

Міністерство освіти і науки України
Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»
РОЗРОБКА МОБІЛЬНОЇ ВАНТАЖНОЇ ПЛАТФОРМИ

спеціальність 131 Прикладна механіка
(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»
(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої
освіти
групи ІМмз-21
ЛОВІН Микола Анатолійович

(підпис)

Керівник: к.т.н., доцент
Валецький Богдан Петрович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 2025р.

к.т.н., доцент
Гарант освітньої програми:
Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2025 року

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: магістр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПМ та М

_____ Р.РЕДЬКО

«_____» _____ 2025р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Ловіну Миколі Анатолійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема кваліфікаційної роботи: *Розробка мобільної вантажної платформи,*

Керівник роботи: *Валецький Богдан Петрович, доцент, к.т.н.,* затверджені наказом вищого навчального закладу від «14» червня 2025 р. № 391/01-07.

1. Строк подання студентом роботи 01.12.2025 р

3. Вихідні дані до роботи: літературні джерела, патенти

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

Вступ. 1 Технічна частина, 2 Технологічна частина.

3 Дослідно –конструкторська частина.

Висновки та пропозиції

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

Загальний вигляд колісного вузла – лист ф.А1

Загальний вигляд остова мобільної платформи 1 лист ф.А1

Геометрія мобільної платформи – лист ф.А1

Графіки досліджень швидкості руху мобільної платформи – лист ф.А1

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

03.09.2025 р _____*КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН*

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів кваліфікаційної роботи магістра	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми, огляд літератури із досліджуваної проблеми</i>	<i>15.09.25</i>	
2.	<i>Технічна частина</i>	<i>01.10.25</i>	
3.	<i>Технологічна частина</i>	<i>15.10.25</i>	
4.	<i>Дослідно – конструкторська частина</i>	<i>25.10.25</i>	
5.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>20.11.25</i>	
6.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>25.11.25</i>	
7.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи магістра до захисту</i>	<i>01.12.25</i>	
8.	<i>Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра</i>	<i>01.12.25</i>	

Студент _____
(підпис)*Ловін М.А.*
(прізвище та ініціали)Керівник роботи _____
(підпис)*Валецький Б.П.*
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Ловін М.А.: Розробка мобільної вантажної платформи. – Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2025.

Кваліфікаційна робота магістра складається із вступу, 3 розділів, висновків і пропозицій, списку використаних джерел.

У межах даної роботи запропоновано конфігурацію шасі мобільної вантажної платформи, яка забезпечує повну маневровість руху. Виходячи з особливостей конструкції колеса та конфігурації шасі, були сформульовані кінематичні та динамічні рівняння руху мобільної платформи. Наведено результати математичного моделювання руху з урахуванням її динамічних характеристик та властивостей електропривода, представлених його динамічною моделлю.

Спроектовано колісний вузол як основний елемент, що забезпечує рух платформи. На основі розрахунків міцності визначено конструкцію рами та розроблено несучу частину мобільної платформи.

Ключові слова: робота, мобільна платформа, система локального позиціонування, ультразвук, кінематика, динаміка.

ANNOTATION

Lovin M.A.: Development of a mobile cargo platform. – Manuscript.

Qualification work of the master's degree in Applied Mechanics, speciality 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2025.

The master's qualification work consists of an introduction, 3 chapters, conclusions and suggestions, a list of references.

Within the framework of this work, a chassis configuration of a mobile cargo platform is proposed, which ensures full maneuverability of movement. Based on the features of the wheel design and chassis configuration, kinematic and dynamic equations of motion of a mobile platform were formulated. The results of mathematical modeling of motion are presented, taking into account its dynamic characteristics and properties of the electric drive, represented by its dynamic model.

A wheel assembly is designed as the main element that ensures the movement of the platform. Based on strength calculations, the frame design is determined and the supporting part of the mobile platform is developed.

Keywords: robot, mobile platform, local positioning system, ultrasound, kinematics, dynamics.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	2
АНОТАЦІЯ	4
ЗМІСТ	6
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. ТЕХНІЧНА ЧАСТИНА	10
1.1 Аналіз вихідних даних та поставленої проблематики	10
1.2 Аналіз конструктивних рішень	16
1.3 Система локального позиціонування.....	18
1.4 Постановка задачі кваліфікаційної роботи магістра	21
РОЗДІЛ 2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	22
2.1 Структура РТС	22
2.2 Конструкція мобільної вантажної платформи	23
2.2.1 Розробка колісного вузла мобільної платформи	24
2.2.2 Проектування рами.....	40
2.3 Система локального позиціонування (СЛП).....	43
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДНО – КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	46
3.1 Кінематика мобільної платформи	46
3.2 Динаміка мобільної платформи.....	53
3.3 Математична модель стабілізації швидкості руху	60
3.4 Математична модель стабілізації становища.....	64
ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ.....	66
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	67
ДОДАТКИ.....	70

ВСТУП

Актуальність теми. Сьогодні автоматизація процесів транспортування вантажів на промислових підприємствах набуває дедалі більшого масштабу. Відбувається поступове витіснення ручної праці, яку замінюють роботизовані комплекси, що забезпечують перевезення та доставку вантажів у складських приміщеннях, виробничих цехах тощо. Такі операції виконують мобільні вантажні роботи – пересувні платформи на колісній базі. Їх часто називають «складськими роботами», адже вони транспортують корисний вантаж, рухаючись за визначеними траєкторіями між початковим і кінцевим пунктами.

Ключову роль у цьому процесі відіграють системи позиціонування, які визначають функціональні можливості вантажних роботів. Високоточні системи позиціонування дають змогу застосовувати мобільні платформи безпосередньо у виробничому процесі, коли між технологічними операціями необхідно переміщати заготовки, особливо масивні. Цей напрям мобільної робототехніки наразі розвинений слабше, ніж сегмент складських роботів, адже створення точних систем позиціонування є складним завданням. Водночас мобільні вантажні платформи мають значний потенціал розвитку, оскільки їх використання забезпечує гнучкість виробничих процесів.

Прикладом такого підходу є програма Industrie 4.0 німецької компанії KUKA, де мобільні роботи інтегруються як структурні елементи виробничого процесу. Також можливе поєднання мобільної платформи з промисловим маніпулятором для обробки великогабаритних виробів.

Метою даного проєкту є розробка мобільної вантажної платформи з власною системою позиціонування. Передбачені сфери застосування охоплюють як складські операції, так і участь у технологічному процесі.

Система позиціонування базується на альтернативному методі, що відрізняється від існуючих аналогів. Конструкція мобільного робота забезпечує повну свободу руху на площині, відкриваючи широкі можливості для програмування траєкторій.

Актуальність роботи зумовлена:

- потребою у підвищенні ефективності внутрішньозаводської логістики;
- необхідністю інтеграції мобільних роботів у концепцію «розумного виробництва» та програму Industrie 4.0;
- перспективами використання мобільних платформ у поєднанні з промисловими маніпуляторами для обробки великогабаритних виробів;
- стратегічним значенням розвитку гнучких виробничих систем для конкурентоспроможності підприємств.

Мета і завдання дослідження: Розробка мобільної вантажної платформи з власною системою позиціонування, здатної ефективно виконувати функції транспортування вантажів у складських приміщеннях та брати участь у технологічних процесах виробництва, забезпечуючи гнучкість і автономність руху.

Для досягнення цієї мети необхідно виконати такі завдання:

- Проаналізувати сучасні підходи та технології автоматизації внутрішньозаводської логістики.
- Дослідити існуючі системи позиціонування мобільних роботів та визначити їхні переваги й обмеження.
- Розробити концепцію альтернативної системи позиціонування для мобільної платформи.
- Створити конструкцію мобільного робота, що забезпечує повну мобільність руху на площині.
- Визначити можливості інтеграції мобільної платформи у складські процеси та виробничі лінії.

Об'єкт дослідження: Мобільна вантажна роботизована платформа з власною системою позиціонування, призначена для транспортування вантажів у складських приміщеннях та інтеграції у технологічні процеси виробництва.

Предмет дослідження: Методи та технічні засоби позиціонування мобільних вантажних роботизованих платформ, а також принципи їх

інтеграції у складські та виробничі процеси для забезпечення автономного транспортування вантажів і гнучкості технологічних операцій.

Методи дослідження:

Аналіз та узагальнення літературних джерел – для вивчення сучасного стану розвитку мобільних роботизованих систем та систем позиціонування.

Порівняльний аналіз – для визначення переваг та недоліків існуючих технічних рішень у сфері автоматизації транспортування вантажів.

Моделювання та математичний опис руху мобільної платформи – для розробки алгоритмів позиціонування та траєкторного керування.

Проектуванню та конструкторські методи – для створення конструкції мобільної вантажної платформи з урахуванням вимог до мобільності та вантажопідйомності.

Особистий внесок магістранта: Основні результати і висновки, що становлять суть магістерської роботи, належать автору. Визначено мету і завдання досліджень, розроблено шасі та основу мобільної платформи автомату та модернізовано систему локального позиціонування, підвищивши її універсальність.

Результати дослідження були представлені на V студентській науково-технічній конференції факультету транспорту та механічної інженерії «Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії», 13 листопада 2025 р., м.Луцьк. Тема доповіді: «Використання мобільних вантажних платформ» [20].

РОЗДІЛ 1

ТЕХНІЧНА ЧАСТИНА

1.1 Аналіз вихідних даних та поставленої проблематики

РТС, що розробляється, складається з двох підсистем: мобільної вантажної платформи і системи локального позиціонування. Проаналізуємо ці підсистеми окремо.

Мобільна вантажна платформа. У промисловості подібні системи переважно представлені як складські роботизовані навантажувачі – складські роботи, мобільні платформи на колісній базі. Вони виконують роботу з переміщення вантажу територією складів, цехових приміщеннях тощо. вздовж наперед визначеного маршруту. Здібні виконують колаборативні функції (взаємодіють із людьми та іншими роботами).

Конструкція таких апаратів повинна витримувати високі статичні навантаження і мати ергономічність. Як правило конструкція є платформою, оснащеною ходовою частиною, яка забезпечує необхідну мобільність. Зробимо огляд деяких аналогічних систем.

Ronavi 01R. Це робот обслуговування складів. Здатний працювати на будь-якому складі. Для навігації використовує розмітку на підлозі та QR-коди, розміщені на стелажах. Його технічні характеристики наведено у таблиці 1.1. Зовнішній вигляд зображений на рис.1.1.

Таблиця 1.1 - Характеристики Ronavi 01R

Вантажопідйомність, кг	1500
Швидкість, м/с	до 1,4
Габарити (Д×Ш×В), мм	1065×665×310
Габарити столика, мм	1250×850
Вага, кг	180
Зарядна станція	входить до комплектації



Рисунок 1.1 – Ronavi 01R

Однією з особливостей розробки є можливість створити мережу з 250 складських роботів. Спеціальне розроблене програмне забезпечення контролює та керує мережею складських роботів: регулює їх рух та віддає замовлення на доставку тому роботі, який знаходиться найближче до потрібного вантажу.

До недоліків відноситься те, що для позиціонування цього робота необхідна спеціальна розмітка на підлозі складу, що накладає обмеження можливості руху.

OTTO 100. Виробник – Clearpath Robotics, Канада. OTTO 100 (рис. 1.2) інтелектуальний і досить гнучкий апарат, здатний уникати перешкоди самостійно, планувати нові маршрути, коли це необхідно, переконуючись у тому, що він не загрожує людям, які йому зустрічаються на шляху. Здатний взаємодіяти з іншими апаратами, утворюючи мережу складських роботів.



Рисунок 1.2 - OTTO 100

Його технічні характеристики представлені у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Характеристики ОТТО 100

Габарити, мм	740×550×301
Маса, кг	127
Максимальне корисне навантаження, кг	100
Максимальна швидкість, м/с	2
Радіус розвороту, градуси	0
Точність позиціонування, мм	±25
Час автономної роботи, год	6
Комунікація	Wifi (802.11 a/b/g/n/ac, 2.4/5 ГГц), Ethernet, USB 3.0, RS232

Навігаційна система змішана, складається з 2D лідара, одометричних та інерційних сенсорів. Програмне забезпечення дозволяє задавати пункт доставки та заздалегідь визначати маршрут руху; робот в автоматичному режимі виконує команду та доставляє вантаж у потрібне місце.

Крім складських роботів, як говорилося вище, існують рішення, створені задля участь у технологічному процесі виробництва. Роботи виконують роль транспортного оснащення, наприклад, для промислових маніпуляторів або переміщують оброблений виріб за пунктами обробки – завдання автоматизації логістики. Також можуть нести на борту інструмент обробки, наприклад той самий маніпулятор.

Такі мобільні роботи також мають конструкцію у вигляді платформи, що забезпечує необхідну вантажопідйомність та мобільність. Система позиціонування в деяких випадках може бути відсутня, тоді управління відбувається тільки в ручному режимі оператором. Якщо передбачається автоматична робота, через особливості застосування на точність системи позиціонування накладається більш жорсткі вимоги, ніж до складських робіт. Основним виробником цього типу роботів є німецька компанія KUKA. Мобільна платформа KUKA KMP 1500

Це автоматично керований транспортний засіб для транспортування продукції на всіх етапах виробничого процесу (рис. 1.3).



Рисунок 1.3 – KUKA KMP 1500

Ця мобільна платформа здатна переміщати об'єкти масою до 1,5 т., причому точність переміщень до +/- 5 мм. До того ж приводна частина платформи оснащена роликонесучими колесами, завдяки яким можливе переміщення в усіх напрямках, тобто. платформа має високу мобільність. Технічні

Показники представлені у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Характеристики KMP 1500

Вантажопідйомність, кг	1500
Точність позиціонування, мм	+/- 5
Габарити Д×Ш×В (без урахування підйомного механізму), мм	2000×800×470
мін. / макс. маса, кг	711 / 935
Максимальна швидкість переміщення, м/с	рух вперед – 1 по діагоналі – 0,56
Діаметр коліс, мм	310
Місткість акумуляторної батареї, А×год	56
Мінімальний час автономної роботи, год	4
Час зарядки АКБ, год	1

KMP 1500 самостійно доставляє необхідні деталі або повертає оброблені деталі на склад. Навігаційна система «KUKA.NavigationSolution», що використовує алгоритми SLAM, дозволяє системі пересуватися у просторі

вільно без класичних елементів наведення на траєкторію та навігації. Це спрощує інтеграцію в умовах, що змінюються, підвищуючи тим самим економічність управління логістичними процесами.

Платформа може оснащуватися підйомним механізмом, максимальна висота підйому якого 200 мм.

KMR 1500 має функції безпеки: чотириразова аварійна зупинка, покажчик напрямку, світлодіодні індикатори та два лазерні сканери з датчиками безпеки та попередження для контролю в діапазоні 360 градусів.

Конфігурування та програмування можливе як за кабелем, так і за бездротовим інтерфейсом.

KUKA KMR QUANTEC. Ще один представник автономних мобільних платформ виробництва KUKA KMR QUANTEC – мобільна промислова робототехнічна система KUKA, призначена для будівництва суден, літаків чи вітрових установок (рисунок 1.4).

Система дозволяє без особливих зусиль обробляти дуже великі деталі.



Рисунок 1.4 – KMR QUANTEC

Це складна робототехнічна система, що поєднує в собі такі компоненти:

- мобільну платформу KUKA omniMove
- промисловий маніпулятор серії KR QUANTEC
- програмне забезпечення та система управління

Мобільна платформа, як і описана вище, може рухатися в усіх напрямках завдяки спеціальній конструкції коліс. Навігаційна система KUKA. Navigation Solution виконана на лазерних сканерах, використовується SLAM алгоритм для точного позиціонування.

Як видно з малюнка, мобільна платформа переміщає маніпулятор, який у свою чергу обробляє якийсь виріб. Взаємозв'язок маніпулятора та платформи, облік їхнього відносного переміщення здійснює вбудованим програмним забезпеченням та системою управління. Великий діапазон переміщень платформи із закріпленим на ній маніпулятором дає останньому можливість обробляти протяжні об'єкти, наприклад фюзеляжі літаків і т.д.

Мобільна платформа KUKA omni Move має стандартну вантажність 7000 кг. На ній встановлений робот KR QUANTEC 150 R3300 prime вантажопідйомністю 150 кг та радіусом дії 3300 мм. Це дозволяє використовувати KMR QUANTEC для маніпулювання особливо великими та важкими деталями. Незважаючи на велику вантажопідйомність, він досягає точності позиціонування +/- 5 мм – незалежно від уже пройденої відстані.

RIDGEBACK. Виробник – Clearpath Robotics, Канада. Це мобільна платформа для переміщення промислових роботів малого та середнього розмірів (рис. 1.5). Можливе використання перевезення корисних вантажів, тобто. як складський робота. Як і розглянуті вище розробки має колісне шасі, яке забезпечує всеспрямований рух завдяки роликонесучих колес.

Позиціонування здійснюється за системою LIDAR з використанням інерційної навігаційної системи.

Програмне забезпечення ґрунтується на фреймворку ROS (Robot Operating System).



Рисунок 1.5 – Платформа RIDGEBACK, оснащена маніпулятором Fanuc

Технічні характеристики наведено у таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 - Характеристики RIDGEBACK

Вантажопідйомність, кг	100
Габарити (Д×Ш×В), мм	960×793×296
Маса платформи, кг	135
Максимальна швидкість переміщення, м/с	рух уперед – 1,1
Місткість акумуляторної батареї, А×год	100
Мінімальний час автономної роботи, год	15
Потужність, Вт	800

1.2 Аналіз конструктивних рішень

Як бачимо, сучасні тенденції розвитку мобільних вантажних платформ спрямовані на збільшенні їх маневреності та створення гнучких по управлінню апаратів. Однією з особливостей сучасних рішень є використання роликонесучих коліс у конструкції платформи. Це забезпечує абсолютну мобільність руху, тобто, якщо розглядати рух на площині, то доступні для управління незалежно всі три можливі ступені рухливості. Такі системи називаються голономними, коли зв'язки накладають обмеження тільки координати, але з швидкості точок [8]. Враховуючи, що експлуатуватися мобільна платформа буде у приміщеннях, тобто. у просторі обмеженої площі та з різними перешкодами, де мало місця для маневру, висока мобільність робота стає необхідною умовою.

Всенаправлене колісне шасі зазвичай виконано на двох типах роликонесучих колесах. Наприклад, у роботі [8] розглядаються платформи на омні-і меканум-колесах. У перших осі роликів спрямовані вздовж площини колеса, друге під кутом 45°. Меканум-колеса через наявність кута між віссю ролика і площини колеса, мають більшу вантажопідйомність і забезпечують безперервний контакт з опорною поверхнею [9] на відміну від омні-колес. Тому для вантажних мобільних платформ доцільно використовувати шасі на меканум-колесах, що можна помітити при вивченні аналогів - у промисловості застосуємо саме такий тип роликонесучих коліс. Поворот навколо своєї осі, лінійний рух під будь-яким кутом визначається комбінацією меканум-колес, що обертаються навколо своєї осі, що входять у зачепленні з опорною

поверхнею. Детально геометрія та кінематика механум-колеса представлена в роботі [8].

Кількість і розташування механум-колес у шасі мобільних платформ по-різному. Мінімальна кількість коліс обумовлена тим, що необхідно забезпечити повну (абсолютну) рухливість, що дорівнює трьом [8]. У цьому має виконуватися умова – осі всіх роликів нічого не винні бути паралельні друг другу. З цих двох обмежень підбирається конфігурація шасі. Найчастіше використовується шасі як на рисунку 1.6.

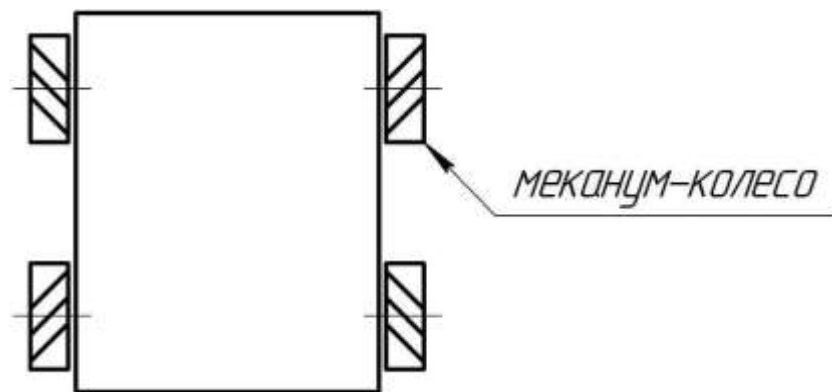


Рисунок 1.6 – Стандартна конфігурація всенаправленого шасі

Складається з чотирьох коліс, по парі на кожній стороні та площині всіх коліс паралельні. Штриховими лініями показані ролики на периферії колеса. Є чимало публікацій з розглядом кінематики та динаміки мобільних платформ з використанням саме такого шасі [3, 9 – 11].

Для забезпечення більшої вантажопідйомності роблять багатокісне шасі, і тоді питоме навантаження на колеса зменшується. Наприклад, у роботі [12] розглядається шестиколісний мобільний робот, де колеса розташовані по три з кожного боку робота.

Для мобільної платформи середньої вантажопідйомності, як у нашому випадку, використовуємо шасі з чотирьох коліс як на рис. 1.7.

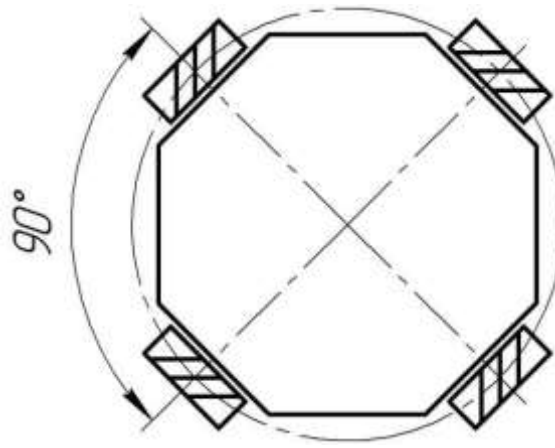


Рисунок 1.7 – Конфігурація шасі мобільної платформи

Колеса розташовані радіально з кроком 90° . Ця конфігурація відмінна від стандартної, яка зображена на малюнок 1.6, але при цьому також витримуються обмеження - кількість коліс більше або дорівнює трьом і осі всіх роликів не паралельні один одному. Зауважимо, що схема шасі виходить симетричною, що спрощує кінематичний розрахунок і робить зручною конструкцію платформи. Навантаження буде розподілятися рівномірно між усіма колесами. До того ж, розрахунок і проектування такої платформи має теоретичний інтерес, оскільки практично відсутні публікації, де розглядалася б така конфігурація шасі із застосуванням механумколес. Зазвичай така конфігурація використовується на базі омні-колес, але, як було сказано вище, вони мають меншу здатність навантаження і гірші параметри зачеплення з поверхнею в порівнянні з механум-колесами і тому не бажано їх використання для вирішення завдань вантажоперевезень.

1.3 Система локального позиціонування

Для вирішення завдання визначення координат мобільного робота в деякому обмеженому (локальному) просторі необхідно розробити систему позиціонування. Ця система повинна в реальному часі визначати положення мобільної платформи із заданою точністю та в заданому діапазоні дії. Особливість застосування РТС передбачає її використання у приміщеннях,

тобто. робочий діапазон обмежений розмірами приміщень та будівельними огорожами. Відповідно на систему позиціонування накладено вимогу – робота всередині закритих приміщень та дія у заданому радіусі.

Наступні вимоги – це точність позиціонування. РТС застосовується для переміщення та орієнтування об'єктів, отже, СЛП повинна мати задану точність визначення координат. Також від СЛП потрібна швидкодія, щоб забезпечувати роботу в реальному часі.

Існують різні методи локального позиціонування у часі. Проведемо короткий огляд наявних методів. Основні використовуються для позиціонування групи технологій - це [8]:

- радіочастотні технології,
- супутникові системи навігації (GPS, ГЛОНАСС),
- LIDAR технологія та SLAM алгоритми,
- технології локального позиціонування (інфрачервоні та ультразвукові).

Супутникову систему навігації не можна застосувати у цій РТС, оскільки одне з вимог СЛП – робота у приміщеннях. Оскільки супутникові системи працюють у дециметровому діапазоні радіохвиль, досить складно визначити положення всередині залізобетонної будівлі або за несприятливих погодних умов. Також висока похибка даного методу, що становить від 1 до 6 метрів, що є неприйнятним для малих та середніх робототехнічних систем [9].

Технологія LIDAR з алгоритмами навігації та картографування SLAM передбачає лазерне сканування навколишнього середовища, тобто. одержання хмари точок, віддалених на деяку відстань від сенсора. Таким чином виходить межа навколишніх предметів, окреслена контуром по цих точках. По зміщенню картинки кожної ітерації можна оцінювати власне переміщення і таким чином контролювати і планувати траєкторію руху, і навіть будувати карту місцевості. Цей спосіб позиціонування передбачає роботу з великою кількістю даних у реальному часі, навіщо потрібні великі обчислювальні потужності. Для сканування місцевості потрібні лідари, що сканують, з

розгорткою по периферії, таке обладнання складне і дороге. У роботі цей метод використовуватися нічого очікувати.

До радіочастотних методів належать позиціонування за допомогою Wi-Fi, Bluetooth LE. За підсумками цих технологій реалізовані методи виміру відстані за рівнем сигналу [9]. Обчислюються відстані від об'єкта до міток, чії координати визначені, а потім визначаються координати.

До радіочастотних методів відноситься технологія UWB, що дозволяє створювати систему позиціонування в реальному часі, що працює в приміщенні. UWB працює у широкій смузі частот 3^{-10} ГГц та маленькою потужністю. Точність визначення координат може досягати кількох сантиметрів. Практична реалізація є пристрій – передавач, закріплений на об'єкті, 3 і більше стаціонарних точок – приймачів сигналу. За відомими координатами точок - приймачів і часом отримання сигналу від передавача обчислюється розташування об'єкта [9].

Радіочастотні технології позиціонування мають недостатню точність і схильні до впливу перешкод від інших джерел радіочастотного сигналу, яких на промислових об'єктах може бути у великій кількості. Такі системи не дають необхідної точності та надійності.

Перейдемо до технології позиціонування за допомогою ультразвуку. У ній використовується фізичне явище поширення звукових коливань у пружному середовищі з кінцевою швидкістю. За часом поширення ультразвукової хвилі можна розрахувати пройдену нею відстань. Для визначення координат об'єкта необхідно розташувати на ньому джерело ультразвукового сигналу, розташувати приймачі сигналу - опорні точки заданим чином, розрахувати відстань по затримці поширення УЗ хвилі від випромінювача до приймачів (мінімум необхідно знати дві відстані до опорних точок, тобто приймачів) та з геометричних міркувань розрахувати координати об'єкта. Діапазон частот ультразвуку вищий за поріг чутності, тому від роботи системи не доставляється дискомфорт оточуючим.

В даний час ультразвук набув широкого поширення в техніці, у вимірювальних приладах, у засобах неруйнівного контролю, медицині та ін

[10]. Ультразвукові коливання часто використовуються у промисловості як основа для побудови та застосування технічних засобів отримання інформації. Ультразвукові далекоміри також набули поширення в промисловості. Застосування ультразвуку як фізична основа роботи системи позиціонування цілком виправдане. Точність позиціонування можна порівняти з точністю ультразвукових далекомірів і дорівнює порядку 1 см, що відповідає вимогам точності до нашої системи.

Виходячи з викладених вище міркувань як технологія позиціонування приймаємо технологію на основі поширення ультразвуку в пружному середовищі з кінцевою швидкістю.

1.4 Постановка задачі кваліфікаційної роботи магістра

Завданням кваліфікаційної роботи магістранта є розробка мобільної вантажної платформи з власною системою позиціонування, здатної ефективно виконувати функції транспортування вантажів у складських приміщеннях та брати участь у технологічних процесах виробництва, забезпечуючи гнучкість і автономність руху.

РОЗДІЛ 2

ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Структура РТС

Структура розробленої робототехнічної системи (РТС) наведена у вигляді блок-схеми на рисунку 2.1. Система складається з двох функціональних підсистем, виділених контуром:

- мобільна вантажна платформа,
- система локального позиціонування.

Підсистема локального позиціонування забезпечує формування сигналу зворотного зв'язку щодо просторового положення платформи, що дозволяє реалізувати корекцію її руху та підвищити точність керування.

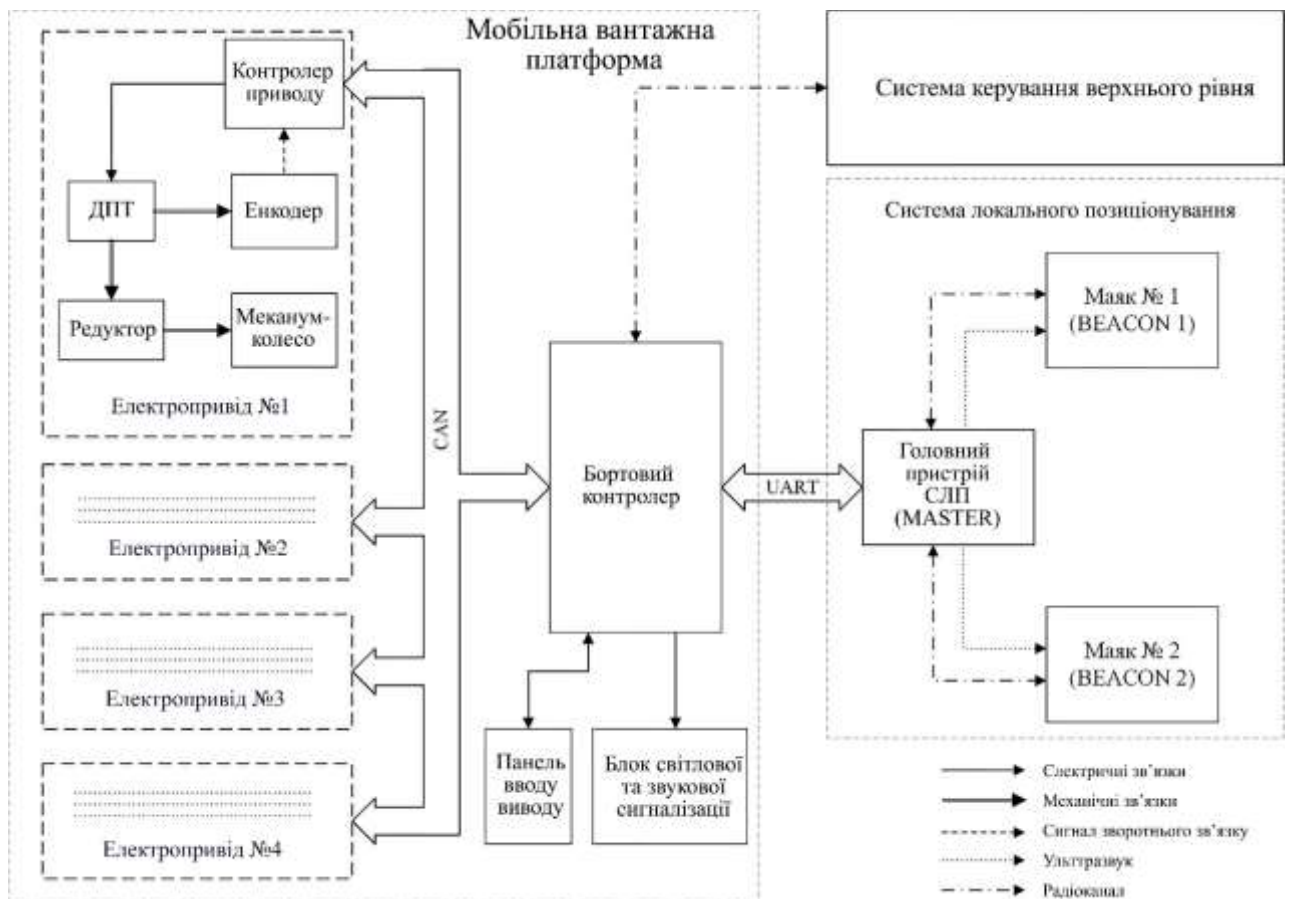


Рисунок 2.1 – Структурна схема РТС

Мобільна платформа структурно включає такі основні компоненти:

- електроприводи коліс;
- бортовий контролер;

- блок світлової та звукової сигналізації;
- панель вводу/виводу.

Електроприводи є силовим елементом, що забезпечує рух мобільної платформи. Кожен привід реалізує контур керування швидкістю на основі зворотного зв'язку, який формується за даними з енкодера — перетворювача кутових переміщень. Контролер приводу виконує регулювання швидкості відповідно до команд, що надходять від бортового контролера.

Усі контролери приводів, а також бортовий контролер, об'єднані в єдину мережу за допомогою шини CAN, що забезпечує обмін даними в реальному часі. Комплекс «електропривод – редуктор – колесо» утворює колісний вузол.

Бортовий контролер відповідає за керування рухом платформи. На основі координат, отриманих від системи локального позиціонування (СЛП), він здійснює корекцію траєкторії руху відповідно до заданого маршруту. Зв'язок між бортовим контролером і головним пристроєм СЛП реалізовано через інтерфейс UART.

Сценарій дій платформи, а також генерація траєкторії руху, формуються системою керування верхнього рівня. Вона також виконує функції користувацького інтерфейсу для оператора. Зв'язок між бортовим контролером і системою верхнього рівня здійснюється через двосторонній канал передачі даних.

2.2 Конструкція мобільної вантажної платформи

У пункті 1.2 було розглянуто конфігурацію шасі мобільної платформи (рис. 1.7). Шасі визначає схему розташування коліс і відповідно конструкцію платформи. У загальному вигляді конструкцію можна уявити так: несуча частина (рис. 2.2) - жорстка рама зі скріпленими з нею колісними вузлами.

На несучу частину кріпляться інші конструктивні елементи - обшивка з листового металу, плита, на яку встановлюється вантаж, що перевозиться, внутрішні секції для електроніки і АКБ, випромінювачі для СЛП і т.д. Плита зафіксована на стрижневих опорах. Опори в кількості п'яти штук закріплені на

рамі одна по центру, інші чотири по периферії на колісних вузлах. Таким чином, навантаження з плити рівномірно розподілене по несучій частині.

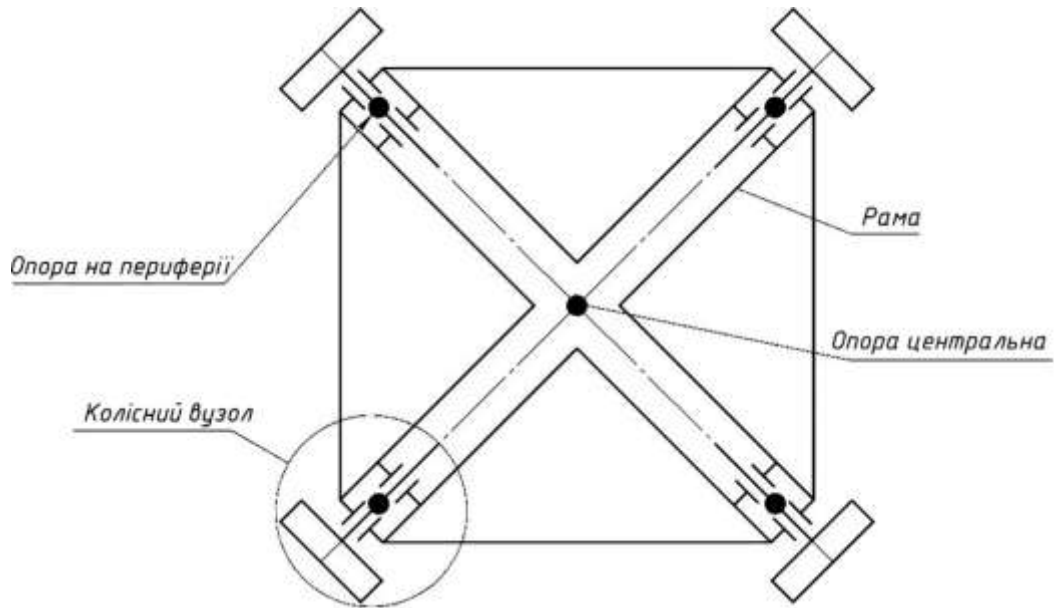


Рисунок 2.2 – Схема конструкції платформи

2.2.1 Розробка колісного вузла мобільної платформи

Колісний вузол - це основна частина шасі, що приводить в рух мобільну платформу. На них спирається вся конструкція платформи. Загалом у мобільній платформі чотири ідентичні колісні вузли (через симетрію конструкції шасі). Кінематична схема вузла зображена малюнку 2.3

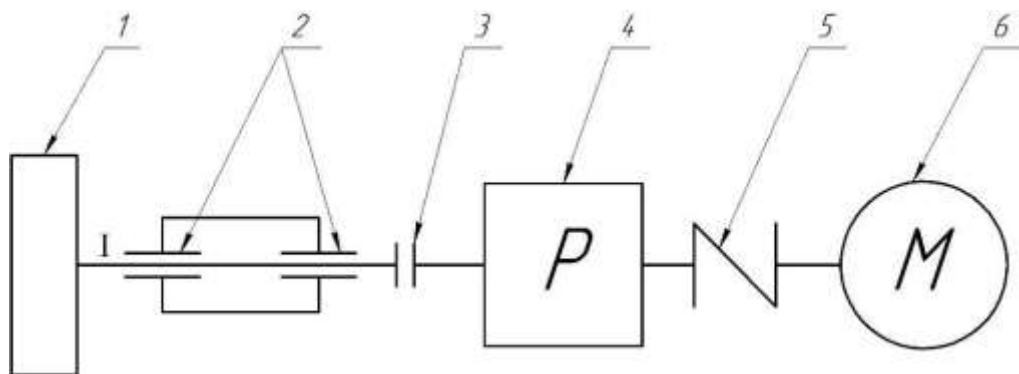


Рисунок 2.3 – Кінематична схема колісного вузла: 1 – механум-колесо, 2 - підшипникова пара (ПП), 3 – жорстка муфта, 4 – редуктор, 5 – гнучка муфта, 6 – двигун постійного струму.

Колесо 1 кріпиться на вал I, який у радіальному та осьовому закріпленій у підшипникових парах 2. Обертання від редуктора 4 передається

на вал через жорстку муфту 3. Гнучка муфта 4 з'єднує вал двигуна постійного струму 6 з редуктором.

Колесо є опорною частиною платформи, і все навантаження, що складається з маси самої платформи і маси вантажу, що перевозиться, розподіляється між усіма колесами. Прийнемо, що загальна маса платформи з корисним вантажем у 100 кг дорівнюватиме 300 кг. Так, як колеса відносяться до відповідальних елементів конструкції, то їх необхідно підібрати із запасом за параметром статичної вантажопідйомності. Виберемо механумколеса NM152A (рис. 2.4) виробництва фірми NEXUS ROBOT. Вони спеціально застосовні для використання у вантажних пересувних платформах у промисловій сфері. Характеристики коліс наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Характеристики коліс NM152A

Діаметр, мм	152,4
Ширина, мм	80
Діаметр маточини, мм	30
Ширина маточини, мм	76
Кількість роликів, шт	8
Матеріал основи та роликів	Алюміній
Матеріал покриття роликів	Полиуретан
Маса, кг	2,6
Вантажопідйомність макс., кг	300



Рисунок 2.4 - Зовнішній вигляд механум-колеса NM152A

Підбір електродвигуна та редуктора. Для підбору двигуна необхідно розрахувати необхідну потужність двигуна виходячи з максимальної швидкості обертання колеса і крутного моменту. Для їх знаходження в п. 3.2 використовуючи кінематичні та динамічні залежності, була промодельована ситуація при максимальних швидкостях і прискореннях руху платформи. При цьому було прийнято, що маса платформи дорівнює 300 кг і радіус кола, на якому лежать точки центрів коліс дорівнює 0,5 м. Моделювання дало такі результати: для максимальної лінійної швидкості 0,5 м/с максимальна швидкість обертання колеса дорівнюватиме $\omega_{\max} = 9,3$ рад/с або $n_{\max} = 89$ об/хв. Статичні навантаження, крім сили тертя, не діють на платформу через те, що передбачається її використання на рівних і гладких поверхнях. На платформу діють динамічне навантаження, виражене даламберовою силою інерції, яке пропорційне прискоренню руху. Пряме завдання динаміки дозволяє знайти необхідний момент на колесах, щоб задати потрібне прискорення платформи. При прискоренні 2 м/с^2 момент на валу максимально навантаженого колеса, враховуючи момент тертя кочення колеса поверхню, дорівнює $M_{\max} = 16,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Потужність на валу колеса визначається за формулою (2.1):

$$N_{\max} = M_{\max} \cdot \omega_{\max} = 16,6 \cdot 9,3 = 154,4 \text{ Вт.} \quad (2.1)$$

Таблиця 2.2 – Параметри на валу колеса

Швидкість (n_b), об/хв	89
Швидкість (ω_b), рад/с	9,3
Крутний момент (Т), Н·м	16,6
Потужність (N_b), Вт	154,4

Враховуючи втрати при передачі обертання потужність двигуна дорівнює за формулою (2.2)

$$N_d = \frac{N_{\max}}{\eta_p \cdot \eta_{п.п}} = \frac{154,4}{0,9 \cdot 0,99} = 173,3 \text{ Вт}$$

де η_p - ККД редуктора, приймемо рівним 0,9;

$\eta_{п.п}$ - ККД підшипникової пари, приймемо рівним 0,99.

За цим параметром підберемо двигун постійного струму RE50 виробництва фірми MAXON MOTOR. Ці двигуни відрізняються високим ККД, малою інерційністю ротора, компактністю та якістю виготовлення. Технічні показники наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Характеристики двигуна постійного струму RE50

Напруга живлення,	48
Номинальна швидкість, об/хв (рад/с)	4620 (483,8)
Номинальний момент, Н·м	0,42
Номинальний струм, А	4,58
Опір якоря, Ом	0,608
Індуктивність якоря, Гн	$4,23 \cdot 10^{-4}$
Момент інерції якоря, кг·м ²	$542 \cdot 10^{-7}$
Коефіцієнт моменту, Н·м/А	0,0934
Коефіцієнт ЕРС, В/ рад/с	0,09362

Редуктор необхідний зниження швидкості двигуна до необхідної і збільшення крутного моменту. Передатне відношення редуктора знаходиться за формулою (2.3):

$$i = \frac{n_D}{n_B} = \frac{4620}{89} = 52$$

де $n_D = 4620$ об/хв – номінальна швидкість обертання вибраного двигуна.

За знайденим передатним відношенням і переданим моментом підберемо редуктор AD064 виробництва APEX DYNAMICS. Його технічні характеристики наведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Характеристики редуктора AD064

Тип	Планетарний, двоступінчастий
Передатне відношення	50
Максимальний момент, що передається, Н·м	60
Номинальна входна швидкість, об/хв	5000

ККД, %	≥ 94
--------	-----------

Передатне відношення обраного редуктора відрізняється від розрахункового, тому виконаємо перевірку відхилення вихідної швидкості від необхідної за формулою (2.4):

$$\Delta = \frac{\left| n_{\text{в}} - \frac{n_{\text{д}}}{i} \right|}{n_{\text{в}}} \cdot 100\% = \frac{|89 - 92,4|}{89} \cdot 100\% = 3,8 < 5\%.$$

Відхилення не перевищує машинобудівної норми 5%, отже, вибраний редуктор відповідає вимогам.

Проектування валу колеса. Вал в осьовому та радіальному переміщенні закріплений радіально-упорними підшипниками, встановленими в розпір, які розташовані в корпусі колісного вузла (рис. 2.5).

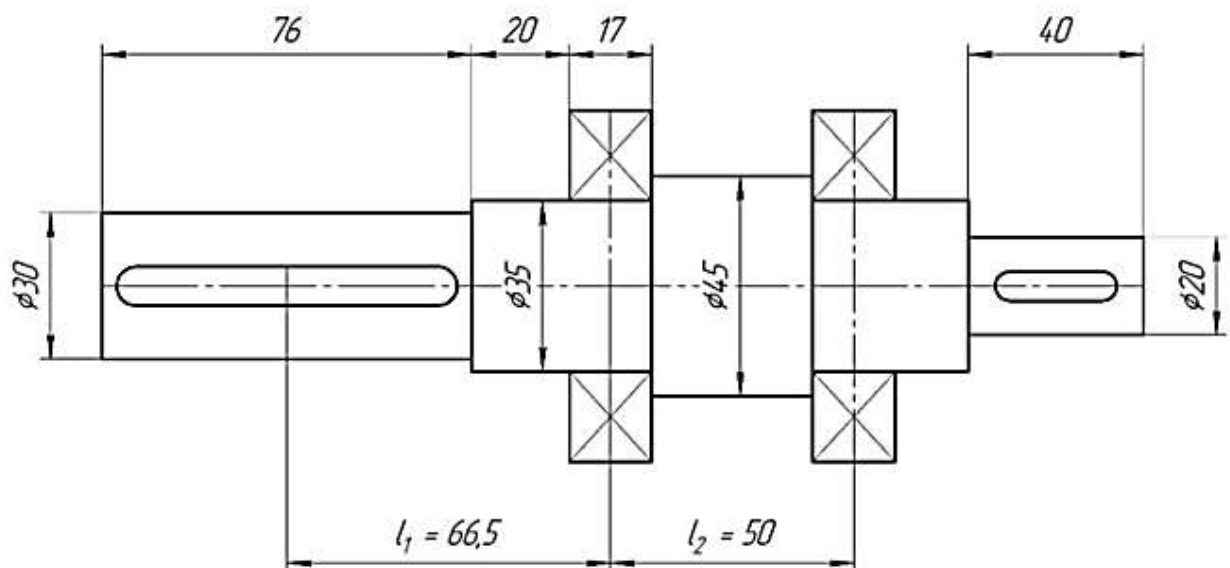


Рисунок 2.5 – Ескіз валу колеса

На один кінець валу насаджується колесо, діаметр ділянки дорівнює посадочному діаметру отвору в колесі $\text{Ø}30$ мм, довжина ділянки дорівнює довжині маточини колеса 76 мм. Діаметр ділянки під підшипники приймемо на 5 мм більше за діаметр ділянки під колесо – $\text{Ø}35$ мм. Під цей діаметр попередньо приймемо радіально-упорні підшипники легкої серії 36207 ДСТУ 9078:2021. Довжина ділянки складається із ширини підшипника 17 мм плюс припуск 15...20 мм. Діаметр ділянки між підшипниками приймаємо $\text{Ø}45$ мм.

Це необхідно, щоб підшипники упиралися в торець ділянки. На другий кінець валу насаджується жорстка муфта для з'єднання з редуктором. Діаметр ділянки приймаємо $\varnothing 20$ мм, довжина 40 мм. На обох вихідних кінцях валу встановлюються шпонки.

Навантаження, що діє на вал, поділяється на:

- поперечну силу F – реакція опори на питоме навантаження на колесо,
- крутний момент T , що передається через муфту від редуктора до колеса, – осьову силу F_a .

Реакція опори у точці контакту колеса з поверхнею прикладена до середини кінцевої ділянки валу. Оскільки коліс у шасі чотири, то питоме навантаження від ваги платформи на колеса дорівнюватиме за формулою (2.5):

$$F = \frac{1}{4} mg = \frac{1}{4} 300g \cdot 9.81 = 735H \quad (2.5)$$

де $m = 300$ кг – маса платформи разом із корисним вантажем.

Осьова сила може виникнути при розгоні або при гальмуванні платформи. Максимальне значення дорівнює силі тертя покриття ролика колеса поверхню. Вважаємо, що поверхнею є бетон. Осьова сила знаходиться за формулою (2.6):

$$F_a = F \cdot f = 735 \cdot 0.6 = 441 \text{ Н}, \quad (2.6)$$

де $f = 0,6$ – коефіцієнт тертя між поліуретаном та бетоном.

Побудуємо розрахункову схему валу, де зобразимо реакції в опорах і епюри моментів. Відстань між центром вихідного кінця валу під колесо та опорою (підшипником) дорівнює $l_1 = 66,5$ мм. Відстань між опорами дорівнює $l_2 = 50$ мм.

Знайдемо реакції в опорах R_1 , R_{1a} та R_2 . Запишемо суму моментів щодо точки В і знайдемо реакцію R_2 :

$$\sum M_B = 0: F \cdot l_1 - R_2 \cdot l_2 = 0 \quad (2.7)$$

Звідси за формулою (2.8) знаходимо реакцію R_2 :

$$R_2 = F \cdot \frac{l_1}{l_2} = 735 \cdot \frac{66,5}{50} = 978 \text{ Н}.$$

За аналогією з (2.7) тільки для точки А і знаходимо реакцію R_1 (2.9):

$$R_1 = F \cdot \frac{l_1 + l_2}{l_2} = 1713 \text{ Н.} \quad (2.9)$$

Реакція R_{1a} дорівнює модулю і протилежна за напрямом F_a , тобто. $R_{1a} = 441 \text{ Н}$.

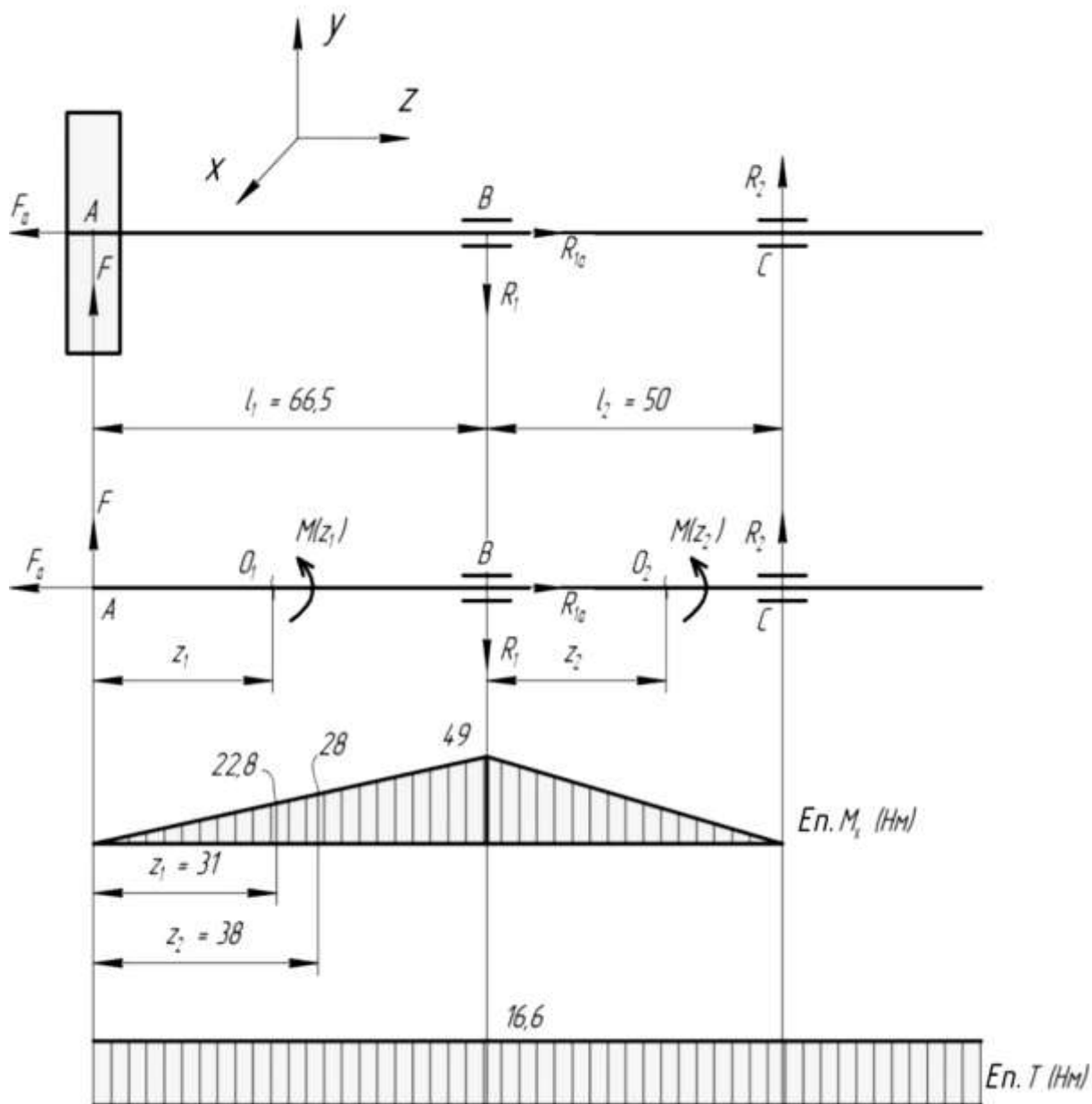


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема колісного валу

Виходячи з методу перерізів, максимальне значення згинального моменту M_x знаходиться за формулою (2.10):

$$M_x = F \cdot l_1 = 735 \cdot 0,0665 = 49 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (2.10)$$

Епюра T на рис. 2.6 має постійне значення $16,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$, що дорівнює максимальному крутному моменту.

Перевіримо довговічність підшипників [14]. До основного критерію працездатності належить статична динамічна вантажопідйомність. Для обраного підшипника 36207 згідно з ДСТУ 9078:2021 вони рівні відповідно $C = 30,8 \text{ кН}$, $C_0 = 17,8 \text{ кН}$.

Номінальний ресурс у млн. оборотах знаходиться за формулою (2.11):

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (2.11)$$

де P – еквівалентне навантаження на підшипник;

$p = 3$ для кулькового підшипника.

Еквівалентне навантаження визначається за формулою (2.12):

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\delta \cdot K_t, \quad (2.12)$$

де $V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця підшипника;

коефіцієнт навантаження $K_\delta = 1,2$ при легких поштовхах і короткочасних перевантаженнях коефіцієнт температури $K_t = 1$ [12];

F_r – радіальне навантаження на підшипник.

Перевірку довговічності проведемо на навантаженому підшипнику. Тоді радіальне навантаження F_r дорівнює реакції опори R_1 . За формулою (2.12) еквівалентне навантаження дорівнює:

$$P = 1 \cdot 1713 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2056 \text{ Н.}$$

За формулою (2.11) знаходимо ресурс підшипника:

$$L = \left(\frac{30800}{2056}\right)^3 \approx 3362 \text{ млн. об.}$$

Номінальну довговічність у годиннику знаходимо за формулою (2.13):

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 3770}{60 \cdot 89} = 705993 \text{ год}$$

При терміні служби 10-15 років та двозмінної роботи довговічність у годиннику дорівнює 3050 тис. год [12]. Розрахункова довговічність перевищує необхідну, отже, вибрані підшипники задовольняють умови експлуатації.

Перевірка шпонкових з'єднань. На кінцеві ділянки валу, де вал з'єднується з колесом і муфтою, для передачі моменту встановлюються призматичні шпонки DIN 6885.

Посадковий отвір у колесі виконаний зі шпонковим пазом під шпонку 8×7 ($b \times h$). Відповідно застосовуємо шпонку $8 \times 7 \times 70$ для ділянки з'єднання з валом з колесом.

У місці з'єднання валу з муфтою діаметр ділянки дорівнює $\varnothing 20$ мм та довжиною 36-40 мм, і під цей діаметр приймаємо шпонку $6 \times 6 \times 25$.

Перевіримо шпонки на напругу зминання за формулою (2.14) [15]:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (l - b) \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (2.14)$$

де d - діаметр ділянки валу;

l - довжина шпонки;

b - ширина шпонки;

$t_1 = 4$ для шпонки $8 \times 7 \times 70$ та $t_1 = 3,5$ для шпонки $6 \times 6 \times 25$;

$[\sigma_{\text{см}}]$ - напруга зминання, що допускається, для режиму коливання навантаження приймемо рівним 80 МПа [11].

Для шпонки $8 \times 7 \times 70$ при $d = \varnothing 30$ мм за формулою (2.14) отримаємо:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 16,6 \cdot 10^3}{30 \cdot (70 - 8) \cdot (7 - 4)} = 6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 80 \text{ МПа}.$$

Для шпонки $6 \times 6 \times 25$ при $d = \varnothing 20$ мм:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 16,6 \cdot 10^3}{20 \cdot (25 - 8) \cdot (6 - 3,5)} = 35 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 80 \text{ МПа}.$$

Напруження зминання обох шпонок не перевищує допустимого.

Уточнений розрахунок валу проводиться в небезпечних перетинах, де присутні концентратори напруги. До них відносяться пази шпонки, місця гарантованого натягу підшипників, місця переходу одного діаметра в інший і т.д. Методика розрахунку застосована як у [11].

Розташування небезпечних перерізів валу зображено рис. 2.7.

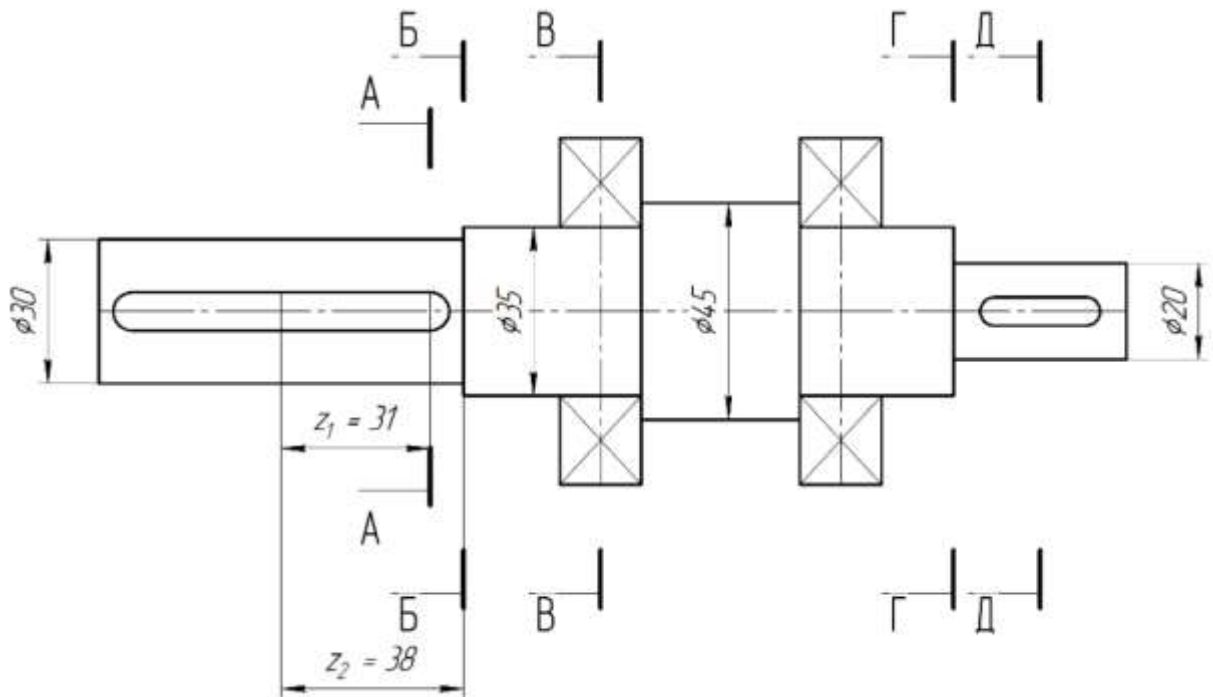


Рисунок 2.7 – Небезпечні перерізи валу

Уточнений розрахунок вала передбачає визначення коефіцієнта запасу міцності s у небезпечних перерізах. Розрахункове значення цього коефіцієнта повинно задовольняти умову: $[s]=2,5$

Матеріал вала — сталь марки Ст45, термічна обробка — покращення.

Механічні характеристики матеріалу:

Границя міцності: $\sigma_{\sigma} = 780 \text{ МПа}$.

Границя витривалості при згині визначається за формулою (2.15):

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_{\sigma} = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа.} \quad (2.15)$$

Границя витривалості при крученні визначається за формулою (2.16):

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 194 \text{ МПа.} \quad (2.16)$$

Для вибраного матеріалу масштабні коефіцієнти ψ і ψ дорівнює відповідно 0,2 та 0,1.

Пройдемося по кожному небезпечному перерізі.

Перетин А-А. Концентрація напруги викликана наявністю паза шпонки.

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними напругами s_{σ} визначається за формулою (2.17)

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_v + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (2.17)$$

де коефіцієнти концентрації напруг $k_{\sigma} = 1,8$, $\varepsilon_{\sigma} = 0,88$;

σ_v – амплітуда нормальних напруг за формулою (2.18);

σ_m – середнє значення напруги за формулою (2.19).

$$\sigma_v = \frac{M_x}{W}, \quad (2.18)$$

де M_x - згинальний момент, що діє в перерізі;

W – осьовий момент опору перерізу вигину

$$\sigma_m = \frac{F_a}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{441}{\pi \cdot \frac{30^2}{4}} = 0,6 \text{ МПа}, \quad (2.19)$$

де $F_a = 441 \text{ Н}$ - осьова сила;

$d = 30 \text{ мм}$ – діаметр ділянки.

Згинальний момент у перерізі А-А дорівнює (див. епюру рис. 2.6) $M_x = 22,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Осьовий момент опору перерізу при наявності паза шпонки знаходиться за формулою (2.20). Використовується шпонка $8 \times 7 \times 70$ ($t_1=4$).

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} - \frac{8 \cdot 4 \cdot (30 - 4)}{2 \cdot 30} = 2,3 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \quad (2.20)$$

Тоді амплітудне значення напруги дорівнює за формулою (2.18):

$$\sigma_v = \frac{22,8 \cdot 10^3}{2,3 \cdot 10^3} = 10 \text{ МПа}.$$

За формулою (2.17) знаходимо коефіцієнт запасу міцності за нормальними напругами:

$$s_{\sigma} = \frac{335}{\frac{1,8}{0,88} \cdot 10 + 0,2 \cdot 0,6} = 16,35.$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичною напругою визначається за формулою:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (2.21)$$

де коефіцієнти концентрації напруги $k_{\tau} = 1,7$ $\varepsilon_{\tau} = 0,77$;

τ_v - амплітуда дотичних напруг за формулою (2.22);

$m = v$ - середнє значення напруги.

$$\tau_v = \tau_m = \frac{0,5 \cdot T}{W_k}, \quad (2.22)$$

де W_k – момент опору перерізу кручення. Для цього типу концентратора знаходиться за формулою (2.23):

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 30^3}{16} - \frac{8 \cdot 4 \cdot (30 - 4)}{2 \cdot 30} = 5 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \quad (2.23)$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{0,5 \cdot 16,6 \cdot 10^3}{5 \cdot 10^3} = 1,67 \text{ МПа.}$$

$$s_{\tau} = \frac{194}{\frac{1,7}{0,77} \cdot 1,67 + 0,1 \cdot 1,67} = 50.$$

Результуючий коефіцієнт запасу знаходимо за формулою (2.24):

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{16,35 \cdot 50}{\sqrt{16,35^2 + 50^2}} = 15,5 > [s] = 2,5. \quad (2.24)$$

Переріз Б-Б. Концентрація викликана переходом від ділянки з діаметром $d = \emptyset 30 \text{ мм}$ до $D = \emptyset 35 \text{ мм}$. Радіус галтелі $r = 1 \text{ мм}$.

Для відношення $D/d = 1,17$ та $r/d = 0,03$ коефіцієнти концентрації напруги для нормальних та дотичних напруг рівні:

$$k_{\sigma} = 2,05 \quad \varepsilon_{\sigma} = 0,88$$

$$k_{\tau} = 1,45 \quad \varepsilon_{\tau} = 0,77$$

Момент згину, що діє у перерізі дорівнює (див. епюру M_x рис. 2.6) $M_x = 28 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Осьовий момент опору W дорівнює за формулою (2.25)

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2,65 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \quad (2.25)$$

$$\sigma_v = \frac{28 \cdot 10^3}{2,65 \cdot 10^3} = 10,57 \text{ МПа.}$$

$$s_\sigma = \frac{335}{\frac{2,05}{0,88} \cdot 10,57 + 0,2 \cdot 0,6} = 13,5.$$

Полярний момент опору кручення дорівнює за формулою (2.26):

$$W_k = 2 \cdot 2,65 \cdot 10^3 = 5,3 \cdot 10^3. \quad (2.26)$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{0,5 \cdot 16,6 \cdot 10^3}{5,3 \cdot 10^3} = 1,6 \text{ МПа.}$$

$$s_\tau = \frac{194}{\frac{1,45}{0,77} \cdot 1,6 + 0,1 \cdot 1,6} = 63.$$

$$s = \frac{13,5 \cdot 63}{\sqrt{13,5^2 + 63^2}} = 13,2 > [s] = 2,5.$$

Переріз В-В. Концентрація напруги обумовлена посадкою підшипника із гарантованим натягом. Діаметр ділянки $d = \varnothing 35$ мм.

Для цього випадку відношення коефіцієнтів концентрації напрузи дорівнюватимуть: $k_\sigma/\varepsilon_\sigma = 3,3$; $k_\tau/\varepsilon_\tau = 2,38$.

Згинальний момент у цьому перерізі (див. епюру M_x на рис. 2.6) максимальний і дорівнює $M_x = 49$ Н·м.

Осьовий момент опору W дорівнює за формулою (2.25):

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4,21 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_v = \frac{49 \cdot 10^3}{4,21 \cdot 10^3} = 11,64 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_m = \frac{441}{\pi \cdot \frac{35^2}{4}} = 0,46 \text{ МПа.}$$

$$s_\sigma = \frac{335}{3,3 \cdot 11,64 + 0,2 \cdot 0,46} = 8,7.$$

Полярний момент опору за формулою (2.26) $W_k = 8,42 \cdot 10^3$ мм³. Тоді дотичні напруги дорівнюватимуть за формулою (2.22):

$$\tau_v = \tau_m = \frac{0,5 \cdot 16,6 \cdot 10^3}{8,42 \cdot 10^3} = 0,98 \text{ МПа.}$$

$$s_\tau = \frac{194}{2,38 \cdot 0,98 + 0,1 \cdot 0,98} = 79,4.$$

$$s = \frac{8,7 \cdot 79,4}{\sqrt{8,7^2 + 79,4^2}} = 8,65 > [s] = 2,5.$$

Для перерізів Г-Г за аналогією з перерізом Б-Б знаходимо результуючий коефіцієнт запасу, що дорівнює 18,1. У цьому перерізі відсутні згинальні моменти, тому результуючий дорівнює коефіцієнту по дотичних напруг від моменту кручення. Для перерізу Д-Д концентрація напруги викликана шпоночним пазом, проводячи аналогічний розрахунок як для перерізу А-А, і з огляду на відсутність вигину, результуючий коефіцієнт дорівнює 15,5.

У всіх небезпечних перерізах коефіцієнт запасу міцності перевищує мінімально допустимий, отже, конструкція валу задовольняє вимогам міцності та надійності. 3D модель валу зображено малюнку 2.8.

Для перевірки правильності обчислень скористаємося системою аналізу міцності, що входить до складу САПР SolidWorks simulation. Ця система використовує аналіз кінцевих елементів тіла, до якого прикладено навантаження. В результаті розрахунків (рис. 2.9) отримуємо діаграму розподілу переміщень перерізів (деформацій).



Рисунок 2.8 – 3D модель валу колеса

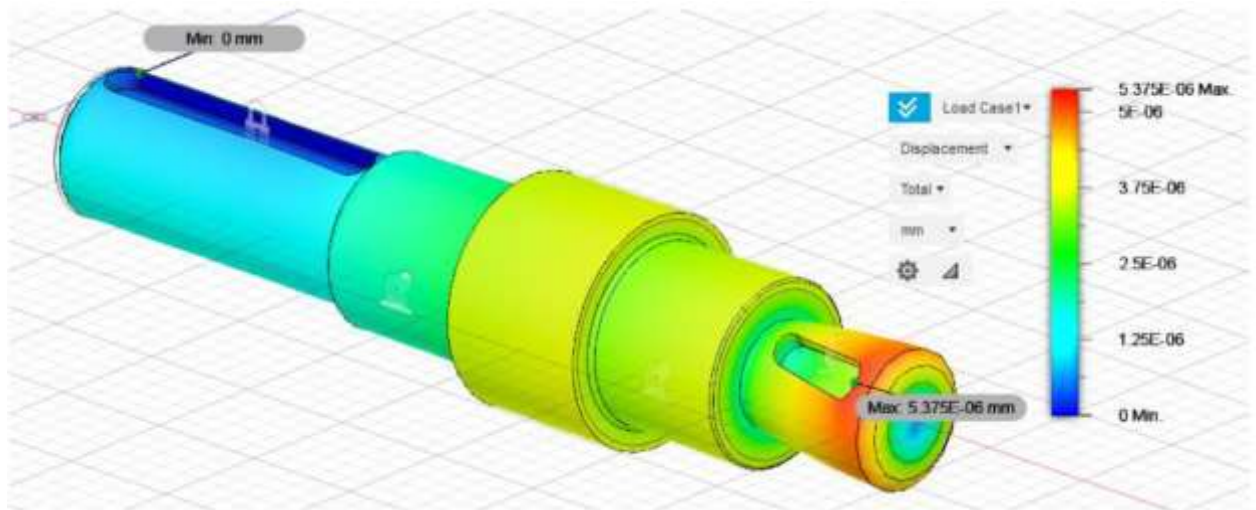


Рисунок 2.9 – Діаграма розподілу деформація на валу

Максимальна деформація спостерігається в зоні діаметром $\varnothing 20$ мм, на яку встановлюється муфта. За результатами чисельного моделювання, величина деформації становить приблизно тисячні частки мікрометра, що є незначним і не впливає на працездатність механізму.

Згідно з результатами аналізу кінцевих елементів, коефіцієнт запасу міцності в усіх контрольованих перерізах перевищує мінімально допустиме значення, що підтверджує відповідність конструкції вимогам надійності та безпеки експлуатації.

Складання колісного вузла. 3D модель вузла представлена рис.2.10. Вал (рис.2.11) поз. 2, з насадженим на нього радіально-упорними підшипниками поз. 15 жорстко закріплений у корпусі вузла, складений із двох частин, верхньої поз. 3 та нижньої поз. 4. Частини корпусу стискаються гвинтами поз. 11. Осьовому переміщенню валу перешкоджають підшипникова пара, встановлена в розпір, які, у свою чергу, зовнішнім кільцем застопорені в корпусі. Таким чином, забезпечується жорстке закріплення вала колеса. На вал запресовуються шпонки поз. 17 та 18. Для стримування мастильного матеріалу на ділянку в місці виходу валу з корпусу вузла встановлюється манжета поз. 13.

Потім вал електродвигуна із втулкою заводиться у муфту редуктора. Електродвигун кріпимо до редуктора за кріплення поз. 7 до фланця редуктора гвинтами поз. 12. Гвинтом поз. 8 стискається муфтою вал з втулкою.

Прес-маслянка поз. 14 необхідна для подачі мастильного матеріалу в порожнину корпусу вузла для змащування підшипників. Використовується пластичний мастильний матеріал марки Літол-24 ДСТУ 21150:2019.

Для з'єднання колісного вузла з іншими деталями передбачені монтажні отвори на корпусі вузла для з'єднання з рамою та іншими елементами.

2.2.2 Проектування рами

Рама разом із колісними вузлами утворює несучу частину платформи. Вона відчуває навантаження від вантажу, що перевозиться, і власної маси платформи. Рама повинна забезпечувати міцність та жорсткість конструкції у всіх режимах роботи мобільної платформи.

Колісний вузол скріплюється із рамою через корпус вузла. Рама складається з двох частин – верхньої та нижньої піврами. Через колісний вузол скріплюються обидві частини. По центру з'єднанні між собою стрижнем (рис.2.12).

Розглянемо дві піврами як монолітну балку та наведемо на неї розрахункову схему. Вважаємо ділянку BC рамою, тому що в точках B та C колісний вузол з'єднується з піврамами. На колеса діє сила реакції опори, яка дорівнює (див. рис. 2.6) $P_0 = F = 735 \text{ Н}$. Через вал і підшипникову пару (ПП) на раму BC передається згинальний момент M_0 . Його знайдемо за формулою (2.27):

$$M_0 = P_0 \cdot x = 735 \cdot 0,0915 = 67,3 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.27)$$

Також центром рами через центральну опору плити діє навантаження від плити з вантажем, вираженої силою P_1 . Значення P_1 беремо з діапазону $(1/5 \div 1/2) \cdot 100 \text{ кг} \cdot 9,8 = 196 \div 490 \text{ Н}$. Враховуючи можливу нерівномірність розподілу навантаження між опорами, по центру можливе перевищення питомої, яка дорівнює $1/5$ від загальної. Прийmemo $P_1 = 300 \text{ н}$.

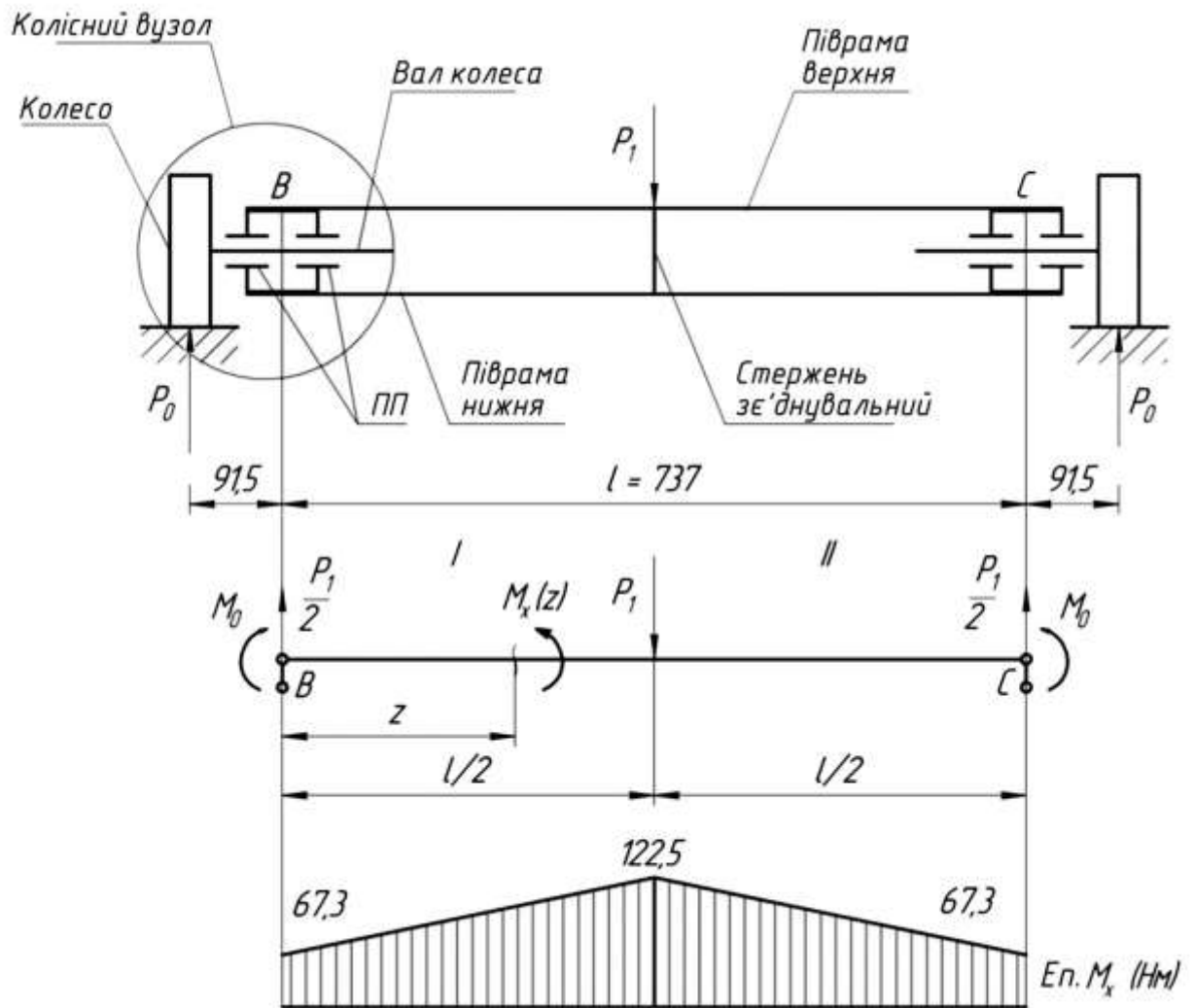


Рисунок 2.12 - Схема несучої частини та розрахункова схема рами

Побудуємо епюру згинальних моментів M_x (див. рисунок 2.12). Момент першому ділянці змінюється за законом як у формулі (2.28):

$$M_x(z) = M_0 + \frac{P_1}{2} \cdot z. \quad (2.28)$$

На другій ділянці епюра симетрична.

Максимальне значення моменту знайдемо підставивши формулу (2.28) відстань кінця ділянки $l/2$:

$$M_x\left(\frac{l}{2}\right) = M_0 + \frac{P_1}{2} \cdot \frac{l}{2} = 67,3 + \frac{300}{2} \cdot \frac{0,737}{2} = 122,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проведемо розрахунок на твердість. Прийемо матеріалом рами дюралюміній марки АК6 EN AW-6000. Задаймося гранично допускається прогин $[v] = 0,1 \text{ мм} = 10^{-4} \text{ м}$. Отримаємо аналітичний вираз прогину балки v

(z) виходячи з диференціального рівняння вигнутої осі балки [13]. Для малих переміщень воно має вигляд як на формулі (2.29):

$$E \cdot J_x \cdot \frac{d^2 v(z)}{dz^2} = -M_x(z), \quad (2.29)$$

де $E = 73\,103$ МПа - модуль пружності першого роду для алюмінію АК6;

J_x - осьовий момент інерції перерізу.

Підставляючи в рівняння (2.29) вираз для згинального моменту (2.28) та інтегруючи отриманий вираз отримаємо такі:

$$E \cdot J_x \cdot v(z) = -\frac{P_1}{12} \cdot z^3 - \frac{M_0}{2} \cdot z^2 + C_1 \cdot z + C_2, \quad (2.30)$$

де C_1 та C_2 постійні інтегрування. Їх знайдемо з граничних умов: у точках В і С прогин дорівнює нулю, отже, вирішуючи систему рівнянь знаходимо $C_1 = 38,36$ та $C_2 = 0$.

Підставивши знайдені постійні, M_0 та P_1 до рівняння (2.30) отримаємо:

$$E \cdot J_x \cdot v(z) = -\frac{300}{12} \cdot z^3 - \frac{67,3}{2} \cdot z^2 + 38,36 \cdot z. \quad (2.31)$$

Прогин буде максимальним у точці $z = l/2$, тобто. у центральній точці рами.

Підставимо в (2.31) і отримаємо рівність (2.32):

$$E \cdot J_x \cdot v\left(\frac{l}{2}\right) = 8,3. \quad (2.32)$$

Необхідно, щоб максимальний прогин не перевищував гранично допустимий, тобто:

$$v_{max} = \frac{8,3}{E \cdot J_x} \leq [v] = 0,1 \text{ мм} = 10^{-4} \text{ м}. \quad (2.33)$$

$$J_x = \frac{8,3}{E \cdot [v]} = \frac{8,3}{72 \cdot 10^9 \cdot 10^{-4}} = 115 \text{ см}^4. \quad (2.34)$$

За знайденим значенням осьового моменту інерції підбираємо профіль перерізу діагоналі рами. Враховуємо, що рама складається з двох піврам, отже, загальний осьовий момент інерції перерізу двох піврам повинен бути більшим

або дорівнює необхідної розрахункової 115 см^4 . Також необхідно врахувати можливі навантаження конструкції та взяти профіль рами із запасом по моменту інерції.

Піврами скріплені між собою корпусом колісного вузла, отже, розташовані на певній відстані один від одного. Для такого компоновання перетин рами буде як на рис. 2.13. Відстань між ними $73,5 \text{ мм}$. Осьовий момент інерції такого перерізу дорівнюватиме 780 см^4 , що перевищує мінімально необхідне значення.

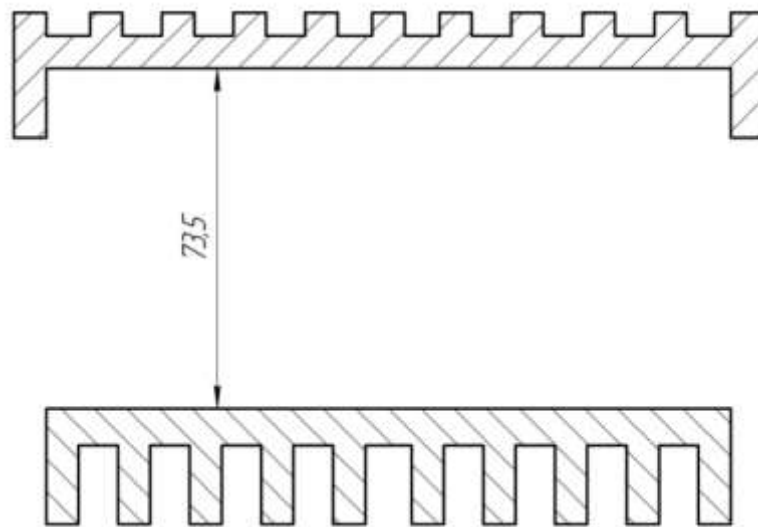


Рисунок 2.12 – Профіль перетину рами мобільної платформи

Рама в зборі з колісними вузлами являє собою каркас - кістяк мобільної платформи. Складальний креслення кістяка наведено у додатку.

2.3 Система локального позиціонування (СЛП)

У пункті 1.3 було наведено стислий огляд та аналіз існуючих методів локального позиціонування. На основі розглянутих підходів прийнято рішення про розробку власної системи локального позиціонування в межах цієї роботи.

Обраний принцип реалізації базується на використанні ультразвукових технологій, зокрема — на властивості поширення ультразвукових хвиль в пружному середовищі з обмеженою швидкістю. Такий підхід дозволяє забезпечити точне визначення координат мобільного об'єкта в реальному часі.

Для подальшого викладення введено скорочення УСЛП – ультразвукова система локального позиціонування.

Схема роботи ультразвукової системи локального позиціонування виконано як на рисунку 2.14. УСЛП складається з таких пристроїв, як:

- головний пристрій «МАЙСТЕР/MASTER»,
- ведені пристрої «МАЯК#/BEACON#»,
- пристрій синхронізації.

МАЙСТЕР (майстер) називається пристрій, який виконує функції управління системою, він формує ультразвукові імпульси, які приймають ведені пристрої – МАЯК (маяк). Майстер також формує сигнал для синхронізації часу всіх пристроїв з частотою 433 МГц.

Кількість маяків має бути більшою або дорівнює двом (в цій роботі використовується мінімальна кількість маяків, що дорівнює двом).

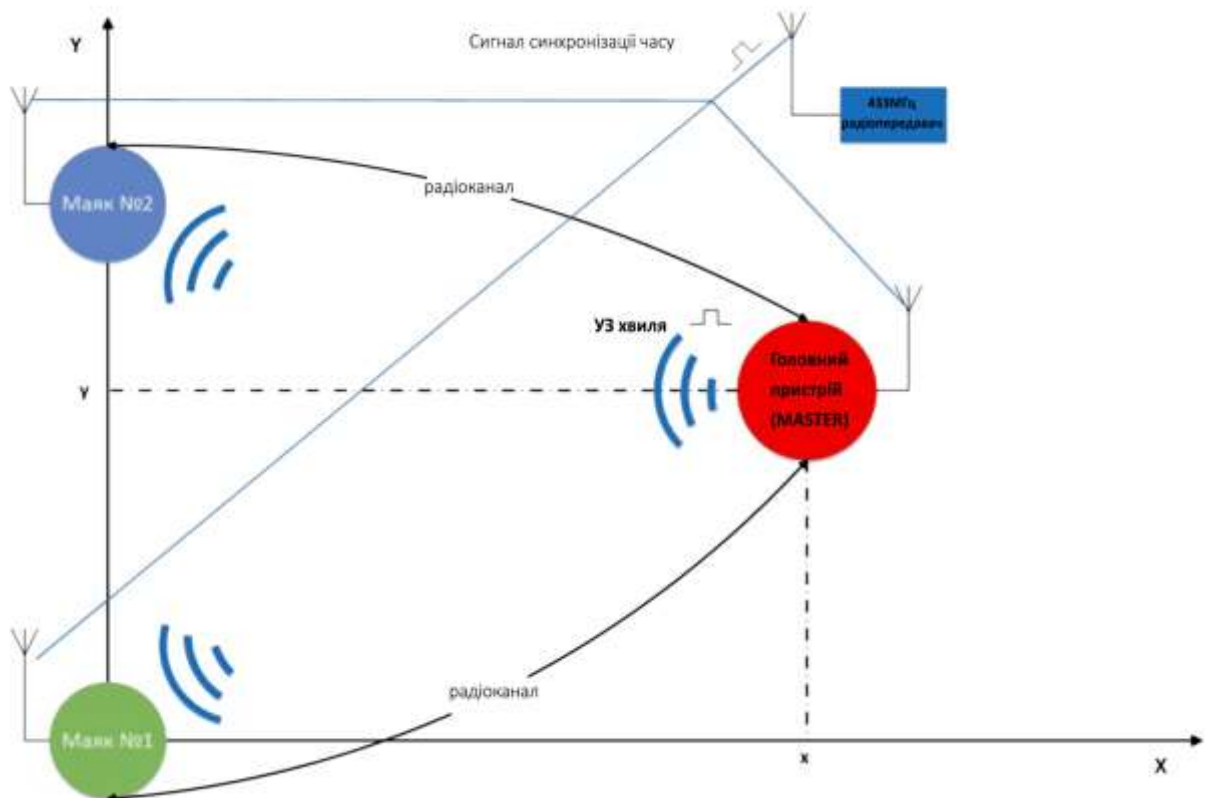


Рисунок 2.13 - Загальна схема роботи УСЛП

Принцип функціонування системи полягає у визначенні часу поширення ультразвукової хвилі від майстра (випромінювача) до маяків (приймачів). За

виміряною затримкою поширення обчислюється лінійна відстань між майстром та кожним маяком. Далі, за допомогою методу трилатерації, визначаються координати майстра у системі координат, пов'язаній з маяками.

Перед випромінюванням ультразвукового сигналу здійснюється синхронізація часу на всіх пристроях для коректного визначення затримки. Ініціатором синхронізації виступає майстер. У момент випромінювання майстер фіксує час відправлення сигналу, а маяки – час його прийому.

Після цього по радіоканалу 2,4 ГГц відбувається обмін необхідною інформацією між маяками та майстром. Майстер виконує перевірку коректності даних, обчислює затримку поширення, лінійні відстані та координати. Процедура повторюється циклічно з певною частотою, відповідно з такою ж частотою оновлюються дані про координати.

Практичні випробування показали, що частота оновлення не повинна перевищувати 10 Гц для малих відстаней. Оптимальним значенням виявилася частота 4 Гц, саме з такою частотою функціонує прототип системи.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДНО – КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

У даному розділі розглянуто кінематичні та динамічні характеристики мобільної платформи. Отримано рівняння руху, які описують залежність між прикладеними моментами на колесах та швидкістю поступального переміщення платформи.

Синтезовано контур керування швидкістю приводу колеса, що забезпечує регулювання руху відповідно до заданих параметрів. Розроблено структури математичних моделей стабілізації швидкості та положення мобільної платформи з урахуванням її динамічних властивостей.

3.1 Кінематика мобільної платформи

Вся кінематика мобільної платформи відштовхується від особливої конструкції колеса – воно роликонесуче, що дозволяє йому рухатися під кутом до власної площини, не відчуваючи при цьому тертя ковзання, а лише тертя кочення ролика. Ролики колеса утворюють фіксований кут із віссю колеса. Визначимося з геометричними параметрами колеса (рис. 3.1):

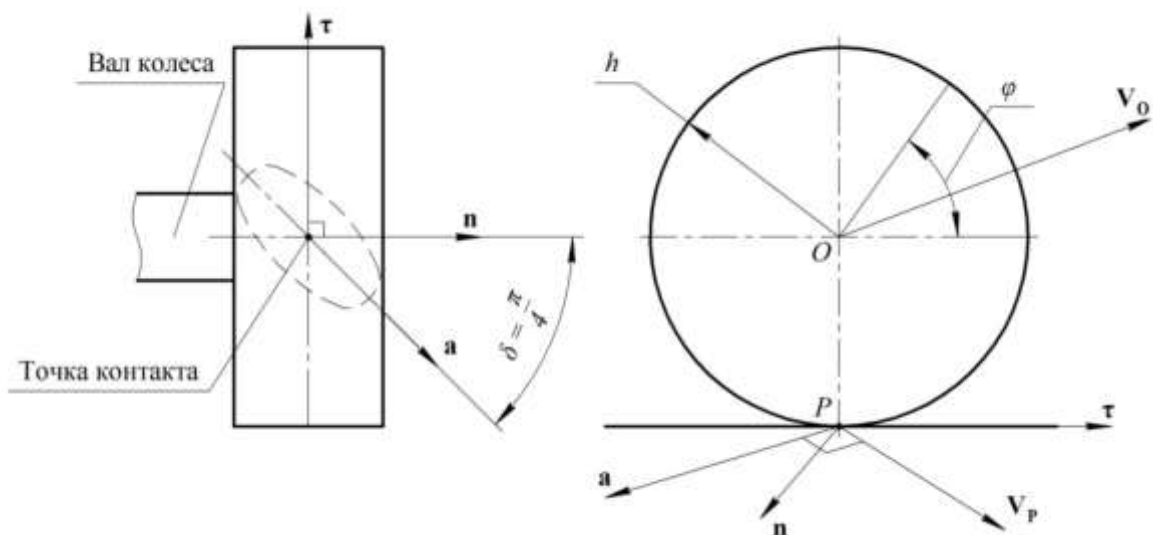


Рисунок 3.1 – Геометрична схема колеса

P – точка контакту колеса, саме ролика, з поверхнею; O – точка геометричного центру колеса; n – нормальний вектор до площини колеса у

точці контакту, спрямований від валу колеса (тут і далі умовимося записувати векторні величини напівжирним шрифтом);

τ - дотичний вектор до кола колеса в точці контакту, спрямований у бік окружної швидкості колеса при позитивному його обертанні;

a – вектор осі ролика, спрямований у бік вектора нормалі колеса;

V_P – швидкість точки контакту;

V_O – швидкість центру колеса;

δ – кут між віссю ролика та віссю колеса;

φ – кут повороту колеса навколо своєї осі;

h – радіус колеса.

Метою розрахунку кінематики мобільної платформи є визначення швидкостей обертання коліс виходячи з лінійної швидкості центру платформи та швидкості обертання навколо власної осі – зворотне завдання кінематики, і навпаки, знаючи швидкості обертання коліс визначити швидкість платформи – пряме завдання кінематики.

Швидкість центру колеса V_O може бути спрямована під будь-яким кутом. У такому разі необхідно, щоб рух колеса відбувався без ковзання. Це можливо лише в тому випадку, якщо швидкість точки контакту V_P буде перпендикулярна до осі ролика a . Отже, можна сформулювати умову 1: обертанням колеса домогтися, щоб швидкість точки контакту V_P була перпендикулярна осі ролика, тобто. $[V_P \perp a]$.

При виконанні умови 1 буде місце чисте кочення ролика, при цьому колесо здатне рухатися в напрямку швидкості центру без прослизання.

Визначення 1. Швидкість точки контакту складається зі швидкості центру колеса і окружної швидкості колеса в точці контакту P . Знаходиться за формулою (3.1).

$$\mathbf{V}_P = \mathbf{V}_O + (\dot{\varphi}h)\boldsymbol{\tau}, \quad (3.1)$$

де $\dot{\varphi}$ – швидкість обертання колеса (похідна кута повороту φ).

Для подальших розрахунків зобразимо геометричну схему мобільної платформи (рис. 3.2).

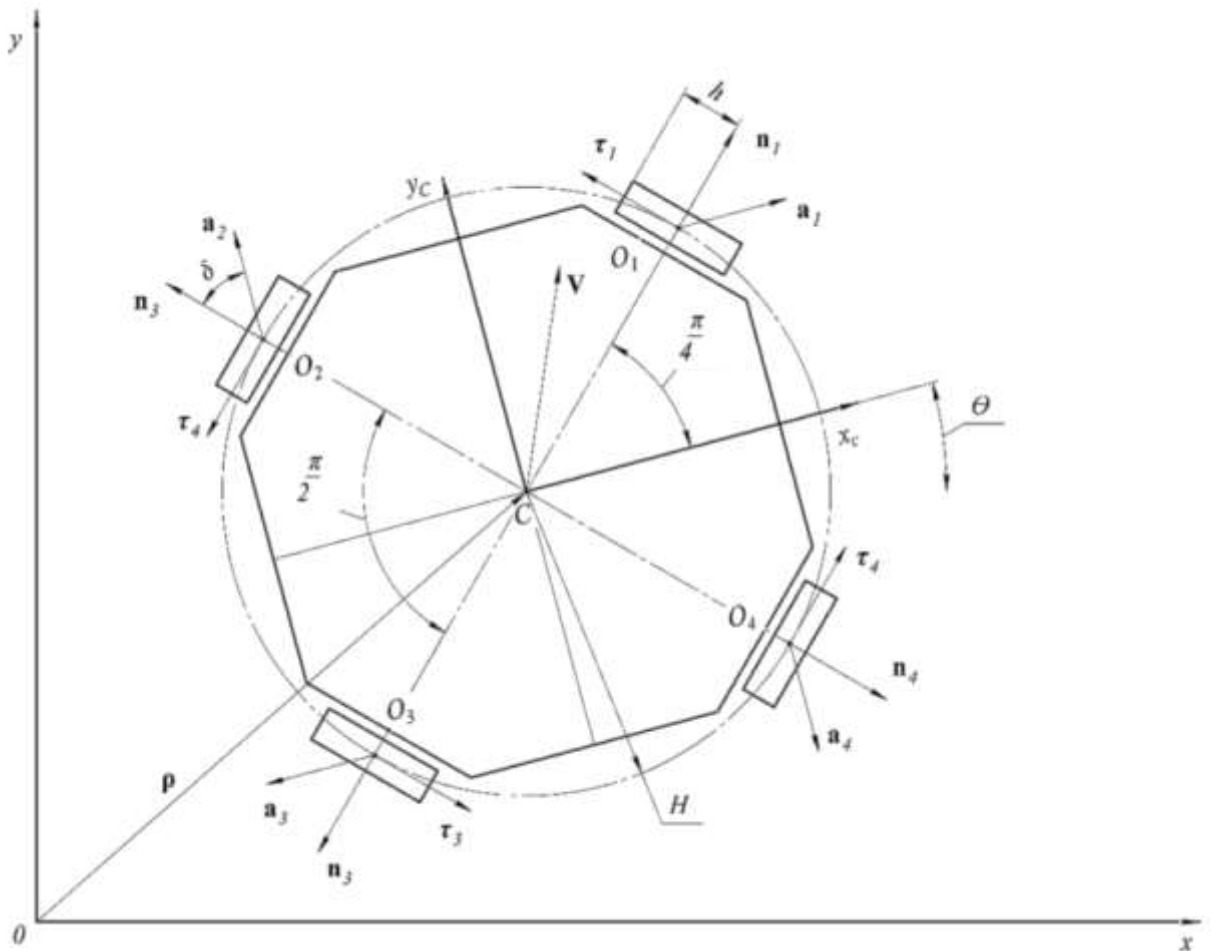


Рисунок 3.2 – Геометрична схема мобільної платформи

$E = [x, y]$ - базова система координат (БСК);

$EC = [x_c, y_c]$ – система координат, пов'язана з платформою (ЛСК), з початком у т. центру платформи C ;

$\rho = [x \ y]^T$ - радіус-вектор до т. C ;

$\mathbf{V} = [V_{xc} \ V_{yc}]^T$ – вектор лінійної швидкості платформи;

θ – кут повороту ЛСК стосовно БСК, тобто. кут повороту платформи навколо осі;

H – радіус кола, на якому лежать центри O_i коліс.

Рух мобільної платформи описується лінійною швидкістю \mathbf{V} та кутовою швидкістю обертання навколо власної осі θ . Вектор \mathbf{V} визначаємо в ЛСК, тому необхідно скласти перетворення між лінійною швидкістю платформи в БСК, яка дорівнює першій похідній радіус-вектора ρ та швидкістю платформи в ЛСК \mathbf{V} .

Матриця переходу R від базису БСК E до базису ЛСК EC , вона матриця повороту на кут θ , становить (3.2):

$$R = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}. \quad (3.2)$$

Базиси E та EC пов'язані співвідношенням (3.3):

$$EC = RE = R, \quad (3.3)$$

Оскільки Базис БСК E - одинична матриця. Вектори швидкостей платформи \mathbf{V} і $\boldsymbol{\rho}$ пов'язані співвідношенням (3.4):

$$\boldsymbol{\rho} = ECV = RV. \quad (3.4)$$

Звідки за формулою (3.5) знаходимо вектор \mathbf{V} :

$$\mathbf{V} = RT\boldsymbol{\rho}. \quad (3.5)$$

Швидкість центру колеса описується вектором \mathbf{V}_O , який дорівнює сумі вектора \mathbf{V} і вектора окружної швидкості \mathbf{V}_τ , викликаної обертанням платформи навколо своєї осі. Окружна швидкість рівна модулю твору $H \cdot \theta$. Напрямок швидкості збігається із вектором $\boldsymbol{\tau}$. Тоді окружна швидкість платформи дорівнює за формулою (3.6):

$$\mathbf{V}_\tau = (H\theta)\boldsymbol{\tau}. \quad (3.6)$$

Швидкість центру колеса дорівнює за формулою (3.7):

$$\mathbf{V}_O = \mathbf{V} + \mathbf{V}_\tau = \mathbf{V} + (H\theta)\boldsymbol{\tau}. \quad (3.7)$$

Умову 1 можна виразити як рівність нуля скалярного твору вектора швидкості точки контакту та вектора осі ролика, тобто отримаємо рівняння зв'язку (3.8) [6]:

$$(\mathbf{V}_P, \mathbf{a}) = 0. \quad (3.8)$$

Ця рівність буде вірною тоді, коли буде виконуватися умова $[\mathbf{V}_P \perp \mathbf{a}]$.

З огляду на (3.1). Перепишемо рівняння зв'язку (3.8):

$$((\mathbf{V}_O + h\dot{\varphi}\boldsymbol{\tau}), \mathbf{a}) = 0. \quad (3.9)$$

Звідки виражаємо кутову швидкість обертання колеса $\dot{\varphi}$:

$$\dot{\varphi} = -\frac{1}{(\mathbf{a}, \boldsymbol{\tau}) \cdot h} (\mathbf{V}_O, \mathbf{a}). \quad (3.10)$$

Рівняння (3.10) виражає зв'язок кутової швидкості обертання роликонесучого колеса з лінійною швидкістю його центру, при якому колесо може рухатися таким вектором швидкості без прослизання. Вектори \mathbf{a} та $\boldsymbol{\tau}$ визначені в ЛСК.

Скалярне множення векторів можна записати у матричному вигляді. Висловимо це тотожністю (3.11):

$$\begin{aligned}(\mathbf{a}, \boldsymbol{\tau}) &\equiv \mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau}, \\ (\mathbf{V}_0, \mathbf{a}) &\equiv \mathbf{a}^T \mathbf{V}_0.\end{aligned}\tag{3.11}$$

З огляду на тотожність (3.11) перепишемо рівняння (3.10):

$$\dot{\varphi} = -\frac{1}{(\mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau})h} \mathbf{a}^T \mathbf{V}_0.\tag{3.12}$$

Підставимо в (3.12) рівняння (3.7) і розкриємо дужки:

$$\dot{\varphi} = -\frac{1}{(\mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau})h} \mathbf{a}^T \mathbf{V} - \frac{1}{(\mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau})h} \mathbf{a}^T (H\dot{\theta})\boldsymbol{\tau}.$$

Розглянемо другий доданок у правій частині. Численні в чисельнику і в знаменнику можна скоротити, тобто:

$$\frac{1}{(\mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau})h} \mathbf{a}^T (H\dot{\theta})\boldsymbol{\tau} = \frac{1}{(\mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau})h} \mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau} (H\dot{\theta}) = \frac{H}{h} \dot{\theta}$$

Тоді вираз (3.12) для i -го колеса мобільної платформи можна записати так:

$$\dot{\varphi}_i = -\frac{1}{(\mathbf{a}_i^T \boldsymbol{\tau}_i)h} \mathbf{a}_i^T \mathbf{V} - \frac{H}{h} \dot{\theta}.\tag{3.13}$$

Звідси наслідок, що з обертанні мобільної платформи навколо осі виникає вектор окружної швидкості $(\dot{\theta}_H)\boldsymbol{\tau}_i$, який направлений із вектором окружної швидкості коліс $(\dot{\varphi}_i h)\boldsymbol{\tau}_i$ (рисунок 3.3).

Щоб виконувати умову 1 необхідно відняти з вектора окружної швидкості коліс вектор окружної швидкості обертання платформи. При цьому швидкість точки контакту \mathbf{V}_{P_i} залишиться перпендикулярною до осі ролика \mathbf{a}_i . У виразі (3.13) другий доданок у правій частині є ніщо інше, як перетворена

швидкість обертання платформи на кутову швидкість обертання коліс, при якому забезпечиться необхідне обертання платформи.

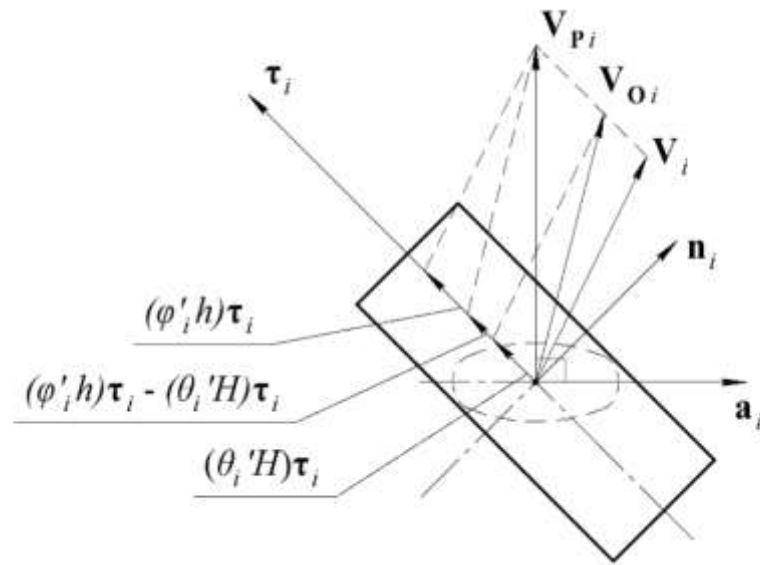


Рисунок 3.3 – Пояснення до формули (3.13)

Вектори τ_i та \mathbf{a}_i поодинокі вектори, визначені в ЛСК і постійні через незмінність конструкції. Тоді їх скалярне твір $(\mathbf{a}, \boldsymbol{\tau}) \equiv \mathbf{a}^T \boldsymbol{\tau}$ величина постійна і дорівнює $-\sin \delta$, тобто положення цих векторів один відносно іншого не змінюється для всіх коліс платформи. Тоді вираз (3.13) набуде вигляду:

$$\dot{\varphi}_i = \frac{1}{h \sin \delta} \mathbf{a}_i^T \mathbf{V} - \frac{H}{h} \dot{\theta}, \quad (3.14)$$

де $\delta = \frac{\pi}{4}$ – кут між віссю ролика та віссю колеса.

Вектори \mathbf{a}_i у ЛСК для кожного колеса рівні:

$$\begin{aligned} 1) \mathbf{a}_1 &= [1 \quad 0]^T; & 3) \mathbf{a}_3 &= [-1 \quad 0]^T \\ 2) \mathbf{a}_2 &= [0 \quad 1]^T; & 4) \mathbf{a}_4 &= [0 \quad -1]^T \end{aligned}$$

Розпишемо рівняння (3.14) для кожного колеса та представимо їх у векторно-матричному вигляді. Для 1-го колеса:

$$\dot{\varphi}_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{h \sin \delta} & 0 & -\frac{H}{h} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}. \quad (3.15)$$

Для 2-го:

$$\dot{\varphi}_2 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{h \sin \delta} & -\frac{H}{h} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}. \quad (3.16)$$

Для 3-го:

$$\dot{\varphi}_3 = \begin{bmatrix} 1 \\ -\frac{1}{h \sin \delta} & 0 & -\frac{H}{h} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}. \quad (3.17)$$

Для 4-го:

$$\dot{\varphi}_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{h \sin \delta} & -\frac{H}{h} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}. \quad (3.18)$$

Вирази (3.15) - (3.18) записали як добуток вектор рядка вектор стовпець. Останній складений з лінійної швидкості платформи, визначеної в ЛСК, і кутової швидкості обертання платформи. Введемо вектор локальних швидкостей

$\mathbf{U}_C = [\mathbf{V} \ \theta]^T = [V_{xc} \ V_{yc} \ \theta]^T$ та вектор глобальних швидкостей

$\mathbf{U} = [\boldsymbol{\rho} \ \theta]^T = [x \ y \ \theta]^T$, які визначають повну швидкість руху платформи в ЛСК та БСК. Ці два вектори пов'язані співвідношенням (3.19):

$$\mathbf{U}_C = R(\theta)^T \mathbf{U}, \quad (3.19)$$

де $R(\theta) = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ - матриця переходу, складена з матриці повороту R (3.2) і доповнена рядком та стовпцем до розмірності 3×3 .

Матриця переходу $R(\theta)$ залежить від кута повороту θ ЛСК по відношенню до БСК, причому θ – функція часу.

Вирази (3.15) - (3.18) можна записати у матричному вигляді:

$$\dot{\boldsymbol{\varphi}} = K \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = K \mathbf{U}_C, \quad (3.20)$$

де $\dot{\boldsymbol{\varphi}} = [\dot{\varphi}_1 \ \dot{\varphi}_2 \ \dot{\varphi}_3 \ \dot{\varphi}_4]^T$ – вектор кутових швидкостей коліс платформи;

Рівняння (3.20) визначає зворотну кінематику. На вирішення прямий завдання кінематики, тобто. знаходження швидкостей руху платформи виходячи із швидкостей обертання коліс, необхідно знайти зворотну матрицю K . Матриця прямокутна, тому її інвертування необхідно застосувати теорему Теорема Мура – Пенроуза про псевдооборотної матриці [12, з. 84] [13, с. 169]:

$$K^+ = (K^T K)^{-1} K^T. \quad (3.21)$$

Тоді вираз для прямої кінематики набуде вигляду:

$$\mathbf{U}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = K^+ \dot{\boldsymbol{\varphi}}, \quad (3.22)$$

де K^+ - псевдооборотна матриця, за формулою (3.21) дорівнює:

$$K^+ = \begin{bmatrix} \frac{1}{2k_m} & 0 & -\frac{1}{2k_m} & 0 \\ 0 & \frac{1}{2k_m} & 0 & -\frac{1}{2k_m} \\ h & h & h & h \\ -\frac{h}{4H} & -\frac{h}{4H} & -\frac{h}{4H} & -\frac{h}{4H} \end{bmatrix}.$$

3.2 Динаміка мобільної платформи

Завдання динаміки в тому, що знаючи характер руху тіла визначити сили, що діють на неї, і навпаки, знаючи докладені зусилля визначити закон руху [21, с. 186]. Отже, нам необхідно визначити рівняння руху, що зв'язують координати мобільної платформи і сили, що діють на неї.

Рівняння руху мобільної платформи отримаємо із рівнянь Лагранжа 2-го роду для голономних систем. Такий підхід використовується, наприклад, у роботі [12].

Рівняння Лагранжа 2-го роду виглядають так [2]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\delta T}{\delta q_i} = Q_i, \quad (3.23)$$

де T - повна кінетична енергія системи;

q_i - узагальнена координата, $i = 1 \dots 4$;

\dot{q}_i - узагальнена швидкість;

Q_i - узагальнена сила.

Як вектор узагальнених координат $\mathbf{q} = [q_1 \dots q_4]^T$ приймемо кути повороту коліс навколо осей $\boldsymbol{\varphi} = [\varphi_1 \dots \varphi_4]^T$, $\mathbf{q} = \boldsymbol{\varphi}$. Отже, вектор узагальнених швидкостей $\dot{\mathbf{q}} = [\dot{q}_1 \dots \dot{q}_4]^T$ дорівнює вектору кутових швидкостей обертання коліс, тобто. $\dot{\mathbf{q}} = \dot{\boldsymbol{\varphi}}$.

Знайдемо кінетичну енергію мобільної платформи. Вона складається з кінетичної енергії поступального руху центру мас мобільної платформи зі швидкістю \mathbf{V} (центр мас вважаємо розташованим у геометричному центрі,

тобто в т. С (див. рис. 3.2)), енергії обертального руху платформи навколо своєї осі зі швидкістю θ та енергії обертання коліс зі швидкістю $\dot{\varphi}_i$, тобто:

$$T = \frac{1}{2} m_R |\mathbf{V}|^2 + \frac{1}{2} J_R \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} J_W (\dot{\varphi}_1^2 + \dot{\varphi}_2^2 + \dot{\varphi}_3^2 + \dot{\varphi}_4^2), \quad (3.24)$$

де $|V| = \sqrt{V_{xС}^2 + V_{yС}^2}$ – модуль вектор лінійної швидкості;

m_R – маса платформи з урахуванням максимального вантажу;

J_R – момент інерції платформи;

J_W – момент інерції колеса.

Тут ми нехтуємо моментом інерції редуктора та валу, оскільки вони малі в порівнянні з моментом інерції колеса і платформи в цілому.

З виразу зворотної кінематики (3.22) знайдемо вирази для компонентів вектора локальних швидкостей $V_{xС}$, $V_{yС}$ і θ :

$$\begin{aligned} V_{xС} &= \frac{1}{2k_m} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3), \\ V_{yС} &= \frac{1}{2k_m} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4), \\ \dot{\theta} &= -\frac{h}{4H} (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4). \end{aligned} \quad (3.25)$$

Підставимо рівняння (3.25) у вираз для кінетичної енергії (3.24):

$$\begin{aligned} T &= \frac{A_T}{2} [(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 + (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_4)^2] + \\ &+ \frac{B_T}{2} (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2 + \frac{C_T}{2} (\dot{\varphi}_1^2 + \dot{\varphi}_2^2 + \dot{\varphi}_3^2 + \dot{\varphi}_4^2), \end{aligned} \quad (3.26)$$

де для зручності запису введено позначення:

$$A_T = \frac{m_R}{4k_m^2}, \quad B_T = \frac{J_R h^2}{16H^2}, \quad C_T = J_W.$$

У правій частині рівняння Лагранжа (3.23) стоїть узагальнена сила Q_i . За визначенням узагальнена сила - це коефіцієнти при варіаціях узагальнених координат у виразі для віртуальної роботи [7, с. 20]. В якості сил, що діють на мобільну платформу, виступають моменти, що крутять M_i , прикладені до колеса, який передається від електроприводу. При цьому на колеса діють момент тертя кочення, яке характеризується плечем тертя кочення f та

створює момент опору $\pm M_{fi}$, знак якого залежить від напрямку обертання колеса, тобто:

$$M_{fi} = \text{sign}(\dot{\varphi}_i) Nf, \quad (3.27)$$

де N - сила реакції опори від навантаження, що приходить на колесо.

Вираз для віртуальної роботи моментів сил має вигляд:

$$\begin{aligned} \delta A = \sum_{i=1}^4 Q_i \delta q_i = & (M_1 - \text{sign}(\dot{\varphi}_1) Nf) \delta \varphi_1 + (M_2 - \text{sign}(\dot{\varphi}_2) Nf) \delta \varphi_2 + \\ & + (M_3 - \text{sign}(\dot{\varphi}_3) Nf) \delta \varphi_3 + (M_4 - \text{sign}(\dot{\varphi}_4) Nf) \delta \varphi_4. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Отже, згідно з визначенням, i -а узагальнена сила дорівнює:

$$Q_i = M_i - \text{sign}(\dot{\varphi}_i) Nf = M_i - M_{fi}. \quad (3.29)$$

Розглянемо ліву частину рівняння Лагранжа (3.23). У ній другий доданок $\frac{\delta T}{\delta q_i}$ дорівнює нулю, оскільки кінетична енергія не залежить від узагальненої координати, а лише від узагальненої швидкості. Зробимо заміну $q_i = \varphi_i$, тоді рівняння (3.23) набуде вигляду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) = Q_i. \quad (3.30)$$

Підставимо у (3.30) рівняння (3.26), візьмемо приватні похідні за узагальненими швидкостями. Узагальнені швидкості, вони ж кутові швидкості обертання $\dot{\varphi}_i$ є функціями від часу, тоді провівши диференціювання виразів у дужках отримаємо систему рівнянь (3.31):

$$\begin{cases} (A_T + B_T + C_T)\ddot{\varphi}_1 + B_T \ddot{\varphi}_2 + (B_T - A_T)\ddot{\varphi}_3 + B_T \ddot{\varphi}_4 = Q_1 \\ B_T \ddot{\varphi}_1 + (A_T + B_T + C_T)\ddot{\varphi}_2 + B_T \ddot{\varphi}_3 + (B_T - A_T)\ddot{\varphi}_4 = Q_2 \\ (B_T - A_T)\ddot{\varphi}_1 + B_T \ddot{\varphi}_2 + (A_T + B_T + C_T)\ddot{\varphi}_3 + B_T \ddot{\varphi}_4 = Q_3 \\ B_T \ddot{\varphi}_1 + (B_T - A_T)\ddot{\varphi}_2 + B_T \ddot{\varphi}_3 + (A_T + B_T + C_T)\ddot{\varphi}_4 = Q_4 \end{cases} \quad (3.31)$$

де $\ddot{\varphi}_i$ – кутове прискорення коліс.

Цю систему рівнянь можна записати в матричному вигляді, тобто:

$$G\ddot{\varphi} = Q, \quad (3.32)$$

$$G = \begin{bmatrix} A_T + B_T + C_T & B_T & B_T - A_T & B_T \\ B_T & A_T + B_T + C_T & B_T & B_T - A_T \\ B_T - A_T & B_T & A_T + B_T + C_T & B_T \\ B_T & B_T - A_T & B_T & A_T + B_T + C_T \end{bmatrix}$$

G - матриця динаміки;

$\boldsymbol{\varphi} = [\varphi_1 \dots \varphi_4]^T$ – вектор кутових прискорень коліс;

$\mathbf{Q} = [Q_1 \dots Q_4]^T$ – вектор узагальнених сил.

Рівняння для узагальнених сил (3.29) запишемо у векторному вигляді:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{M} - \mathbf{M}_f, \quad (3.33)$$

де $\mathbf{M} = [M_1 \dots M_4]^T$ – вектор крутних моментів;

$\mathbf{M}_f = [M_{f1} \dots M_{f4}]^T$ – вектор моментів тертя кочення.

Підставимо (3.33) до рівняння (3.32) та отримаємо:

$$G\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{M} - \mathbf{M}_f, \quad (3.34)$$

звідки висловимо вектор крутних моментів \mathbf{M} :

$$\mathbf{M} = G\boldsymbol{\varphi} + \mathbf{M}_f. \quad (3.35)$$

Для виведення рівнянь руху, тобто. рівнянь, що зв'язують координати та діючі сили на платформу, виразимо з (3.34) вектор кутових прискорень $\boldsymbol{\varphi}$:

$$\boldsymbol{\varphi} = G^{-1}(\mathbf{M} - \mathbf{M}_f), \quad (3.36)$$

Повернемося до кінематики. Виразимо кутові швидкості через кінематичні співвідношення (3.19) та (3.20). Отримаємо:

$$\boldsymbol{\varphi} = K(R(\theta)^T \mathbf{U}). \quad (3.37)$$

Кутові прискорення $\boldsymbol{\varphi}$ дорівнюють похідній від кутової швидкості, отже, провівши диференціювання рівняння (3.37) отримаємо:

$$\begin{aligned} \dot{\boldsymbol{\varphi}} &= K \frac{d}{dt} (R(\theta)^T \mathbf{U}), \\ \dot{\boldsymbol{\varphi}} &= K [\dot{R}(\theta)^T \mathbf{U} + R(\theta)^T \dot{\mathbf{U}}], \end{aligned} \quad (3.38)$$

де $R(\theta)^T$ – похідна транспонованої матриці переходу. Нагадаємо, матриця переходу залежить від кута повороту платформи θ по відношенню до БСК, причому θ - функція часу.

Підставимо отримане рівняння (3.38) для кутових прискорень (3.36):

$$\begin{aligned} K [\dot{R}(\theta)^T \mathbf{U} + R(\theta)^T \dot{\mathbf{U}}] &= G^{-1}(\mathbf{M} - \mathbf{M}_f), \\ K \left[R(\theta)^T \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + R(\theta)^T \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} \right] &= G^{-1}(\mathbf{M} - \mathbf{M}_f), \end{aligned} \quad (3.39)$$

де $\mathbf{U} = [\dot{x} \ \dot{y} \ \dot{\theta}]^T$ – вектор глобальних прискорень.

Таким чином, ми отримали рівняння руху мобільної платформи в матричному вигляді. Воно визначає зв'язок між кінематикою (ліва частина), тобто. координатам та діючими зусиллями (права частина) – крутними моментами, які прикладені до коліс.

Окремо висловимо крутильні моменти, підставивши (3.38) (3.35).
Отримаємо: $\mathbf{M} = GK[R(\theta)^T \mathbf{U} + R(\theta)^T \mathbf{U}] + \mathbf{M}f$. (3.40)

Рівняння (3.40) вирішує пряме завдання динаміки, тобто. за характером руху мобільної платформи визначає діючі моменти, що крутять \mathbf{M} .

Залежності (3.40) і (3.20) знадобляться визначення максимальних крутних моментів швидкостей обертання коліс виходячи з необхідних параметрів руху платформи. Згідно з ТЗ, максимальна швидкість переміщення дорівнює 0,5 м/с, прискорення 2 м/с². На платформу діють лише динамічні навантаження в момент розгону, що виражена даламберової силою інерції, статичні навантаження платформа не відчуває, крім тертя кочення. Загалом динамічна навантаження буде у моменти часу, коли змінюється швидкість, тобто коли є прискорення.

Для виконання обчислень визначимо конструктивні параметри, що використовуються при розрахунку коефіцієнтів матриць K та G . До них відносяться:

– радіус кола, на якому розташовані центри коліс H , приймемо рівним 0,5 м (згідно ТЗ габарити дорівнюють 1×1 м);

– радіус кола коліс h беремо за таблицею 2.1, він дорівнює половині діаметра, тобто. 76,2 мм; масу колеса також за таблицею $m_W = 2,6$ кг;

– масу платформи з вантажем, m_R приймемо рівною 300 кг;

– момент інерції платформи знайдемо з припущення: представимо платформу у вигляді диска масою m_R та радіусом H , тоді $J_R = 37,5$ кг · м²;

– момент інерції колеса знайдемо аналогічно, $J_W = 0,0075$ кг · м².

Усі обчислення проводимо у середовищі MATLAB.

Змоделюємо процес руху наступним чином: початкова швидкість платформа дорівнює нулю, потім відбувається розгін з максимальним прискоренням до максимальної швидкості, після рівномірним рухом з максимальною швидкістю. Змінюючи напрямок руху визначаємо максимальні швидкості та моменти. Як показало моделювання, найбільш навантажений режим руху тоді, коли задіяні лише два колеса. Таке можливе коли швидкість та прискорення платформи спрямована вздовж осі u_c або вздовж осі x_c ЛСК. Наведемо результати моделювання руху вздовж u_c . Графік швидкості представлений на рис. 3.4.

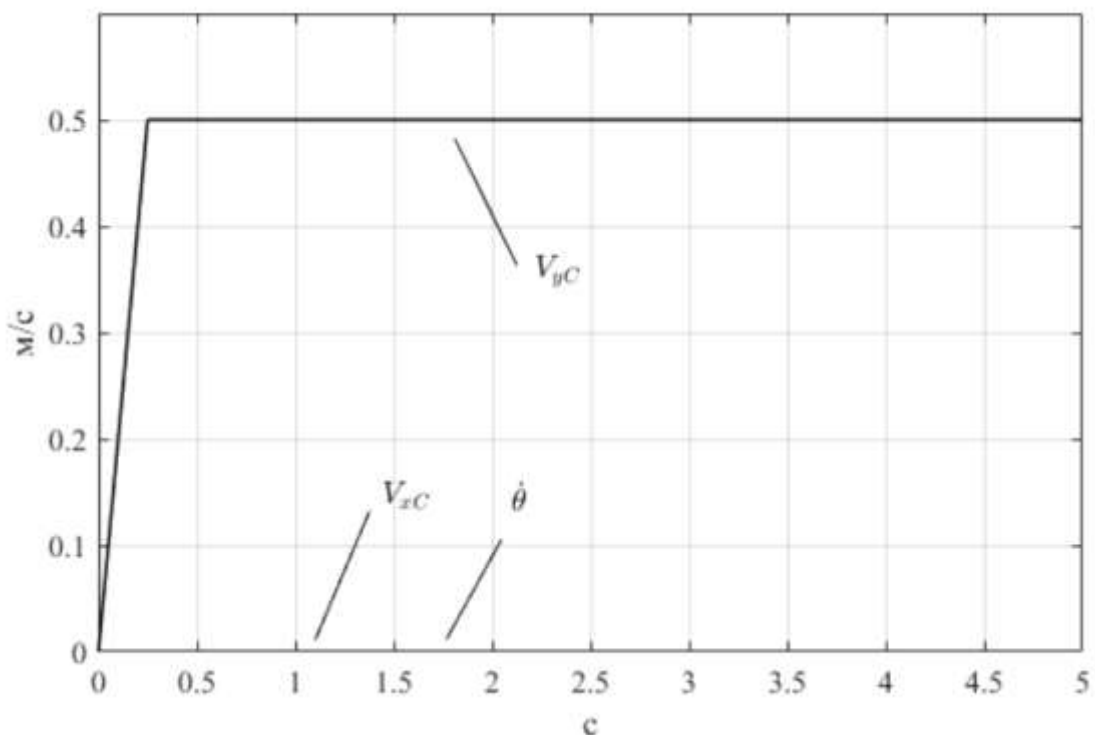


Рисунок 3.4 – Графік швидкості платформи

На графіці видно, інші компоненти вектора локальних швидкостей, тобто. компоненти лінійної швидкості V_{xc} та швидкості обертання θ дорівнюють нулю, оскільки розглядаємо рух вздовж осі u_c . Знаходимо швидкості обертання коліс. Графіки швидкостей зображені на рис. 3.5.

З графіка видно, що обертаються колеса 2 і 4, решта швидкість дорівнює нулю, тобто. відбувається пасивне обертання роликів. Це впливає з геометричної схеми платформи (рис. 3.2), осі роликів коліс 1 і 3 стають

перпендикулярними до напрямку швидкості платформи. Максимальна швидкість при цьому дорівнює 9,3 рад/с.

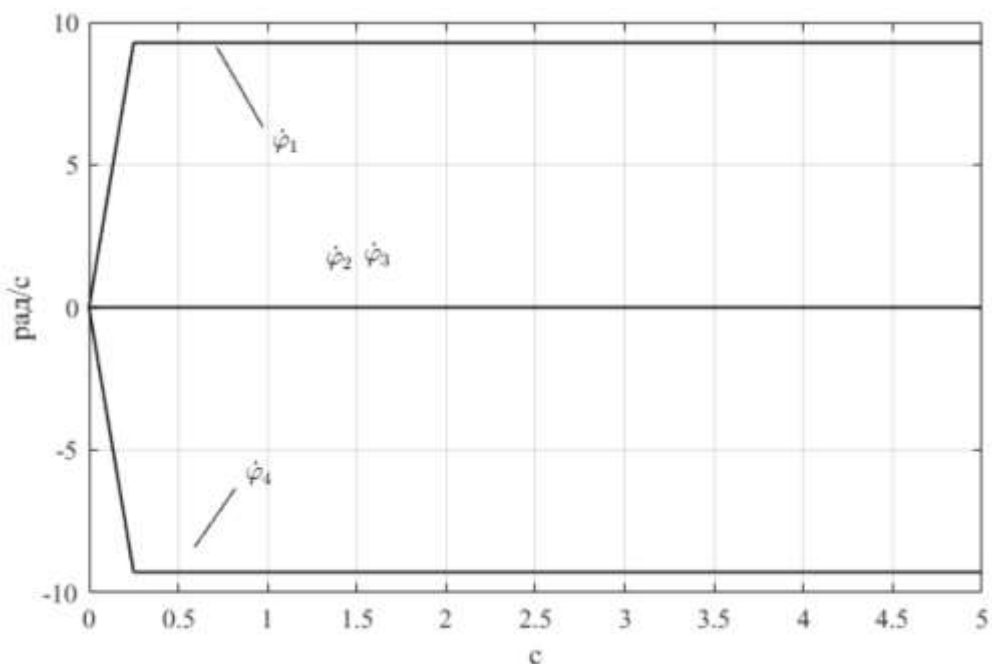


Рисунок 3.5 – Графік швидкостей коліс

Графік крутних моментів на колесах зображений на рис. 3.6.

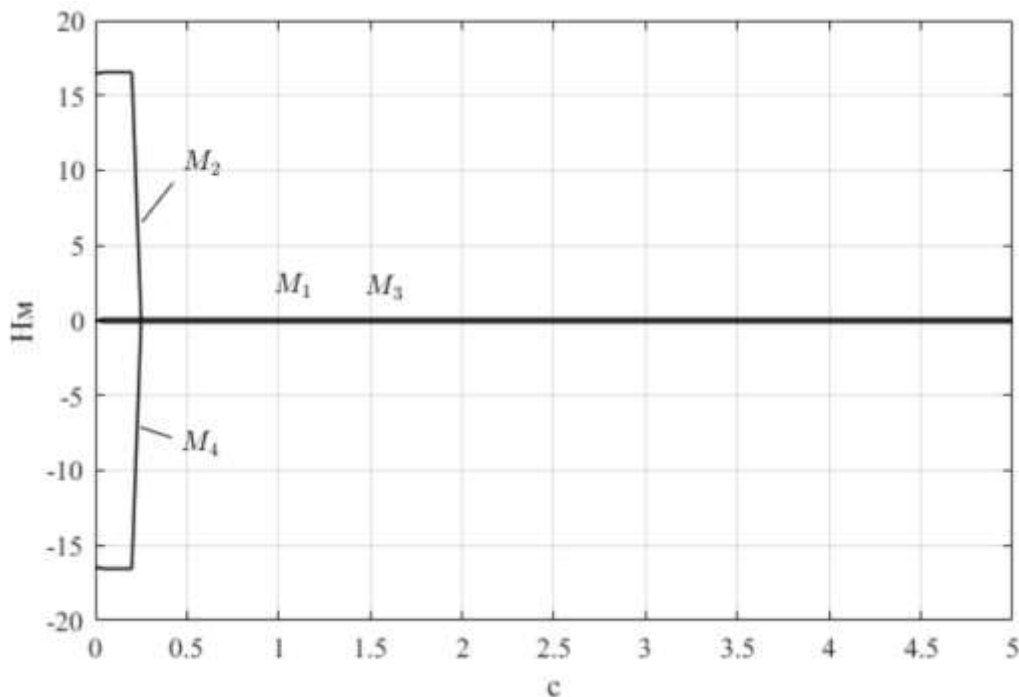


Рисунок 3.6 – Графік крутних моментів

Видно, що момент відчуває колеса, що обертаються, тобто. під номером 2 і 4. На колесах 1 і 3 лише момент тертя кочення. Максимальне значення моменту, що крутить, дорівнює 16,6 Н·м.

3.3 Математична модель стабілізації швидкості руху

Швидкість руху мобільної платформи повністю визначається швидкістю обертання коліс залежно (3.22), що називається прямою кінематикою. Тоді завдання стабілізації швидкості зводиться до стабілізації швидкості обертання коліс, саме швидкості обертання двигуна, який через редуктор рухає колесо.

3.3.1 Динамічна модель електроприводу

Електропривод виконаний з урахуванням двигуна постійного струму серії RE50. Його характеристик розглянуто у таблиці 2.3.

Введемо позначення параметрів двигуна:

- $U_{\text{ном}} = 48 \text{ В}$ – номінальна напруга обмотки;
- $n_{\text{ном}} = 4620 \text{ об/хв} = 483,8 \text{ рад/с}$ – номінальна швидкість;
- $M_{\text{ном}} = 0,42 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент;
- $I_{\text{ном}} = 4,58 \text{ А}$ – номінальний струм;
- $R_{\text{я}} = 0,608 \text{ Ом}$ – опір обмотки якоря
- $L_{\text{я}} = 4,23 \cdot 10^{-4} \text{ Гн}$ – індуктивність обмотки якоря
- $J = 5,42 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора;
- $k_M = 0,0934 \text{ Н} \cdot \text{м/А}$ – коефіцієнт моменту;
- $k_E = 0,09362 \text{ В/рад/с}$ – коефіцієнт ЕРС.

Передатна функція (ПФ) об'єкта управління – електродвигуна за керуючим впливом, що описує відношення кутової швидкості на виході $\omega(t)$ та напруги на вході $u(t)$ у перетвореннях Лапласа [16], виглядає так:

$$W(s) = L \left\{ \frac{\omega(t)}{u(t)} \right\} = \frac{\omega(s)}{u(s)} = \frac{1/k_E}{\frac{T_{\text{я}}}{K_1 K_2 k_E} s^2 + \frac{1}{K_1 K_2 k_E} s + 1}, \quad (3.41)$$

$$W(s) = \frac{10,68}{2,678 \cdot 10^{-6} s^2 + 0,003769s + 1'}$$

де $T_{\text{я}} = L_{\text{я}}/R_{\text{я}} = 7,105 \cdot 10^{-4}$ – постійна часу якоря;

$K_1 = 1/R_{\text{я}} = 1,645$ и $K_2 = k_M/J = 1,723 \cdot 10^3$ – введені позначення.

ПФ (3.41) можна уявити блок-схемою в середовищі SIMULINK як на рис. 3.7. Для отримання графіка перехідного процес подамо на вхід стрибкоподібну номінальну напругу (рис. 3.8).

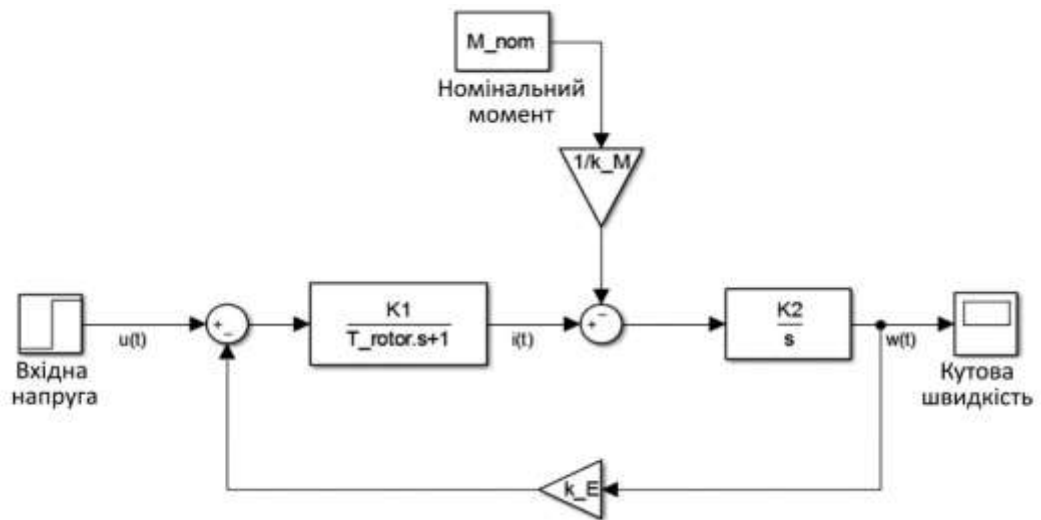


Рисунок 3.7 – Структурна блок-схема математичної моделі двигуна

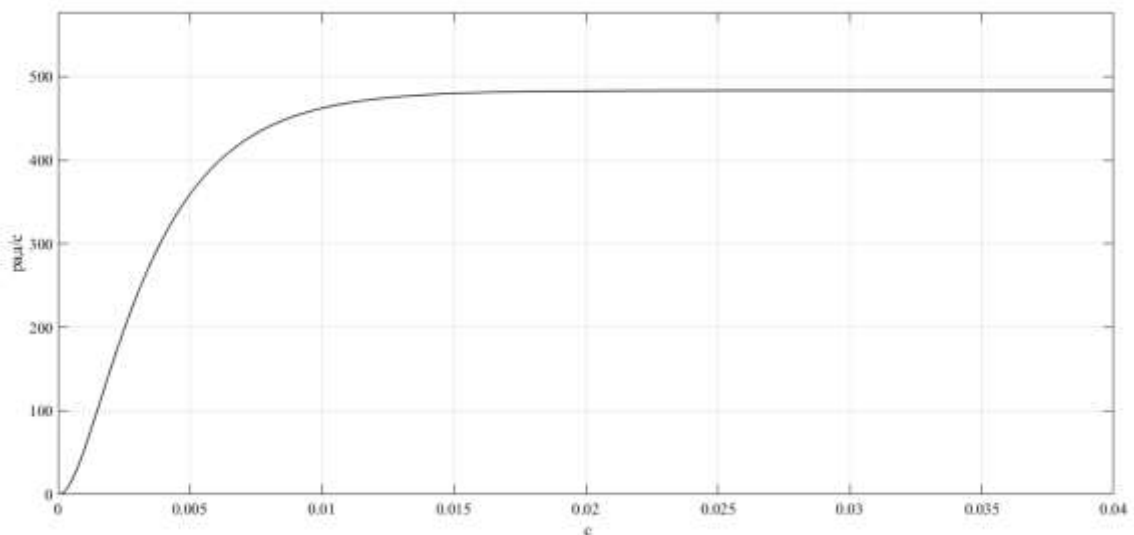


Рисунок 3.8 – Перехідний процес електродвигуна RE50

У режимі швидкість двигуна приймаємо номінальне значення. Час встановлення - 0,01 с, час наростання - 0,007 с.

Синтезуємо одноконтурну систему керування швидкістю двигуна. Об'єкт управління охоплений негативним зворотним зв'язком за швидкістю. Помилка розбіжності настановного значення швидкості від реальної подається на регулятор. Вихідний сигнал із регулятора надходить на об'єкт управління – електродвигун. Необхідно сказати, що в розриві регулятора та двигуна передбачається наявність силового регулятора, який перетворює вихідний сигнал регулятора на напругу, що подається на двигун. Прийmemo, що як

силовий регулятор використовується широтно-імпульсний перетворювач (ШИП), який опишемо безінерційною ланкою k_{sr} . Прийнемо його рівним номінальному напрузі: $k_{sr} = U_{ном} = 48$. Тоді структура системи управління буде виглядати як на рис. 3.9.

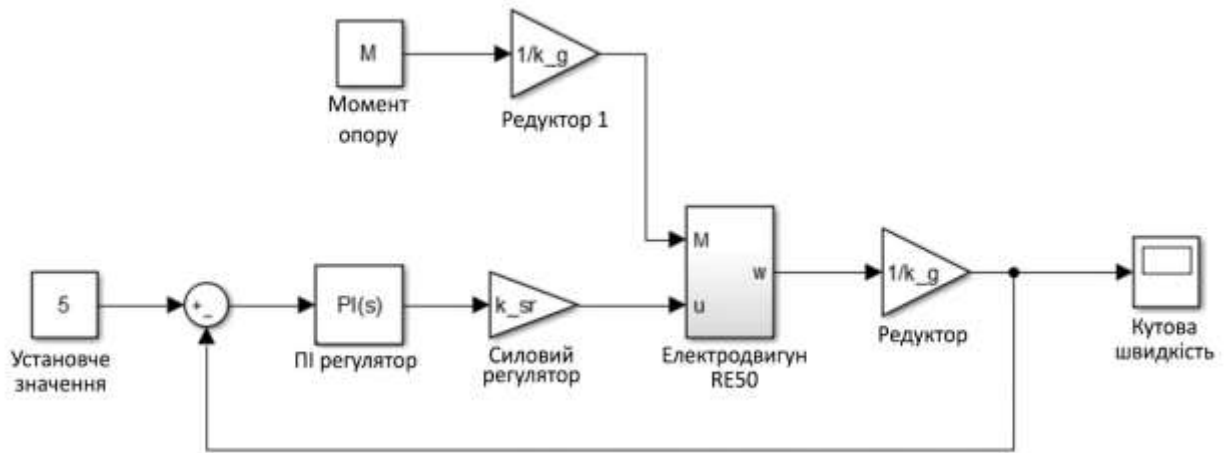


Рисунок 3.9 – Структура контуру керування швидкістю електроприводу

У цій схемі враховано редуктор, який описаний коефіцієнтом, що дорівнює зворотному передатному відношенню $1/kg = 1/50$.

Структура регулятора прийнята пропорційно-інтегральна (ПІ-регулятор). Його достатньо для управління об'єктом другого порядку, яким є електродвигун.

Налаштуємо регулятор на оптимум за модулем. Знайдемо передатну функцію розімкнутого контуру W_p . Для цього вираз (3.41) ПФ електродвигуна представимо наступним чином:

$$W(s) = \frac{1/k_E}{(T_1s + 1)(T_2s + 1)} = \frac{10,68}{(0,0028s + 1)(9,8 \cdot 10^{-4}s + 1)}, \quad (3.42)$$

де $T_1 = 0,0028$ та $T_2 = 9,8 \cdot 10^{-4}$ – постійні часу, причому $T_1 \gg T_2$

Регулятором компенсуємо велику постійну часу T_1 . Тоді, з урахуванням структури контуру на малюнку 3.9, ПФ регулятора W_c набуде вигляду:

$$W_c = \frac{T_1s + 1}{KT_2\mu s} = K_{\Pi} + \frac{K_{\text{И}}}{s} \quad (3.43)$$

де K - добуток коефіцієнтів ланок прямого ланцюга;

$$K = k_{cp} \frac{1}{k_E} \frac{1}{k_G} = 48 \frac{1}{0,09362} \frac{1}{50} = 10,25$$

K_{II} та K_I – пропорційний та інтегральний коефіцієнти відповідно;
 μ – вільний параметр.

ПФ розімкнутого контуру дорівнює:

$$W_P = W_C k_{sr} W \frac{1}{k_G} = \frac{1}{T_2 \mu s (T_2 s + 1)}, \quad (3.44)$$

Для налаштування регулятора на оптимум за модулем необхідно забезпечити розподіл за Баттервортом коренів характеристичного рівняння ПФ замкнутого контуру W_{yr} . Вона дорівнює:

$$W_{yr} = \frac{W_P}{1 + W_P} = \frac{1}{\mu T_2^2 s^2 + \mu T_2 s + 1}, \quad (3.45)$$

де $\mu T_2^2 s^2 + \mu T_2 s + 1$ - характеристичне рівняння контуру.

Оптимум за модулем досягається при $\mu = 2$. У результаті отримуємо:

$$W_{yr} = \frac{1}{2T_2^2 s^2 + 2T_2 s + 1} = \frac{1}{1,805 \cdot 10^{-6} s^2 + 0,0019s + 1}. \quad (3.46)$$

Графік перехідного процесу при настановному значенні 5 рад/с показаний на рис. 3.10.

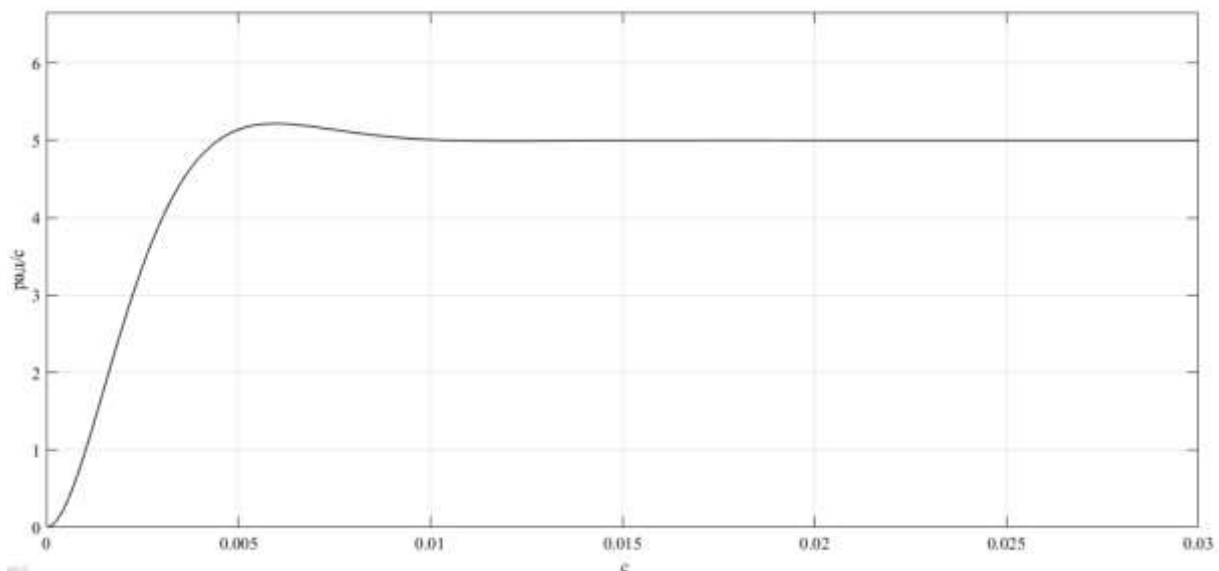


Рисунок 3.10 – Графік перехідного процесу контуру керування швидкістю

Час встановлення дорівнює 0,008 с, перерегулювання становить 4,3%.

З рівняння (3.43) знаходимо коефіцієнти K_{II} і K_I ПІ-регулятора.

$$K_{\Pi} = \frac{T_1}{K\mu T_2} = 0,145,$$

$$K_{\text{И}} = \frac{1}{K\mu T_2} = 51,33.$$

3.4 Математична модель стабілізації становища

Положення мобільної платформи відстежується УСЛП, яка формує сигнали зворотного зв'язку по координаті $\mathbf{p} = [x \ y]^T$ та куті орієнтації θ – три координати положення. Завдання стабілізації положення зводиться до визначення структури контуру управління та розрахунку параметрів регулятора. Оскільки управління кожною компонентною координат незалежно (платформи має всі три можливі ступені свободи на площині), то маємо три роздільні ланцюги управління по кожній координаті.

Як і у випадку з моделлю стабілізації швидкості, задаймо необхідне переміщення. Нехай необхідно переміститися з т. $[0, 0]$ в т. $[1, 1]$ здійснити поворот від нуля до $4/4$ рад/с, при цьому поставимо траєкторію руху до точки як на рис. 3.12.

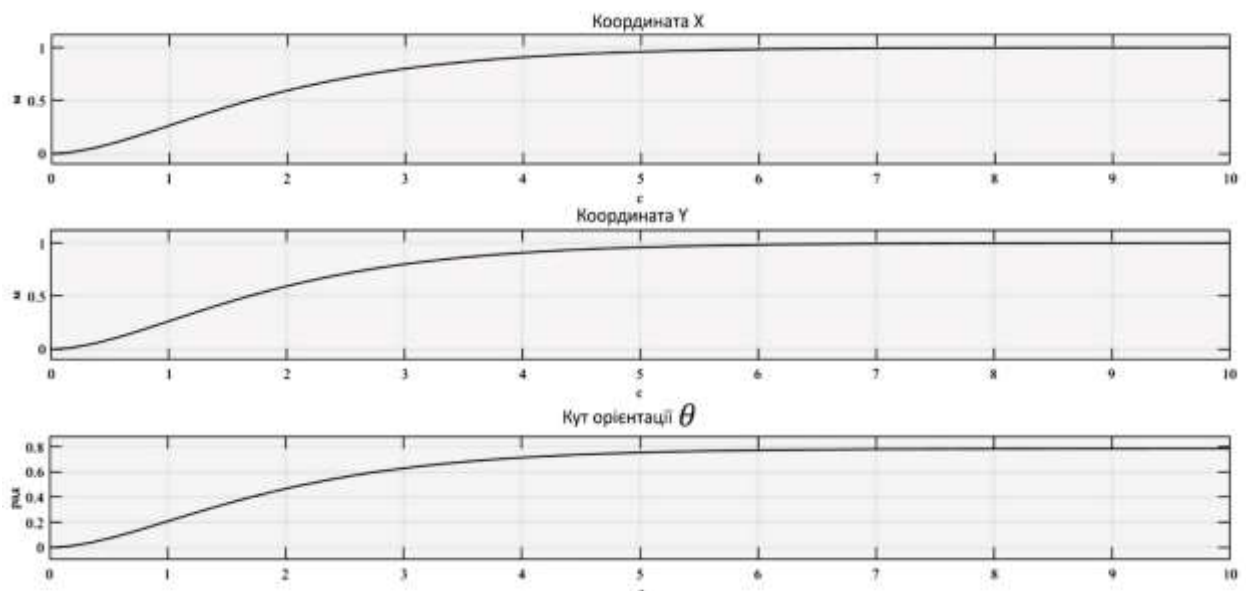


Рисунок 3.12 – Необхідна траєкторія

Траєкторія відповідає аперіодичного закону, що забезпечує плавність руху. Результати моделювання розглянемо з прикладу координати x . Графік наведено на рис. 3.13.

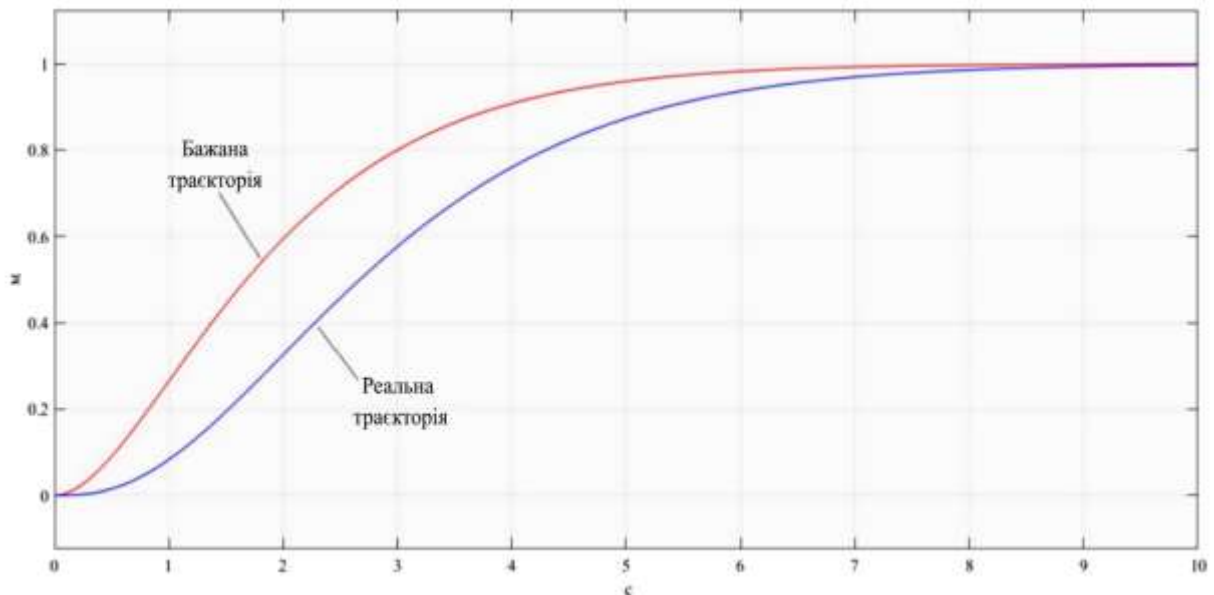


Рисунок 3.13 – Графік бажаної та реальної траєкторії x

Спостерігається відхилення фактичної траєкторії від заданої, однак час перехідного процесу залишається практично однаковим. Аналіз графіків для координат y та θ підтверджує аналогічний висновок.

У кожному контурі керування застосовано пропорційний регулятор із коефіцієнтом підсилення, рівним одиниці. Налаштування регулятора ускладнюється тим, що зі зростанням швидкодії збільшуються момент та швидкість обертання коліс, що зрештою може перевищити допустимі граничні значення.

У зворотному зв'язку, як і в моделі стабілізації швидкості, використовується екстраполятор. У даній моделі застосовано екстраполятор першого порядку, який виконує лінійну інтерполяцію сигналу між дискретними відліками часу. Такий підхід є практично реалізованим, зокрема у випадках, коли для відстеження переміщення залучаються додаткові джерела інформації (наприклад, одометричні дані).

При використанні екстраполятора нульового порядку (тобто за відсутності додаткових даних) значення кутових швидкостей коліс часто змінюються різко, що призводить до високих кутових прискорень та, відповідно, до перевантажень за моментом. Подібна ситуація є неприпустимою.

ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

У межах даної роботи запропоновано конфігурацію шасі мобільної вантажної платформи, яка забезпечує повну маневровість руху. Конструкція оснащена роликосносними колесами (меканум-колеса). Виходячи з особливостей конструкції колеса та конфігурації шасі, були сформульовані кінематичні та динамічні рівняння руху мобільної платформи. Наведено результати математичного моделювання руху з урахуванням її динамічних характеристик та властивостей електропривода, представлених його динамічною моделлю.

Спроектовано колісний вузол як основний елемент, що забезпечує рух платформи. На основі розрахунків міцності визначено конструкцію рами та розроблено несучу частину мобільної платформи. Створено тривимірну модель концепту та виготовлено макет.

Було проаналізовано різні технології позиціонування у режимі реального часу, після чого прийнято рішення на користь ультразвукової технології. Запропоновано принцип роботи системи локального позиціонування (СЛП), спроектовано її функціональні елементи та розроблено конструкцію ультразвукового випромінювача. Описано трилатераційний метод визначення координат мобільної платформи. Зібрано прототип ультразвукової системи локального позиціонування (УСЛП).

У перспективі передбачається вдосконалення системи позиціонування шляхом інтеграції додаткових джерел інформації про координати руху, зокрема одометричних даних та інерціальної навігаційної системи. Також планується розробка повного комплексу електроніки мобільної платформи, проєктуванню системи керування верхнього рівня та синтез алгоритмів управління і контролю руху платформи вздовж заданих траєкторій.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II : навчальний посібник / Ю. І. Муляр, С. В. Репінський. – Вінниця : ВНТУ, 2020. – 123 с.
2. Теоретична механіка. Динаміка та аналітична механіка: Конспект лекцій [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності: 113 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Н.І. Штефан, В.М. Федоров. – Електронні текстові дані (1 файл: 11,2Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021.
3. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Обладнання автоматизованих виробництв. Частина 1. Верстати автомати : навчальний посібник / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 91 с.
4. Проць Я.І. Автоматизація виробничих процесів. Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. /Я.І. Проць, В.Б. Савків, О.К. Шкодзінський, О.Л. Ляшук – Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2011. – 344 с.
5. Гідропневмоприводи та пристрої автоматики: Навчальний посібник / А. В. Люта, Є. Ф. Чекулаєв. – 2-е видання (перероблене). – Краматорськ: ДДМА, 2020. – 172 с
6. Abduganiyeva Yulduzoy Shakhabidinovna. (2022). AUTOMATION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES. European Journal of Humanities and Educational Advancements, 3(12), 130-131. Retrieved from <https://scholarzest.com/index.php/ejhea/article/view/3077>.
7. Davim J. P., Markopoulos A. P., Markopoulos A. Advanced Machining Processes: Innovative Modeling Techniques. Taylor & Francis Group, 2017. 327 с..
8. Spyros G. Tzafestas. Introduction to Mobile Robot Control. – Elsevier, 2014. – 750 p.
9. Doroftei I. Grosu V. Spinu V. Omnidirectional Mobile Robot – Design and Implementation // Bioinspiration and Robotics: Walking and Climbing Robots. – 2007. P. 511-528

10. A. Gfrerrer. Geometry and Kinematics of the Mecanum Wheel // Computer Aided Geometric Design. – 2008. – V. 25. – P. 784-791
11. Kumar, Pushpendra & Othman, Lakhal & Merzouki, Rochdi. (2018). Bond Graph Modeling of a Holonomic Mobile Platform with Four Mecanum Wheels. – 8 p. (Preprint ICBGM)
12. Z. Hendzel, Ł. Rykała. Modelling of Dynamics of a Wheeled Mobile Robot with Mecanum Wheels with the use of Lagrange Equations of the Second Kind // Applied Mechanics and Engineering. – 2017. – V.22. – No.1. – P. 81-99
13. Lih-Chang Lin, Hao-Yin Shih. Modeling and Adaptive Control of an Omni-Mecanum-Wheeled Robot // Intelligent Control and Automation. – 2013. – V. 4. – P. 166-179
14. Малащенко В. О. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів: навч. посіб / В. О. Малащенко, В. В. Янків. – Львів : “Новий Світ-2000”, 2013. – 264 с.:
15. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів: Навчальний посібник. - Львів: “Новий Світ-2000”, 2018. - 264 с.
16. MATLAB в інженерних розрахунках. Комп'ютерний практикум: навчальний посібник / Н. М. Гоблик, В. В. Гоблик; Міністерство освіти і науки України, Національний університет "Львівська політехніка". – 3-тє видання, доповнене. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2020. – 190 сторінок: ілюстрації, таблиці, схеми, графіки; 24 см. – ISBN 978-966-941-510-3
17. Валецький Б.П. Мехатронний модуль та картезіанські конструкції / Валецький Б.П // Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференція ТК-2024 «Прогресивні напрямки розвитку автоматизованих технологічних комплексів» (Луцьк 28-30 травня 2024 р.) – Луцьк, ЛНТУ, 2024. с.21-22
18. Валецький Б.П. Застосування мехатронних модулів для автоматизації виробничих процесів // Матеріали та технології в інженерії (МТІ-2024): інженерія, матеріали, технології, транспорт: збірник наукових

доповідей міжнародної конференції, Луцьк, Україна, 14-16 травня 2024 р. / – Луцьк : Вежа-Друк, 2024. – с.69-72

19. Б.П. Валецький, Т.І. Четвержук, В.А. Єрьомін, С.П. Шимчук. Інжиніринг планетарного редуктора у SOLIDWORKS. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, 2025. №81. – С. 127-132. DOI: <https://doi.org/10.36910/775.24153966.2025.81.19>.

20. Використання мобільних вантажних платформ / Ловін М., Валецький Б. // Тези V студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії «Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії». Луцьк: ЛНТУ – 2025р.– С.187-189

21. Б.П. Валецький, Т.І. Четвержук, Ю.В. Федорусь, С.П. Шимчук. Оптимізація характеристик автоматизованого керування процесом великогабаритного пакування. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, 2025. №81. – С. 87-91. DOI: <https://doi.org/10.36910/775.24153966.2025.81.13>.

22. Проблеми та задачі проектування та розрахунку несучих частин металорізальних верстатів з урахуванням навантажень /Т.І. Четвержук, Р.Г. Редько, Р.М. Полінкевич, О.М. Залета, Б.П. Валецький// Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». Луцьк, 2022 №73 с.101-104 DOI: <https://doi.org/10.36910/775.24153966.2022.73.15>

23. Валецький Б.П. Сучасні принципи побудови контейнерних майданчиків складських терміналів / Б.П. Валецький // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. – Випуск 58. – Луцьк, 2017. – С.50-55. / URL: https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky/issue/view/45/51

ДОДАТКИ

