088](https://doi.org/10.1109/ASCC.2013.6606088)
 17. Vale, A. Q. do and Lepikson, H. A. (2025). Trajectory Planning for Manipulators on Mobile Bases and in Dynamic Environments, Using Adaptive Models. XI International Symposium on Innovation and Technology (SIINTEC)
 18. Mustary, S., Kashem, M. A., Sony, J. M., Hossain, N., & Chowdhury, M. A. (2025). Advancing stability in robot manipulators: A review of recent progress and parameters. *Engineering Reports*, 7(7). DOI: 10.1002/eng2.70207
 19. Cheng, Q., Xu, W., Liu, Z., Hao, X., & Wang, Y. (2021). Optimal Trajectory Planning of the Variable-Stiffness Flexible Manipulator Based on CADE Algorithm for Vibration Reduction Control. *Frontiers in Bioengineering and Biotechnology*, 9:766495. DOI:10.3389/fbioe.2021.766495
 20. Pajak, G. (2021). Trajectory planning for mobile manipulators with vibration reduction. *Journal of Vibroengineering*, 23(4), 877–890. DOI:10.21595/jve.2021.21713
 21. Amr, M., Bahgat, A., Rashad, H., Ibrahim, A., & Youssef, A. (2025). Optimizing Navigation in Mobile Robots: Modified Particle Swarm Optimization and Genetic Algorithms for Effective Path Planning. *Algorithms*, 18(11), 719. <https://doi.org/10.3390/a18110719>
 22. Han, Y., Zeng, F., Fu, L., & Zheng, F. (2025). GA-PSO Algorithm for Microseismic Source Location. *Applied Sciences*, 15(4), 1841. <https://doi.org/10.3390/app15041841>
 23. Dowling, N. E. (2018). *Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue* (4th ed.). Pearson.

24. Gao, L., et al. (2025). Dynamic Modeling and Numerical Calculation of a Hydraulic Actuated Flexible Knuckle Boom Crane. *IFAC PapersOnLine*, 59(1).
25. Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2012). *Mechanics of Materials* (8th ed.). Cengage Learning.
26. Helderman, K. (2023). *Hydraulic Systems for Mobile Equipment*. Goodheart-Willcox.
27. Li, Z., et al. (2022). Dynamic Modeling and Load Analysis of Harvester Boom Driven by Hydraulic Cylinder. *Machines*, 10(15).
28. Romanello, P., et al. (2020). Stability analysis of mobile cranes and of loading procedures. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 186.
29. Shigley, J. E., & Nisbett, J. K. (2020). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (11th ed.). McGraw-Hill Education.
30. Державна служба України з питань праці. (2018). Крани вантажопідіймальні. Загальні положення щодо конструкції. Частина 3-1. Граничні стани та доведення придатності сталевих конструкцій (ДСТУ EN 13001-3-1:2018).
31. Григоров, О. В. (2003). Гідравлічний привід підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. посібник. НТУ "ХПІ".
32. Рябець, В. О. (2021). Проектування підйомно-транспортних машин: Навчальний посібник. НТУ.
33. Ali, A. M., Sha'aban, Y. A., Salawudeen, A. T., Haruna, Z., Muhammad, B., Mu'azu, M. B., & Alharthi, A. (2025). Optimized Model Predictive Control for improving dynamic stability and steering accuracy in multi-axle cranes. *PloS One*, 20(7), e0324720. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0324720>
34. Gelfand, I. M., & Fomin, S. V. (2000). *Calculus of variations*. Dover Publications.
35. Haber, M. J., et al. (2022). Hyers–Ulam Stability of Euler’s Equation and Euler–Poisson Equation in the Calculus of Variations. *Symmetry*, 14(15).
36. Loveikin, V., Romasevich, Y., Kadykalo, I., & Liashko, A. (2019). Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral

- criterion. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 49, 285–296.
<https://doi.org/10.7546/JTAM.49.19.03.07>
37. Loveikin, V., Romasevich, Y., & Spodoba, O. (2019). Mathematical model of the dynamics varying the radius jib system loader crane with a load at adjustment movement. *Journal of Mechanical Engineering*, 22(3).
38. Loveikin, V. S., Romasevich, Yu. O., Spodoba, O. O., Loveikin, A. V., & Shvorov, S. A. (2020). Comprehensive optimization of mode of departure of boom system of loader crane. *Machinery & Energetics*, (2), 5–13.
<https://doi.org/10.31548/machenergy2020.02.005>
39. Pesch, H. J. (2017). *Optimal Control and Dynamics of Road Vehicles: Dynamics and Optimal Control of Road Vehicles*. Springer.
40. Romanello, P., et al. (2020). Stability analysis of mobile cranes and of loading procedures. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 186.
41. Shi, Z., et al. (2007). An application of swarm optimization to nonlinear programming. *International Journal of Automation and Computing*, 4(4).
42. Sanz, Pedro. (2009). *Robotics: Modeling, Planning, and Control* (Siciliano, B. et al; 2009) [On the Shelf]. *Robotics & Automation Magazine, IEEE*. 16. 101-101.
10.1109/MRA.2009.934833.
43. Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. (2007). Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів (НПАОП 0.00-1.01-07). Наказ від 18.06.2007 № 132. Отримано з <https://universalkranservis.com/images/doc/132.pdf>
44. Реєстрація робочих параметрів [Електронний ресурс]. Київський Завод Підйомно-Транспортного Обладнання. URL: <https://kzpto.com.ua/uk/reyestratsiya-robochykh-parametriv/> (дата звернення: 01.11.2025)
45. Технічний комітет України (ТК 16) «Крани, підйомні пристрої і відповідне обладнання». (2021). Крани вантажопідіймальні. Вимоги щодо безпеки. Конструкція. Вимоги до устаткування (ДСТУ EN 13135:2019).

- Отримано з https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=96890
46. Wang, Z., Gao, L., Kan, Z., & Kleeberger, M. (2025). Dynamic Modeling and Numerical Calculation of a Hydraulic Actuated Flexible Knuckle Boom Crane. *IFAC-PapersOnLine*, 59(1), 1–6. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2025.03.002>
47. CEN (European Committee for Standardization). (2020). Cranes – Loader cranes (EN 12999:2020). Отримано з <https://knowledge.bsigroup.com/products/cranes-loader-cranes-2>
48. Occupational Safety and Health Administration. (2010). Cranes and derricks in construction: Scope (29 CFR § 1926.1400). U.S. Department of Labor. Отримано з <https://www.osha.gov/laws-regs/regulations/standardnumber/1926/1926.1400>
49. Bostelman, R., & Hong, T. (2017). Mobile Manipulator Stability Measurements (NIST Technical Note 1955). National Institute of Standards and Technology. <https://doi.org/10.6028/NIST.TN.1955>
50. Shen, R., Zhang, X., & Zhou, C. (2017). Dynamic Simulation of the Harvester Boom Cylinder. *Machines*, 5(2), 13. <https://doi.org/10.3390/machines5020013>
51. Penny Engineering. (б.д.). Regulations Explained: Understanding the Changes to BS EN12999. Отримано з <https://pennyengineering.com/news/en12999-changes/>
52. Romanello, G. (2018). Stability analysis of mobile cranes and determination of outriggers loading. *Journal of Engineering, Design and Technology*. <https://doi.org/10.1108/JEDT-05-2018-0084>
53. CEN (European Committee for Standardization). (2020). Cranes – Loader cranes (EN 12999:2020). Отримано з <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/65551/ec5cc59a7b7b4f1395920502c65038f1/SIST-EN-12999-2020.pdf>
54. Brennan Industries. (б.д.). 4 Considerations for Safe Hydraulic System Maintenance. Отримано з <https://brennaninc.com/consideration-for-safe-hydraulic-system-maintenance/>

55. U.S. Department of Energy. (2001). DOE-HDBK-1140-2001: Human factors engineering handbook (Part 3, Section 3.0). U.S. Department of Energy. <https://www.standards.doe.gov/standards-documents/1100/1140-bhdbk-2001-pt3/@@images/file>
56. Occupational Safety and Health Administration. (б.д.). Ergonomics. Отримано з <https://www.osha.gov/ergonomics>
57. Abo-Shanab, R. F., & Sepehri, N. (2002). Dynamic Stability of Mobile Manipulators Considering Suspension Characteristics. ResearchGate.
58. Державна служба України з питань праці. (2018). ДСТУ EN 12077-2:2018. Крани вантажопідіймальні. Вимоги безпеки та захисту здоров'я. Частина 2. Обмежувальні та індикаторні пристрої.
59. Державна служба України з питань праці. (2021). ДСТУ EN 12999:2021. Крани вантажопідіймальні. Крани-маніпулятори (EN 12999:2020, IDT).
60. Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. (2007). Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів (НПАОП 0.00-1.01-07).
61. European Committee for Standardization (CEN). (2025). EN 12999:2020+A1:2025. Cranes - Loader cranes: Minimum requirements for design, calculation, examinations and tests of hydraulic powered loader cranes.
62. Кабінет Міністрів України. (2013). Технічний регламент безпеки машин (Постанова КМУ № 62 від 30.01.2013).
63. National Institute of Standards and Technology (NIST). (2017). Stability Analysis of Mobile Manipulators with Onboard Loading (NIST Technical Note 1955).
64. U.S. Department of Energy. (2001). Guide to Good Practices for Operations and Maintenance of Hoisting, Rigging, and Transportation Equipment (DOE-HDBK-1140-2001).
65. Varela Aldás, José. (2022). Optimal position control of a mobile manipulator for minimum energy. 1-6. 10.1109/ETCM56276.2022.9935753.

66. G. Pajak, "Trajectory planning for mobile manipulators with vibration reduction," *Journal of Vibroengineering*, Vol. 23, No. 4, pp. 877–890, Mar. 2021, <https://doi.org/10.21595/jve.2021.21713>
67. Work.ua. (2025). Оператор крану: середня зарплата в Україні.
68. <https://www.google.com/search?q=Minfin.com.ua>. (2025). Середня ціна на Дизельне паливо по Україні.
69. Ecoteh. (2025). Яка ціна світла для підприємства з травня 2025 року.
70. A. P. (2024). Optimal position control of a mobile manipulator for minimum energy. *Journal of Advanced Robotics*.
71. H. D. (2023). Economic Performance Analysis System for Engineering Project Management. *Buildings*, 15(1).
72. ElSahly, O. M., Ahmed, S., & Abdelfatah, A. (2023). Systematic Review of the Time-Cost Optimization Models in Construction Management. *Sustainability*, 15(6), 5578. <https://doi.org/10.3390/su15065578>
73. Ловейкін, В. С., Ромасевич, Ю. О., Човнюк, Ю. В., & Кадикало, І. О. (2019). Динаміка й оптимізація підйомно-транспортних машин. ФОП Ямчинський О.В.
74. Ловейкін, В. С., Човнюк, Ю. В., Діктерук, М. Г., & Пастушенко, С. І. (2004). Доделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. РВВ МДАУ.
75. Ловейкін, В. С., & Ромасевич, Ю. О. (2013). Динаміка машин. ЦП „КОМПРИНТ”.
76. Ловейкін, В. С., Ромасевич, Ю. О., & Матухно, Н. В. (2016). Динамічний розрахунок машин і механізмів, які використовуються у сільському та лісовому господарстві: Методичні вказівки. [Видавництво не вказано].
77. Ловейкін, В. С., Ромасевич, Ю. О., & Кадикало, І. О. (2021). Оптимізація режиму повороту стрілового крана. ФОП Ямчинського О.В.
78. Григоров, О. В., & Ловейкін, В. С. (1997). Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин: Навч. посібник. ІЗМН.

79. Григоров, О. В., & Петренко, Н. О. (2005). Вантажопідйомні машини: Навч. Посібник. НТУ «ХП».