

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:
**«Визначення силових залежностей в штангах
чотирьохкоординатного робота на основі
паралельних кінематичних структур з
надлишковим приводом повороту руки»**

Виконав здобувач вищої освіти
II-го курсу групи ГМ-23М-3
ОНП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Михайло КРЕТЕВИЧ

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Освітньо-наукова програма	Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММіР
_____ Андрій ГРЕЧКА

« ____ » _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Михайла КРЕТЕВИЧА

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Визначення силових залежностей в штангах чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки
2. Керівник роботи: к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА
3. Строк подання роботи до захисту 10 травня 2025 р.
4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: визначення силових залежностей чотирьохкоординатного робота, побудованого на основі паралельних кінематичних структур, з надлишковим приводом повороту руки для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки.

Завдання:

- огляд існуючих типів промислових роботів та підбір прототипів;
- розробка на рівні схеми конструкції чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розробка схеми навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розробка математичної моделі силового навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розрахунок силових залежностей в штангах чотирьохкоординатного робота для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки;
- розрахунок економічної ефективності від впровадження результатів роботи.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Дослідно-конструкторський	Андрій ГРЕЧКА		
Організаційно-економічний	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	12.02	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	27.02	вик.
3.	Розробка схеми механізму і опис конструкції.	07.03	вик.
4.	Розв'язок зворотної задачі кінематики.	12.03	вик.
5.	Розробка схеми навантаження.	19.03	вик.
6.	Розробка математичної моделі силового навантаження.	26.03	вик.
7.	Розрахунок силових залежностей в штангах чотирьохкоординатного робота.	02.04	вик.
8.	Аналіз отриманих графіків.	09.04	вик.
9.	Розрахунок економічної ефективності.	19.04	вик.
10.	Оформлення пояснювальної записки.	29.04	вик.
11.	Оформлення презентації роботи.	01.05	
12.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	10.05	вик.

Дата видачі завдання « ____ » _____ 20__ р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « ____ » _____ 20__ р.

Здобувач вищої освіти _____ Михайло КРЕТЕВИЧ
(підпис)

Анотація

КРЕТЕВИЧ Михайло. Визначення силових залежностей в штангах чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки. Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2025. – 72 с. Матеріали презентації 11 іл.

Синтезовано схеми навантаження вихідного органу чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки. Розроблено математичні моделі розрахунку внутрішніх сил в штангах механізму. Проведено комп'ютерне моделювання впливу параметрів схем навантаження на величини внутрішніх сил в штангах механізму. Результати моделювання представлено у вигляді графіків.

Очікуваний економічний ефект складає 21303 грн.

Актуальність: вперше розроблені просторові схеми навантаження вихідного органу чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки та вперше отримано аналітичні залежності величини реакцій, що виникають в штангах приводу переміщення зазначеного органу від параметрів цих схем та у його з'єднувальному підшипниковому вузлі.

Практичне значення: розроблено схему чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки, розв'язано зворотні кінематичні задачі, розроблено схеми навантаження вихідного органу зазначеного механізму та проведено розрахунки величин внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах.

Ключові слова: робот, паралельні кінематичні структури, схеми навантаження, математична модель.

Summary

KRETEVYCH Mykhailo. Determination of force dependences in the rods of a four-coordinate robot based on parallel kinematic structures with a redundant arm rotation drive. Qualification work at the second (master's) level of higher education: CUNTU, 2025.– 72 p. Presentation materials 11 il.

It is synthesized the loading schemes of the end effector of a four-coordinate robot based on parallel kinematic structures with a redundant arm rotation drive. It is developed mathematical models of internal forces in the rods of the mechanism. Computer modeling of the influence of parameters of loading schemes on value of internal forces in the rods of the mechanism was carried out. The results of modeling are presented in the form of graphs.

The expected economic effect is UAH 21,303.

Topicality: For the first time, it is developed spatial load schemes of the output organ of a four-coordinate robot based on parallel kinematic structures with a redundant arm rotation drive and, for the first time, analytical dependences of the magnitude of the reactions that arise in the rods of the drive for the movement of the specified organ on the parameters of these schemes and in its connecting bearing unit were obtained.

Practical significance: a scheme of a four-coordinate robot based on parallel kinematic structures with a redundant arm rotation drive has been developed, inverse kinematics problems solved, load schemes for the output body of the specified mechanism have been developed and calculations of the values of internal force factors arising in its rods were carried out.

Keywords: robot, parallel kinematic structures, loading schemes, mathematical model.

ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 КЛАСИФІКАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ. ПОНЯТТЯ НАДЛИШКОВОСТІ. ОГЛЯД ПРОТОТИПІВ	10
1.1 Класифікація промислових роботів на основі паралельних кінематичних структур	10
1.2 Надлишковість в механізмах з паралельними кінематичними структурами	20
1.3 Огляд прототипів на основі механізмів паралельної кінематики	22
1.4 Мета і задачі досліджень	27
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ЧОТИРЬОХКООРДИНАТНОГО РОБОТА	30
2.1 Опис пропонованої конструкції робота	30
2.2 Розв'язок зворотних кінематичних задач	33
2.3 Математична модель силових залежностей	40
2.4 Розрахунок реакцій в штангах чотирьохкоординатного робота	51
РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ ЧОТИРЬОХКООРДИНАТНОГО РОБОТА	59
3.1 Загальні вихідні дані	59
3.2 Визначення експлуатаційних витрат при застосуванні роботів	60
3.3 Розрахунок показників економічної ефективності	65
ВИСНОВКИ	67
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	69

ВСТУП

Актуальність роботи. Сучасне транспортувальне технологічне обладнання, побудоване на основі паралельних кінематичних структур, внаслідок своїх переваг отримує все більше розповсюдження в різних галузях, в тому числі і машинобудівній. При степені вільності вихідного органа маніпулятора більше трьох конструктивна реалізація такого обладнання за своєю складністю мало відрізняється в порівнянні зі зразками, побудованими на основі традиційної кінематики, побудованої на послідовних кінематичних схемах. При цьому переваги такого обладнання, зокрема, помітно вища його жорсткість, надає можливість здійснювати транспортувальні операції з суттєво вищими швидкостями. Рухомість обладнання з степенями вільності більше трьох, тобто чотири і вище, забезпечує високу функціональність для транспортувальних операцій, проте існують певні недоліки у її реалізації. Одним з основних серед них є малий коефіцієнт використання робочого простору. Для подібних механізмів з паралельними кінематичними структурами вже відомі способи підвищення просторової рухомості. Особливий інтерес становить спосіб функціонального розділення приводів лінійних та кутових переміщень вихідного органа маніпулятора.

Технологічне обладнання для виконання транспортувальних операцій, яке побудоване на основі паралельних кінематичних структур, у повній мірі відповідає такій тенденції розвитку робототехніки, як використання маніпуляторів з замкненими кінематичними ланцюгами з розміщенням двигунів приводів даних ланцюгів на елементах основи робота. Стрижнева конструкція на основі шарнірно поєднаних елементів з малою масою переміщуваних складових, без поступового нарощування даних мас, що притамане традиційним кінематичним ланцюгам, сприяє збільшенню динамічних показників. На початкових етапах проектування такого обладнання особливий інтерес становить питання розрахунку внутрішніх

силових факторів, величина яких є одним з чинників, що безпосередньо визначає міцність машини, вибір її двигунів, а також спричиняє навантаження шарнірних з'єднань механізму, які є одними зі «слабких» його місць. Визначення силових залежностей в штангах чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур є актуальним науково-технічним завданням, що має практичну цінність.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є визначення силових залежностей чотирьохкоординатного робота, побудованого на основі паралельних кінематичних структур, з надлишковим приводом повороту руки для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести огляд існуючих типів промислових роботів та здійснити підбір прототипів;
- розробити на рівні схеми конструкцію чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розробити схеми навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розробити математичну модель силового навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розрахувати силові залежності в штангах чотирьохкоординатного робота для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки.

Додатково до поставленої мети необхідно оцінити економічну ефективність від впровадження робота пропонованої конструкції.

Об'єкт дослідження – чотирьохкоординатний робот на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки.

Предмет дослідження – параметри схеми навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки.

Практичне значення – розроблено схему чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки, розв'язано зворотні кінематичні задачі, розроблено схеми навантаження вихідного органу зазначеного механізму та проведено розрахунки величин внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах.

Особистий внесок – розв'язано зворотні кінематичні задачі, розроблено схеми навантаження вихідного органу чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки, розраховано величини внутрішніх силових факторів, що виникають у його штангах, та проведено їх аналіз.

РОЗДІЛ 1

КЛАСИФІКАЦІЯ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ. ПОНЯТТЯ НАДЛИШКОВОСТІ. ОГЛЯД ПРОТОТИПІВ

1.1 Класифікація промислових роботів на основі паралельних кінематичних структур

Поняття «робот» досить молоде. Його вперше використав у своїй роботі «Р.У.Р.» чеський письменник Карел Чапек на пораду свого брата Йозефа у 1921 році [1]. Пройшло понад сорок років, поки фантастика почалася перетворюватися в реальність, і перші промислові зразки такого обладнання з'явилися в США у виробництві. Промислові роботи першого покоління працювали за наперед сформованою програмою, в якій були описані характерні точки траєкторії. Навіть найменші зміни вимагали коригування програми управління, тому почасти займали багато часу.

Перехід до другого покоління промислових роботів супроводжувався впровадженням адаптивного управління їх роботою. Для отримання інформації роботом про оточуюче середовище його оснащували великою кількістю датчиків. Оснащення роботів другого покоління мікропроцесорною системою обробки інформації дозволяло за допомогою датчиків адаптувати їх режими роботи, наприклад, змінювати силу затиску, визначати орієнтацію захопленої деталі та забезпечувати її необхідну зміну, проводити корекцію траєкторії руху вихідного органа із-за наявності різних перешкод тощо. Зростання обсягу пам'яті системи управління дозволило програмувати попередні режими роботи, які активувалися по мірі необхідності, знову ж таки за інформацією від датчиків.

Роботи третього покоління здатні працювати в автоматичному режимі, причому генеруючи програму своїх дій самостійно залежно від поставленого людиною завдання та умов оточуючого середовища. При цьому багатоваріантного програмного описання технологійних дій при настанні

певних обставин не передбачено. Для роботів третього покоління характерне вміння самостійно будувати алгоритм своєї роботи і оперативно реалізовувати його на практиці. В третьому поколінні роботів зростає роль і вага електронного начиння у порівнянні з механічною частиною, причому різниця у їх вартості може становити десятки разів. Наступним етапом розвитку систем управління роботів вбачається регулювання на основі елементів штучного інтелекту.

Конструктивно промисловий робот складається з таких основних вузлів: базисна деталь, привод з двигуном, передаточні механізми, виконавчий механізм і захватні пристрої. Слід відмітити, що розташування приводів безпосередньо в кінематичних парах сумує масу рухомих ланок маніпулятора з масою приводів. Це призводить до зростання сумарного навантаження на приводи, а отже і їх необхідна потужність також збільшуються. З іншої сторони, відношення маси маніпулятора до корисного навантаження, яким прийнято вважати максимальну масу об'єкта маніпулювання, буде зменшуватися. Для усунення даного недоліка при проєктуванні роботів приводи ланок руки, які володіють більшою масою і найбільшою потужністю, необхідно розташовувати ближче до основи робота. Для передачі руху від привода до кінематичної ланки можуть використовуватися додаткові кінематичні ланцюги. Проте найбільш оптимальним з точки зору вирішення зазначеного недоліку є використання промислових роботів, побудованих на основі паралельної кінематики.

Технологічне обладнання з паралельними кінематичними структурами прийнято ділити на наступні групи:

- зі штангами;
- з V-подібним механізмом;
- з просторовою чотирьохграмною рамою (тетраформ).

В свою чергу V-подібні механізми прийнято розділяти на механізми типу «ножиці» та «лямбда».

Штанги механізмів технологічного обладнання з паралельними кінематичними структурами можуть бути постійної довжини і змінної довжини. Якщо механізм паралельної структури оснащено штангами змінної довжини, то вони розділяються за числом даних штанг:

- біподи;
- триподи;
- пентаподи;
- гексаподи;
- октаподи.

Механізми типу «біпод» (рис. 1.1) представляють собою конструкції, у яких рухома платформа з'єднана з нерухомою базою двома незалежними кінематичними ланцюгами («ногами»). Кожна з таких «ніг» може реалізована як штанга змінної довжини. Завдяки цьому актуатори (мотори) розташовуються на базі, що дозволяє зменшити інерційні навантаження у рухомій частині та підвищити загальну жорсткість системи.

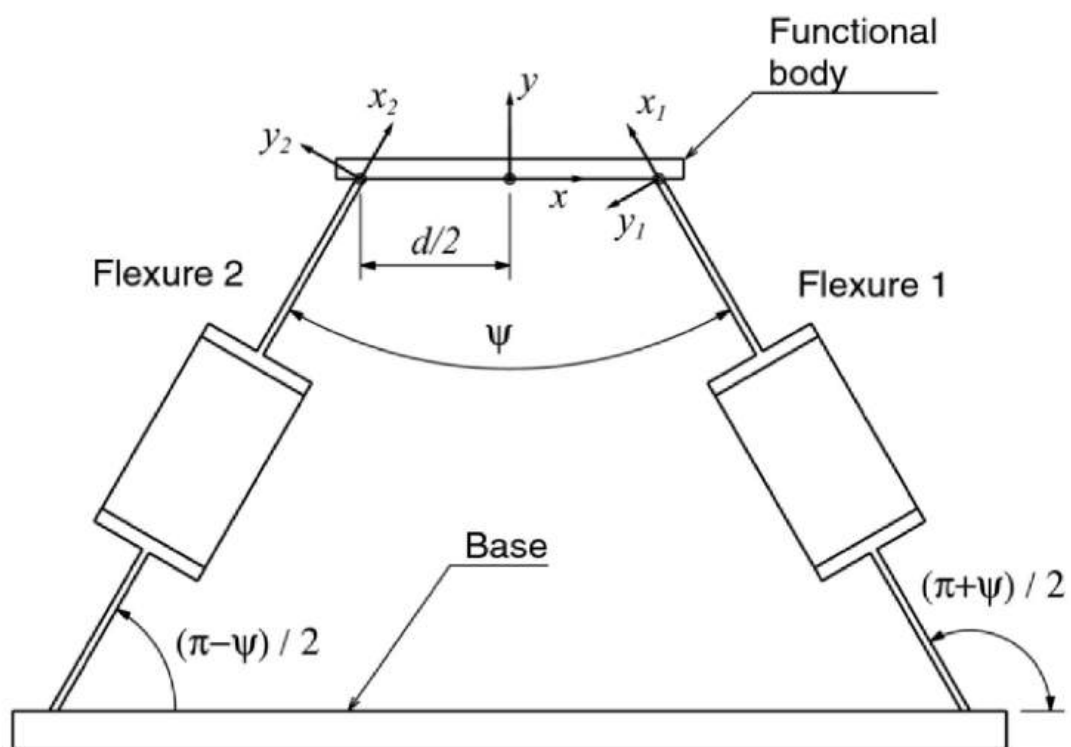


Рис. 1.1 – Механізм типу «біпод» [2]

Паралельні кінематичні машини типу «трипод» (рис. 1.2) – це механізми, у яких рухома платформа забезпечується трьома незалежними кінематичними ланцюгами («ногами»), що з'єднують її з нерухомою базою.

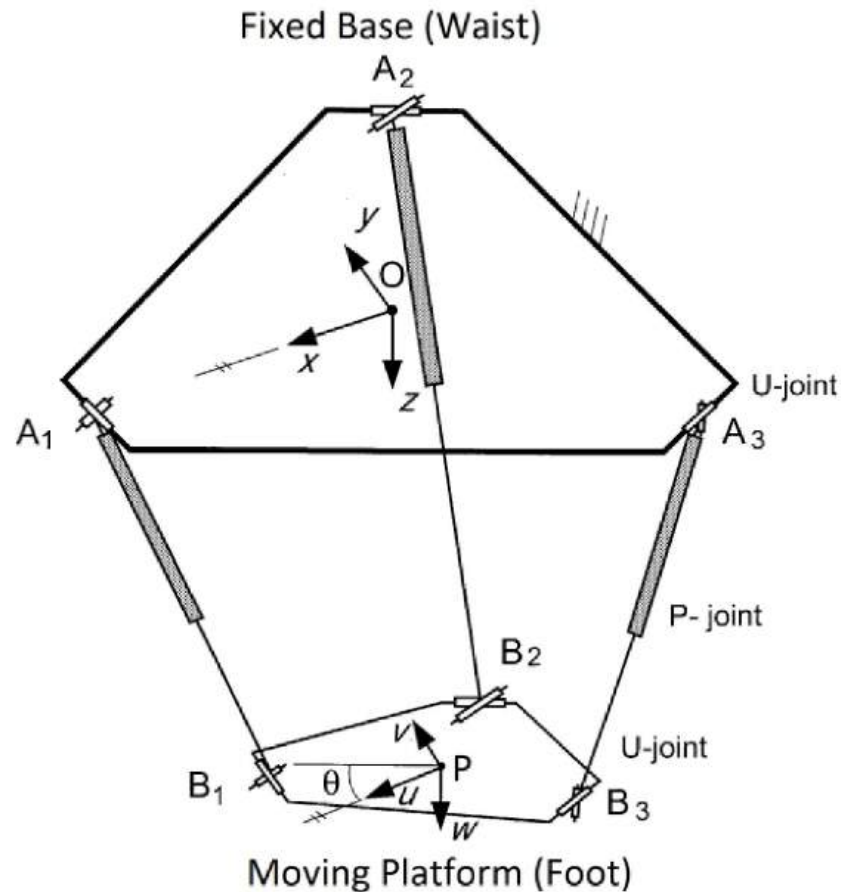


Рис. 1.2 – Механізм типу «трипод» [3]

Механізми типу «пентапод» (рис. 1.3) представляють собою конструкції, у яких рухома платформа за допомогою п'яти незалежних кінематичних ланцюгів («ніг») з'єднана з нерухомою базою. Така архітектура дозволяє управляти п'ятьма робочими ступенями свободи, що може бути корисним у випадках, коли повне шестиступеневе управління виявляється непотрібним, проте точність позиціонування та стабільність роботи системи є критично важливою.

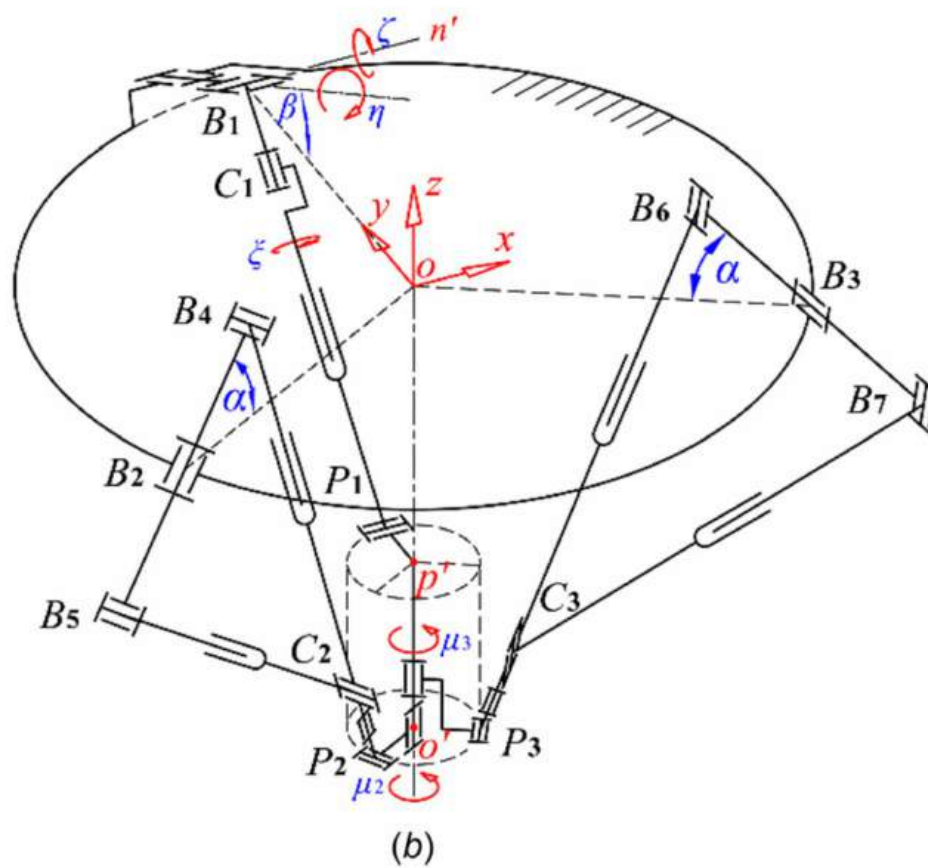
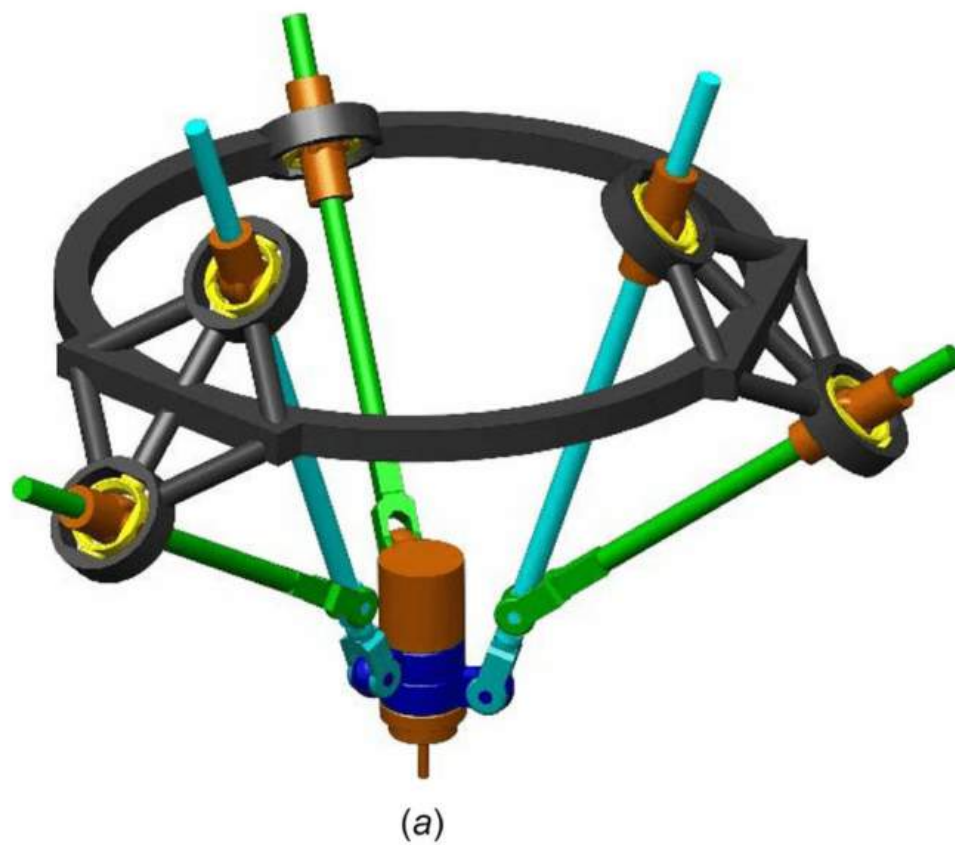


Рис. 1.3 – Механізм типу «пентапод» [4]

Механізми типу гексапод (рис. 1.4), або як їх ще часто називають платформами Стюарта (за прізвищем їхнього винахідника), являють собою комплексні механічні системи, у яких рухома платформа з'єднана з нерухомою базою шістьма незалежними кінематичними ланцюгами. Завдяки цьому досягається повний контроль над шістьма ступенями свободи – трьома лінійними (переміщення по осях X , Y , Z) та трьома обертальними (нахили і оберти навколо цих осей).

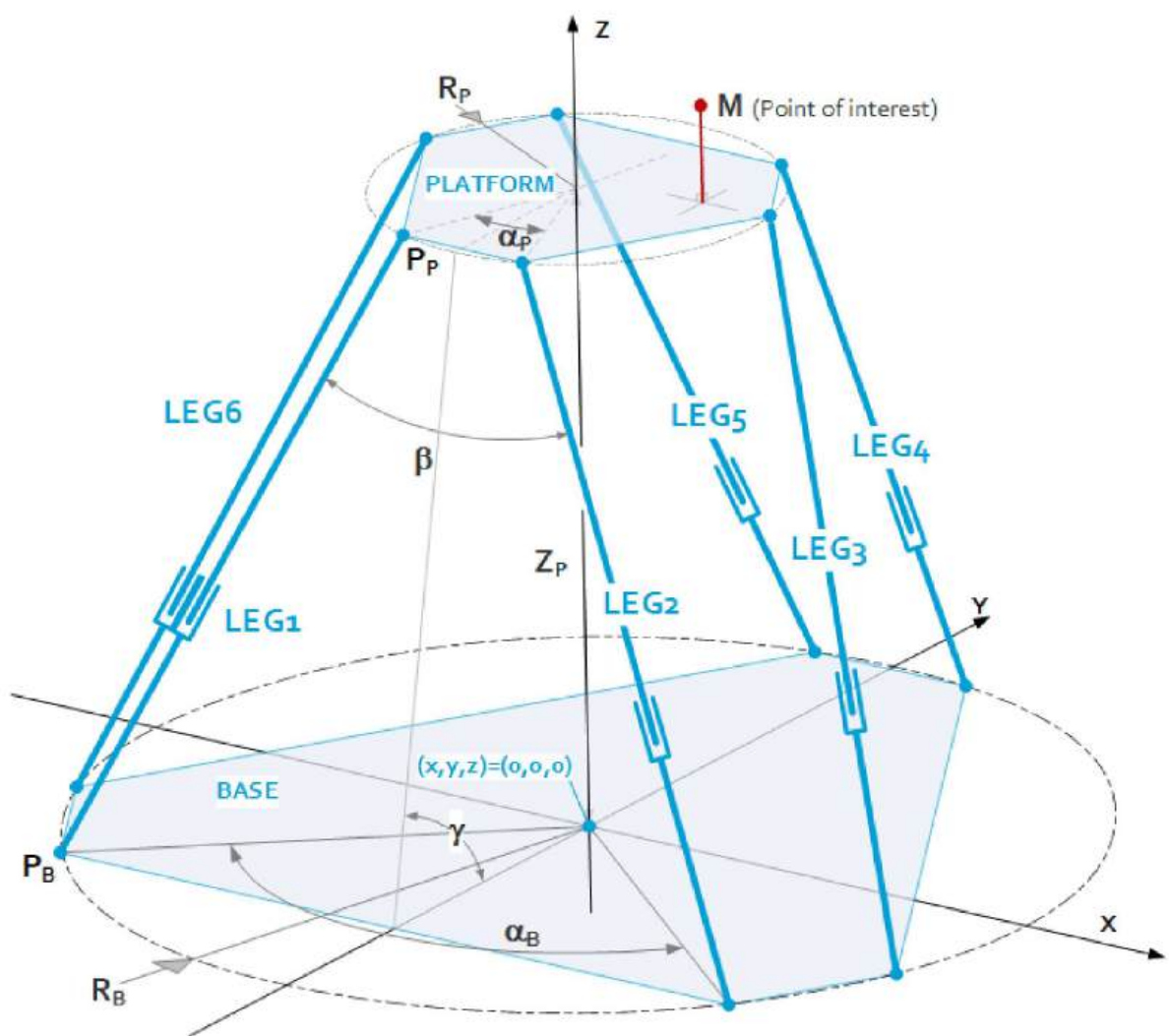


Рис. 1.4 – Механізм типу «гексапод» [5]

Механізми типу «октапод» – це конструкції, у яких рухома платформа кріпиться до нерухомої бази за допомогою восьми незалежних

кінематичних ланцюгів. Однією з ключових переваг октаподної архітектури є її надлишковість (англ. *redundant*). Хоча для повного управління шістьма ступенями свободи достатньо лише шістьох кінематичних ланцюгів, два додаткові забезпечують резервування і можуть використовуватися для компенсації геометричних похибок, підвищення точності позиціонування та уникнення сингулярних конфігурацій. Однак наявність такої надлишковості підвищує складність розрахунків, бо розв'язання прямої та зворотної кінематики стає набагато більш трудомістким і часто вимагає застосування числових методів та ітеративних алгоритмів.

Механізми на основі паралельних кінематичних структур зі штангами постійної довжини найчастіше представляють собою «дельта» архітектуру. Серед них можна виділити наступні:

- з вертикальними напрямними:
 - лінаподи;
 - екліпси;
- з горизонтальними напрямними:
 - біглайди;
 - триглайди;
 - гексаглайди.

Механізми типу «лінапод» (linapod) (рис. 1.5) – це конструкції, в яких рухома платформа з'єднується з нерухомою базою за допомогою кінематичних ланцюгів, що використовують лінійні напрямні або актуатори для здійснення переміщень. Назва «лінапод» підкреслює домінуючу роль лінійних переміщень.

Механізми типу «екліпс» (eclipse) (рис. 1.6) можна розглядати як спеціалізовану категорію паралельних механізмів, де геометрія розташування точок кріплення на базі та рухомій платформі організована у формі еліпсу або має еліптичні характеристики.

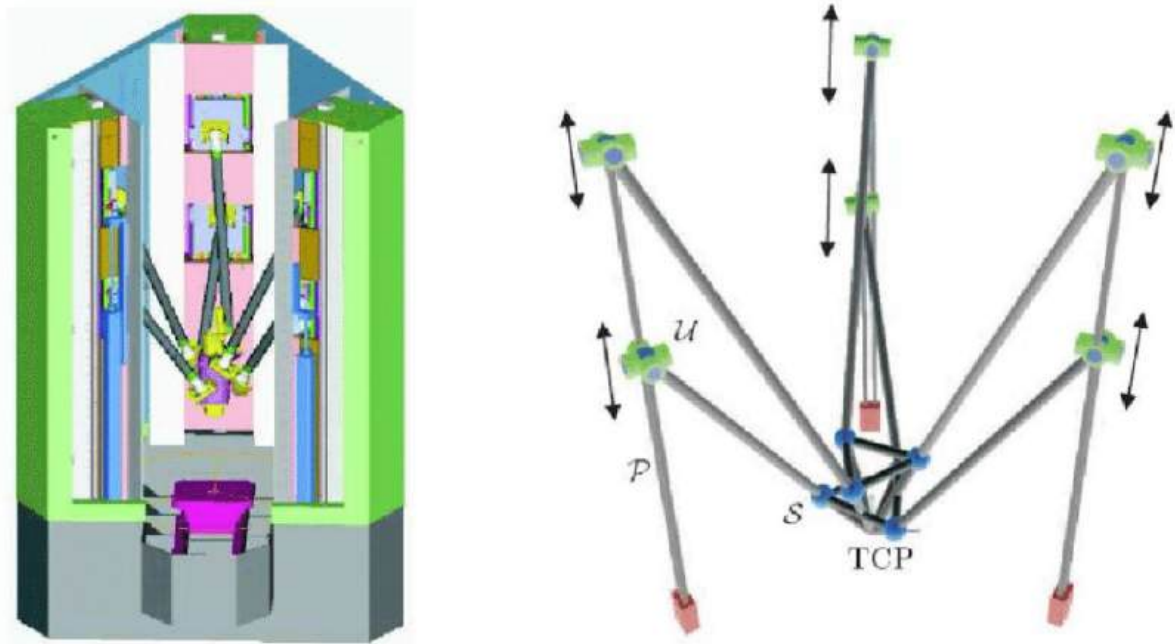


Рис. 1.5 – Механізм типу «лінапод» [6]

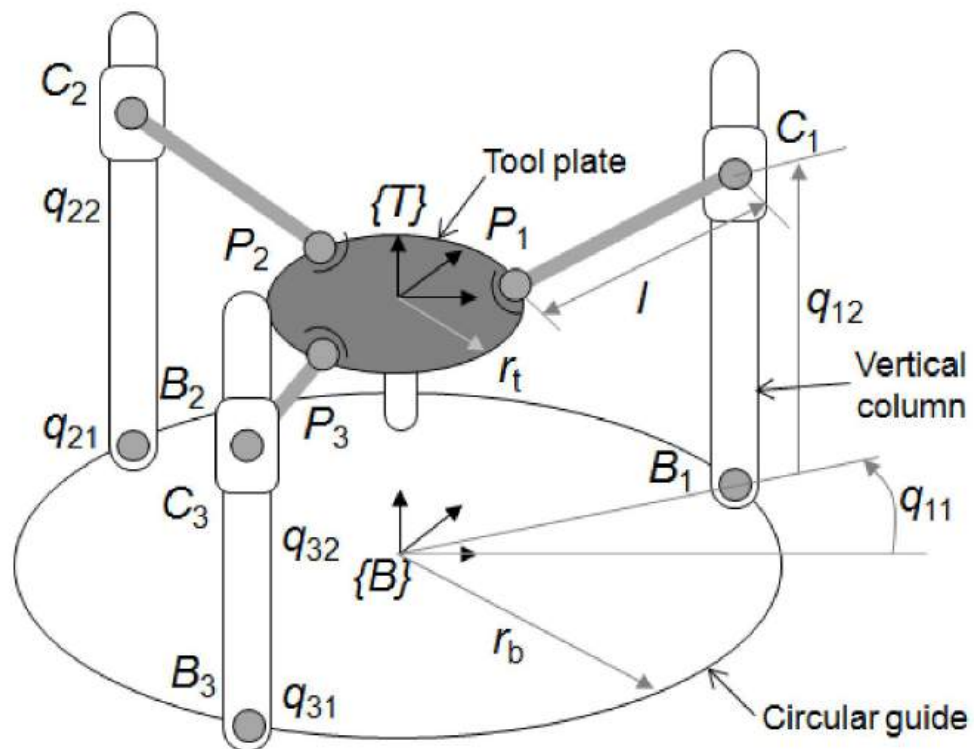


Рис. 1.6 – Механізм типу «екліпс» [7]

Механізми типу «біглайд» (рис. 1.7) являються одними з найбільш популярних у галузі паралельних маніпуляторів. В них основну роль відіграє

використання двох лінійно-переміщуваних приводів, розташованих на нерухомій основі. Ці приводи забезпечують безпосереднє формування кінематичних ланцюгів, що з'єднують основу з рухомою платформою, що економить рухому масу і підвищує жорсткість системи.

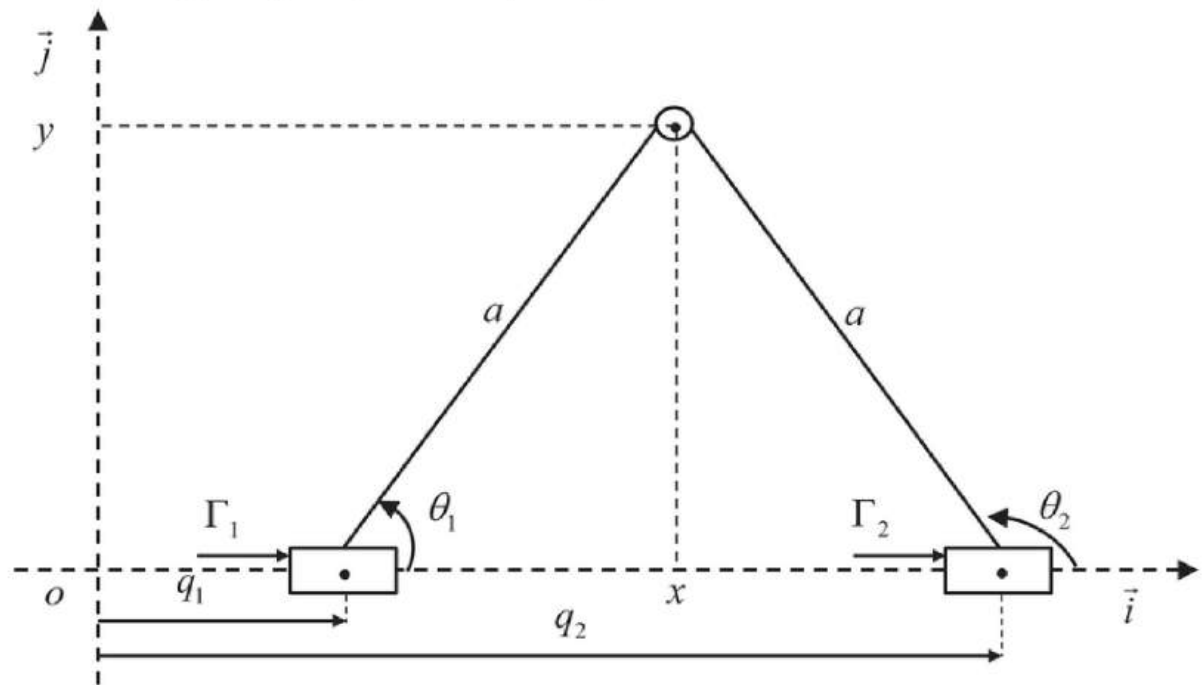


Рис. 1.7 – Механізм типу «біглайд» [8]

Механізми типу «триглайд» (рис. 1.8) – це специфічна категорія планарних (або майже планарних) механізмів, у яких рухома платформа з'єднується з нерухомою основою через три кінематичні ланцюги, які часто реалізуються через прямолінійні (глайд) приводи за допомогою шарнірних з'єднань. Необхідний контроль над платформою досягається за рахунок взаємодії трьох незалежних лінійних актуаторів, зазвичай розташованих у симетричній (або оптимізованій) конфігурації, що забезпечує точне позиціонування та управління поступальними та обертальними рухами.

Механізми типу «гексаглайд» (рис. 1.9) представляють собою один із варіантів паралельних роботизованих систем, в яких мобільна платформа кріпиться до нерухомої основи за допомогою шести лінійних приводів (глайдів). Ці приводи розташовуються у симетричному або оптимізованому

за геометрією порядку, що дозволяє контролювати рух платформи по всіх шести ступенях свободи:

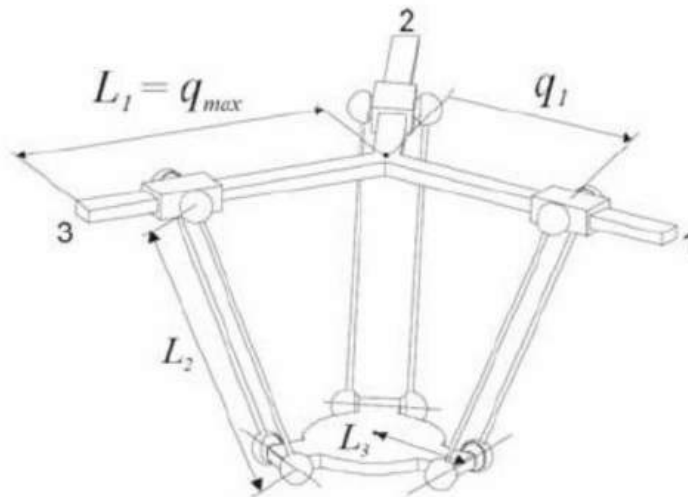


Рис. 1.8 – Механізм типу «триглайд» [9]

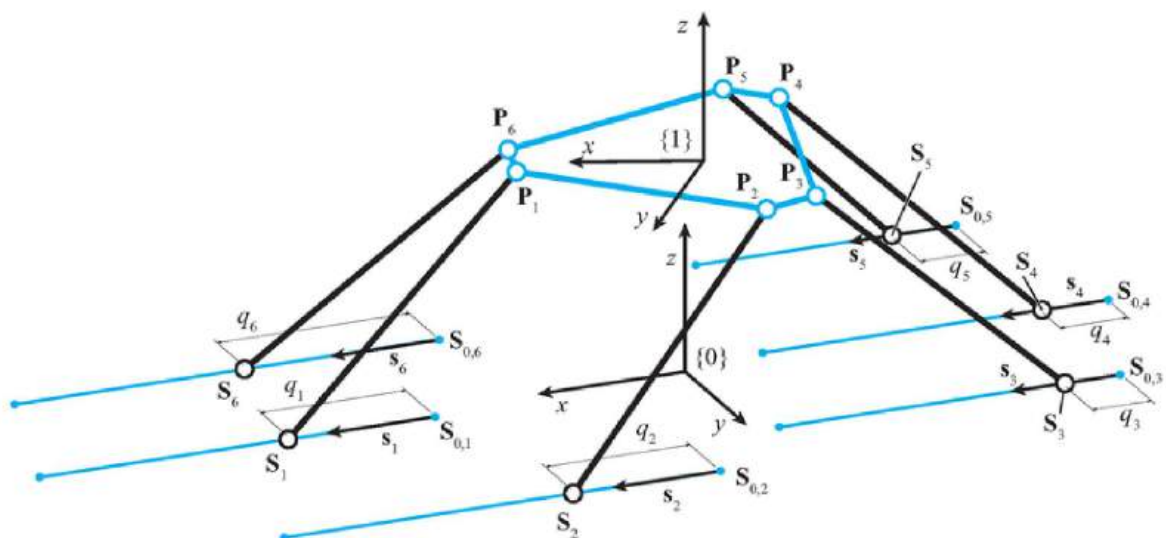


Рис. 1.9 – Механізм типу «гексаглайд» [10]

Сфера технологічного обладнання на основі паралельних кінематичних структур на сьогодні стрімко розвивається, тому наведена класифікація не претендує на вичерпність і може бути доповнена.

1.2 Надлишковість в механізмах з паралельними кінематичними структурами

Одним з напрямків подальшого удосконалення механізмів з паралельними кінематичними структурами є впровадження надлишковості. Маніпулятори з надлишковою паралельною кінематикою – це вдосконалені роботизовані системи, які містять додаткові виконавчі або структурні елементи, понад той мінімум, що необхідний для здійснення поставленої задачі [11]. Зазначену надлишковість можна поділити на два основні типи:

1. Надлишкове управління приводами. При надлишковому управлінні кількість приводів перевищує той мінімум, який необхідний для управління доступними ступенями вільності. Це додаткове управління дозволяє покращити розподіл зусиль, підвищити жорсткість та уникнути особливих положень внаслідок виникнення сингулярності, які зазвичай обмежують робочий простір та безпеку експлуатації. Додаткові приводи можуть динамічно перерозподіляти навантаження та компенсувати локальні неточності або відмови, що може бути критичним у високоточних та високонавантажених системах.

2. Кінематична надлишковість. Кінематична надлишковість передбачає розширення структурної конструкції маніпулятора, наприклад, шляхом додавання додаткових стрижнів або шарнірів, без зміни кількості наявних у вихідного органу ступенів вільності. Хоча рухомість вихідного органу залишається незмінною, ці додаткові елементи пропонують альтернативні шляхи для досягнення того ж руху та створюють додаткову свободу для оптимізації конфігурації. Як наслідок збільшується об'єм загального робочого простору, маневреність та з'являється можливість уникнення сингулярностей. Аналіз цих систем часто базується на їхньому просторі конфігурації, що дозволяє чітко розрізняти вхідні та вихідні сингулярності та організувати оптимізацію прийомів управління.

Переваги маніпуляторів з надлишковою паралельною кінематикою [12]:

- збільшення робочого простору та маневреності. Надлишковість може допомогти уникнути сингулярностей – положень, де маніпулятор може втратити контроль або бути обмеженим в рухах – і, як наслідок, забезпечити плавніші та безперебійні операції.

- покращене управління силою та навантаженням. Завдяки надлишковому приводу маніпулятори можуть рівномірніше розподіляти сили, тим самим покращуючи точність та можливості обробки вантажів, а також підтримуючи продуктивність у разі часткових системних збоїв.

- Гнучкість у проектуванні та управлінні. Додаткові ступені свободи дозволяють конструкторам використовувати критерії оптимізації, наприклад, мінімізацію споживання енергії або адаптацію до обмежень з'єднань, для точного налаштування таких показників, як жорсткість та передача зусиль. Для прикладу, дослідження механізмів, таких як маніпулятор 2UPR/2RPU, показали, що надлишкове управління може призвести до більш сприятливого показника передачі зусиль порівняно з ненадлишковими конструкціями.

Кілька досліджень проілюстрували переваги надлишковості в маніпуляторах на основі паралельних кінематичних структур [12, 13, 14]. Наприклад, у планарних системах дослідники розробили сімейства кінематично надлишкових механізмів, які значно розширюють як досяжні, так і маневрові робочі простори порівняно з їхніми ненадлишковими аналогами. Завдяки впровадженню додаткових виконавчих механізмів, таких як додаткові призматичні шарніри в модифікованій архітектурі 3-RRR, зменшується частота виникнення сингулярностей, що призводить до плавніших та безпечніших операцій. Крім того, ретельне дослідження геометрії простору конфігурації дало уявлення про те, як найкраще застосовувати надлишкове управління, забезпечуючи уникнення вхідних сингулярностей та збереження надійності загальних прийомів управління, незважаючи на підвищення складності системи.

Як короткий висновок можна зазначити наступне. Надлишкові (редундантні) маніпулятори на основі паралельних кінематичних структур представляють собою передовий підхід до подолання деяких внутрішніх обмежень традиційних (ненадлишкових) паралельних кінематичних механізмів. Додаткові ступені свободи – чи то за рахунок додаткових виконавчих механізмів, чи то за рахунок структурних модифікацій – пропонують значні переваги з точки зору об'єму робочого простору, жорсткості механізму, передачі зусиль та подекуди надійності. Однак вони також створюють проблеми, що полягають у підвищеній кінематичній та динамічній складності, що вимагає більш складних алгоритмів управління та широкого використання методів оптимізації для повного задіяння їхніх можливостей.

1.3 Огляд прототипів на основі механізмів паралельної кінематики

Проведений в попередньому пункті огляд показав, що промислові роботи з розміщенням приводів на основі та із замкненими кінематичними ланцюгами мають більш високі характеристики жорсткості. Побудова маніпуляторів на основі паралельних кінематичних структур мінімізує нагромадження мас їх рухомих ланок. Розглянемо приклади механізмів зна основі паралельної кінематики, що можуть бути використані як прототип для нової схеми промислового робота.

У роботі [15] показано механізм за патентом на корисну модель № 114304. Метою даного виходу було підвищення рухомості вихідного органу верстата на основі паралельних кінематичних структур з п'ятьма штангами шляхом розділення приводів переміщення штанг на функціональні групи.

Вказана мета була досягнута тим, що у пропонованому рішенні вихідний орган складається з двох частин, які з'єднуються між собою шарніром з двома степенями вільності, причому три штанги приєднуються до

однієї частини вихідного органу та мають таку конструкцію, що забезпечує переміщення цієї частини вихідного органу виключно по трьом лінійним координатам, тобто без зміни кутової орієнтації відносно станини. Інші дві штанги приєднуються до іншої частини вихідного органу та відповідають за кутові її переміщення.

Схема приводу переміщення вихідного органу верстата на основі паралельних кінематичних структур за патентом на корисну модель № 114304 приведена на рисунку 1.10.

На станині 1 розміщено три приводи подач 2 штанг 3 та два приводи подач 4 штанг 5. Конструкція станини передбачає наявність напрямних переміщення повзунів, що є складовими зазначених приводів. Всі штанги пов'язані шарнірно з вихідним органом, що складається з двох частин 6 і 7, поєднаних між собою шарніром 8 з двома степенями вільності, причому штанги 3 пов'язані з однією частиною 6 вихідного органу, а штанги 5 – з іншою частиною 7 вихідного органу. Штанги 3 включно з їхніми шарнірами мають таку конструкцію, що забезпечує переміщення частини 6 вихідного органу виключно по трьом лінійним координатам, тобто без зміни кутової орієнтації відносно станини. Безпосередньо конструкція в роботі [15] не уточнюється.

Переміщення штанг 5 визначатиме взаємне кутове положення частин 6 і 7 вихідного органу, причому конструктивна реалізація шарніру 8 дозволяє здійснювати необхідний поворот частини 7 вихідного органу без зміни просторового положення його частини 6. Таким чином досягається функціональне розділення приводів переміщення штанг на групи: приводи переміщення штанг 3 визначають положення вихідного органу по лінійним координатам, а приводи переміщення штанг 5 – відповідно по кутовим координатам. Зазначимо, що шарнір 8 повинен володіти двома степенями вільності. Показане в роботі [15] рішення забезпечує підвищення рухомості вихідного органу, зменшення габаритів верстата та спрощує систему управління приводами подачі штанг.

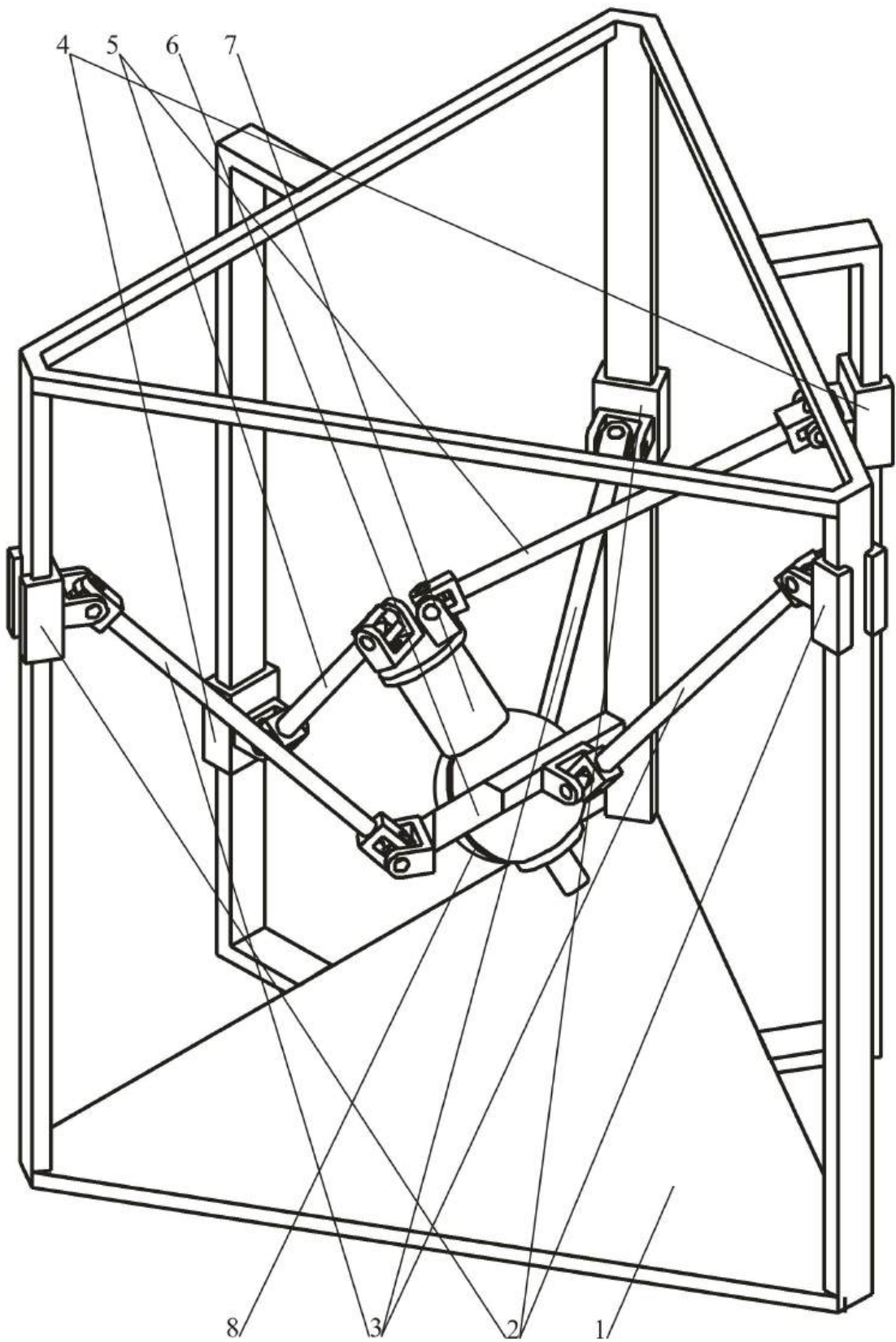


Рис. 1.10. Схема приводу переміщення вихідного органа верстата з п'ятьма штангами

У роботі [16] показано п'ятикоординатний механізм паралельної структури, в якому в якому кількість напрямних зменшена до трьох. Метою даного виходу було скорочення кількості напрямних, забезпечення рівномірного їх розташування навколо зони обробки для уникнення перетину штанг приводів лінійного і кутового переміщення вихідного органу, збереження необхідної рухомості вихідного органу.

Вказана мета була досягнута тим, що у пропонованому рішенні на двох напрямних розміщується по два повзуни, один з яких входить до складу приводу лінійних переміщень однієї з частин вихідного органу, а другий – до приводу повороту тієї його частини, що містить в собі, наприклад, шпиндель. Відповідно загальна кількість напрямних зменшена до трьох.

Схема п'ятикоординатного механізму паралельної структури з трьома напрямними наведена на рис. 1.11.

До станини 1 кріпляться три вертикальні напрямні 2, причому рівномірно навколо робочого простору 3. На даних трьох напрямних 2 відповідно рухаються три повзуни 4, до яких шарнірно кріпиться пара штанг 5. Протилежним своїм кінцем кожна з таких пар штанг 5 шарнірно кріпиться до частини 6 вихідного органу. Довжина кожної зі штанг, що утворюють пару 5, однакова. Також повинна бути однаковою відстань між центрами шарнірів даних штанг на повзунах 4 і частині вихідного органу 6. Таким чином утворюється шарнірний паралелограм, як у роботі Клавела [17]. Шарнір 7 з двома степенями вільності з'єднує частину вихідного органу 6 з іншою його частиною 8. Однією з складових елементів цієї частини 8 є шпиндель 9. На торці частини 8 вихідного органу, яка розташована з протилежного боку, ніж шпиндель 9, кріпиться здвоєний шарнір 10, до якого в свою чергу шарнірно приєднуються штанги 11 і 12. Іншим своїм кінцем кожна з даних штанг 11 і 12 шарнірно кріпиться до відповідного повзуна 13, які переміщуються по напрямним 2.

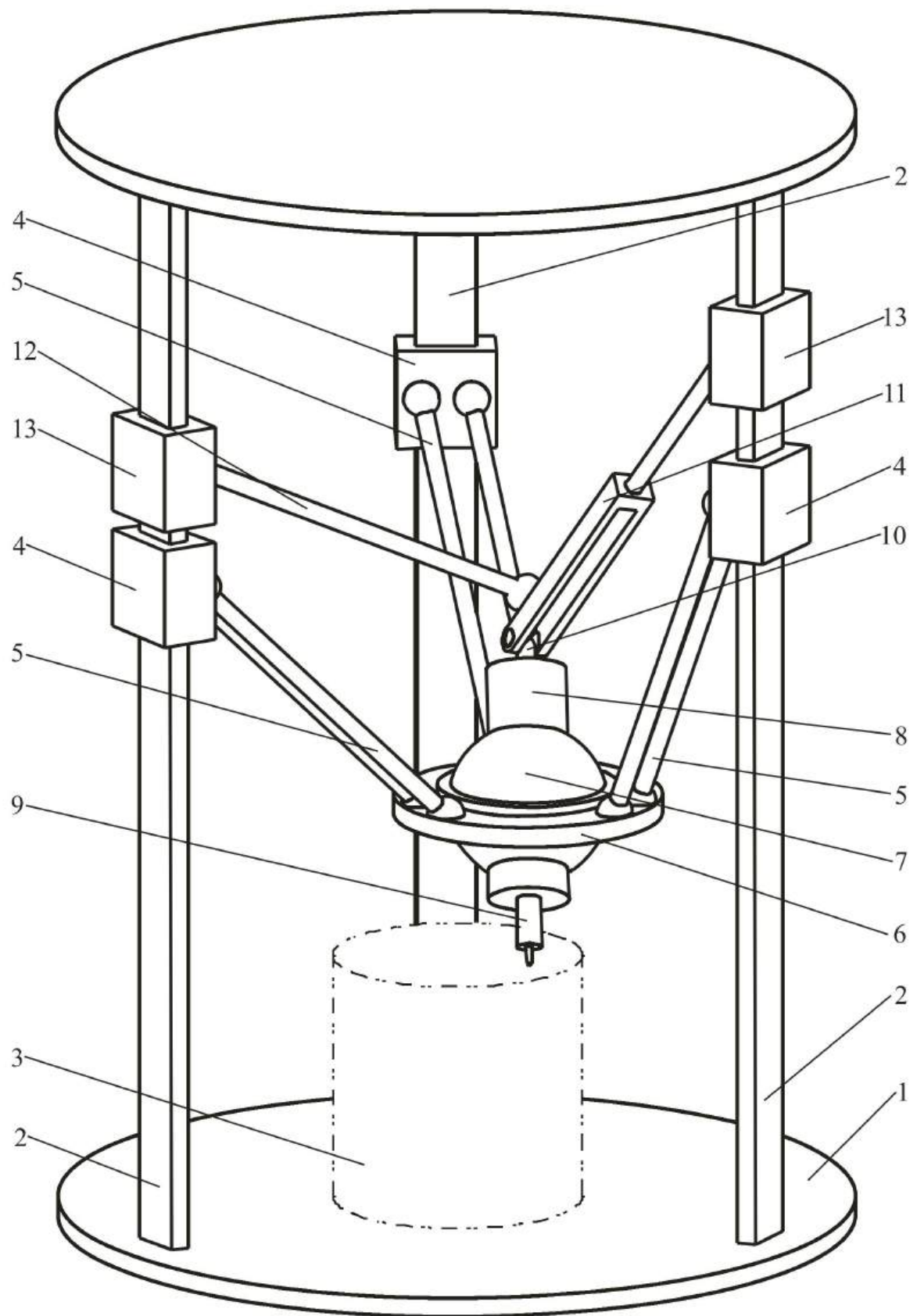


Рис. 1.11 – Схема п'ятикоординатного механізму паралельної структури з трьома напрямними

Переміщення повзунів 4 внаслідок геометричних властивостей шарнірного паралелограма забезпечують виключно лінійні переміщення частини 6 вихідного органу. Кутова орієнтація частини 6 залишається незмінною відносно станини 1. Переміщення по напрямним 2 повзунів 13 забезпечують поворот частини 8 вихідного органу, а отже і шпинделя 9, навколо тих осей, що дозволені степенями вільності шарніру 7. Наявність такого шарніру 7 дозволяє функціонально розділити управління переміщеннями вихідного органу. Система керування повинна унеможливити стикання повзунів 4 і 13, які розміщені на одній напрямній 2, причому повзун 13 повинен знаходитися вище повзуна 4 відносно станини 1. Конструктивне виконання здвоєнного шарніру 10 забезпечує взаємний поворот штанг 11 і 12 як відносно одна одної, так і відносно осі шпинделя 9 на необхідний кут.

Наведені патенти демонструють можливість синтезу нової схеми маніпулятора, в якому його рука переміщуватиметься по трьом лінійним координатам, та матиме повний повторюваний поворот навколо своєї осі, що рівноцінно орієнтації захватного пристрою.

1.4 Мета і задачі досліджень

Проведений огляд показує велику різноманітність конструкцій маніпуляторів на основі паралельних кінематичних структур, яка викликана великим колом питань, що вже вирішуються з використанням даного напрямку розвитку робототехніки. Даний тип обладнання в повній мірі відповідає сучасним тенденціям розвитку транспортувальних машин, що спрямовані на мінімізацію переміщуваних мас, яка максимально забезпечується розташуванням всіх двигунів приводів на базисній основі маніпулятора, та використанні схем із замкненими кінематичними

ланцюгами, що дозволяє очікувати ще більшого покращення характеристик жорсткості. Аналогічні тенденції розвитку спростерігаються і в наближеній сфера верстатобудування, причому варто зазначити, що вимоги до жорсткості конструкції обладнання там ще вищі.

Детальний аналіз кінематики подібного обладнання в обох сферах його застосування дозволяє зробити висновок, що існує однакова за функціоналом реалізація всіх координат руху, окрім однієї. Цією окремою координатою є обертання шпинделя навколо своєї осі в обладнанні для здійснення технологічних операцій механічної обробки. Даний рух, що має назву головного руху, відбувається в переважній більшості випадків з набагато вищою швидкістю, ніж інші переміщення. Дійсно, існує обмежене коло технологічних операцій, де важлива попередня орієнтація шпинделя, і дане переміщення буде використовуватися також в якості руху подачі. Проте в переважній більшості випадків такий рух подачі не важливий. Для обладнання, що здійснює транспортувальні операції, поворот кисті маніпулятора можна назвати аналогом зазначеного вище кутового руху подачі. Причому для такого типу обладнання зазначений рух вже є розповсюдженим. Якщо ж мати за мету можливість швидкого переналагоджування транспортувального обладнання в механообробне і навпаки, дану особливість варто враховувати. На нашу думку, механізми з паралельною кінематичною структурою дозволяють реалізувати таку задачу найбільш просто в порівнянні з іншими типами обладнання, що в свою чергу робить вивчення такої задачі актуальною та надає їй практичної цінності.

Метою даної роботи є визначення силових залежностей чотирьохкоординатного робота, побудованого на основі паралельних кінематичних структур, з надлишковим приводом повороту руки для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести огляд існуючих типів промислових роботів та здійснити підбір прототипів;

- розробити на рівні схеми конструкцію чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;

- розробити схеми навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;

- розробити математичну модель силового навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;

- розрахувати силові залежності в штангах чотирьохкоординатного робота для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки.

Додатково до поставленої мети необхідно оцінити економічну ефективність від впровадження робота пропонованої конструкції.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ЧОТИРЬОХКООРДИНАТНОГО РОБОТА

2.1 Опис пропонованої конструкції робота

В попередньому розділі серед можливих прототипів було наведено дві конструкції роботів на рівні винаходів. Їх спільною особливістю є використання рухомої платформи, реалізація приводу переміщень якої забезпечує її рух в просторі виключно по лінійним координатам. Аналогічний підхід щодо реалізації лінійних переміщень окремим елементом використаємо і в нашій конструкції. Як показано у джерелі [15], таке конструктивне рішення призводить до розділення управління лінійними та кутовими переміщеннями в подібних механізмах паралельної структури.

Умовою даної роботи передбачено наявність чотирьох координат переміщення вихідного органу. Тобто до трьох лінійних переміщень необхідно додати кутовий рух. Для робота на нашу думку таким рухом найбільш доцільно обрати поворот кисті руки. У випадку використання одного приводу повороту кисті руки кут такого повороту буде обмежений особливими положеннями механізму, що обмежить величину даного кута не більше 180 градусів. Для забезпечення можливості повороту кисті руки на повний оберт необхідно додати ще один привод. Два приводи, що працюють для забезпечення одного переміщення, працюватимуть в режимі овердрайвінгу.

Приймаємо, що для забезпечення переміщення кожного з повзунів приводу подачі механізму буде використовуватися окрема напрямна. Таким чином в нашому випадку буде необхідно передбачити розташування п'яти напрямних. Схема пропонованої конструкції робота показана на рис. 2.1.

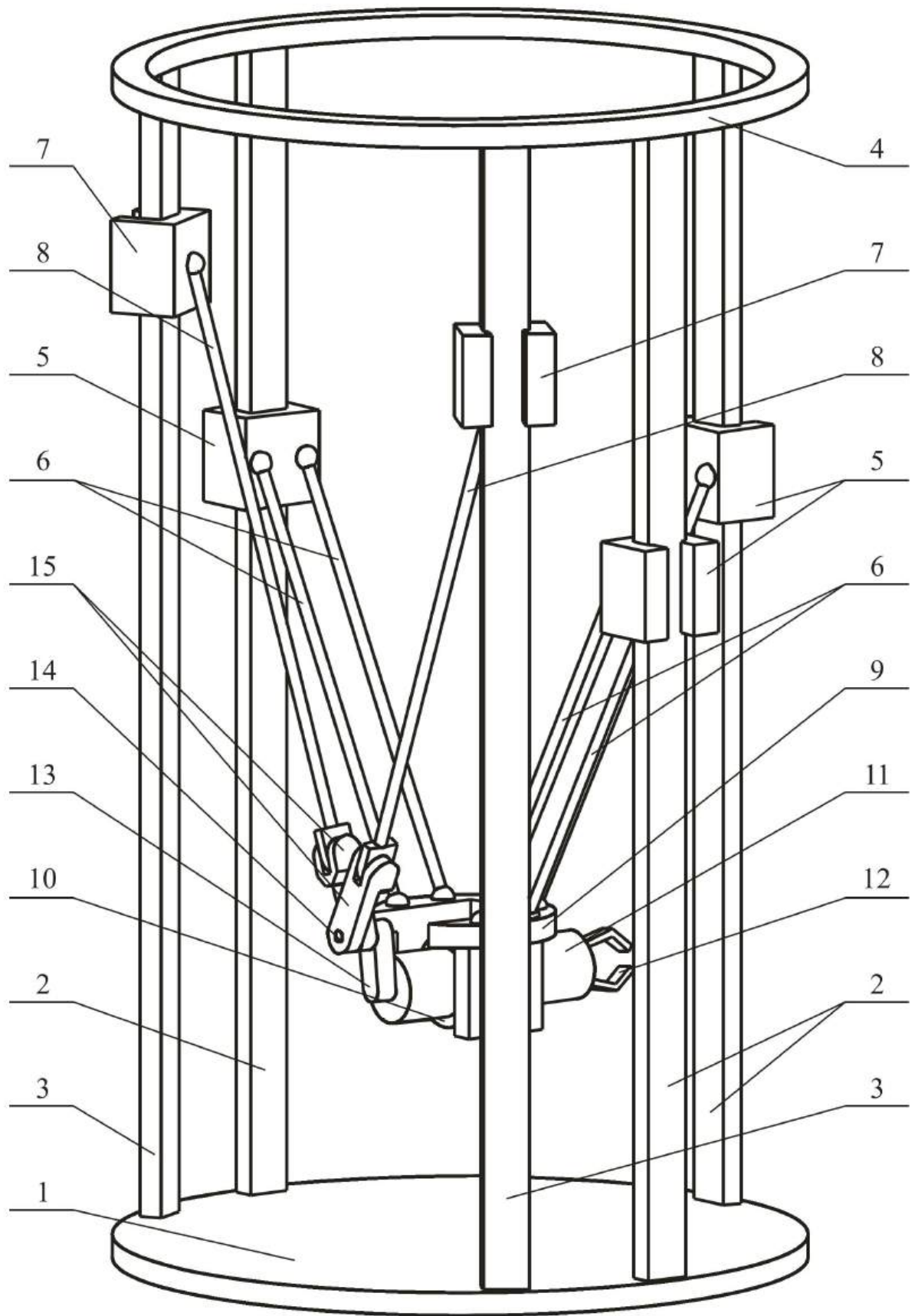


Рис. 2.1 – Схема пропонованої конструкції робота

Конструкція робота базується на основі 1. До основи 1 вертикально прикріплюються три напрямних 2 приводу лінійних переміщень вихідного органу та дві напрямні 3 приводу повороту вихідного органу. Для забезпечення необхідної жорсткості кріплення напрямних 2 і 3 у верхній своїй частині поєднуються між собою, наприклад, обручем 4.

По напрямним 2 приводу лінійних переміщень вихідного органу рухаються три повзуни 5 для переміщення пар паралельних штанг 6. По напрямним 3 приводу повороту вихідного органу рухається два повзуни 7 для переміщення одиничних штанг 8. Для спрощення схеми елементи, що забезпечують рух повзунів 5 і 7, на рис. 2.1 не наведено та не розглядаються. Всі штанги 6 і 8 мають постійну довжину.

Пари паралельних штанг 6, окрім шарнірного кріплення до повзунів 5, протилежними своїми кінцями також шарнірно приєднані до рухомої платформи 9. Конструкція даних шарнірних з'єднань повинна забезпечувати поворот штанги навколо двох координатних осей, окрім осі самої штанги. Обертання навколо осі штанги у даному випадку може відбуватися, проте не є обов'язковим. Умову паралельності пари штанг 6 забезпечуються рівністю відстаней на повзунах 5 і рухомій платформі 9. Оскільки довжини штанг, як сказано вище, в кожній парі однакові, то утворюється шарнірний паралелограм. Відповідно, коли кількість таких шарнірних паралелограмів буде три, то в такому випадку рухома платформа 9 буде переміщуватися тільки по трьом лінійним координатам декартової системи координат, без зміни свого кутового положення відносно основи 1. Зазначимо, що даний принцип взято з джерела [17] за роботами Р. Клавера.

На рухомій платформі розміщено підшипник 10, в якому обертається рука 11 робота. На передньому кінці руки робота розміщено захватний пристрій 12. Конструкція і принцип дії захватного пристрою 12 у даній роботі не розглядаються. На іншому кінці руки робота розміщено важіль 13, на якому ексцентрично до осі обертання руки 11 розташовано вісь 14. До осі 14 кріпиться пара вилок 15 з можливістю обертання їх навколо осі осі 14. В

шарнірне з'єднання з даними вилками 15 входять одиничні штанги 8. Конструкція цих шарнірних з'єднань передбачає можливість взаємного обертання даних двох деталей навколо тільки однієї осі. Контрольоване переміщення повзунів 7 забезпечує поворот руки 11 робота, а разом з нею і захватного пристрою 12, на повний оберт у довільній точці робочого простору.

Використання в нашій конструкції підшипника 10 призводить до розмежування приводів лінійних та кутових переміщень вихідного органу робота, що призводить до збільшення діапазону його переміщень в порівнянні з безшарнірним виконанням та спрощує систему управління роботом загалом.

2.2 Розв'язок зворотних кінематичних задач

Аналогічний за конструкцією чотирьохкоординатний робот на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки та його задача синтезу була розв'язана в роботі [18]. Серед результатів даного розв'язку, які можуть бути задіяні в нашій роботі, варто відзначити наступні параметри:

- розміри руки та рухомої платформи маніпулятора;
- розташування центрів шарнірів на рухомій платформі;
- розташування сліду траєкторії переміщення центру шарніра штанги на рухомому повзуні на основну площину механізму;
- довжини штанг механізму.

Розв'язок нашої задачі визначення силових залежностей в штангах чотирьохкоординатного робота, побудованого на основі паралельних кінематичних структур, з надлишковим приводом повороту руки розпочнемо з прийняття спрощень. Так, для приводу лінійних переміщень рухомої платформи необхідно замінити пари штанг, що разом з відповідним повзуном

та згаданою рухомою платформою утворюють шарнірний паралелограм, еквівалентними штангами. Відповідно до розглянутої конструкції робота відстань між центрами шарнірів кожної зазначеної пари штанг на рухомій платформі і на повзуні приводу їх переміщення становить $2m$. Переміщенням даних точок на величину m до середини зазначеного відрізка зводимо дані дві штанги в одну еквівалентну, як це показано на рисунку 2.2. З точки зору подальших розрахунків така заміна буде припустимою, оскільки кутові переміщення рухомої платформи відсутні, а для забезпечення рівноваги у просторі за відсутності поворотів тіла достатньо трьох реакцій зв'язків, що і забезпечуватиметься наявністю трьох еквівалентних штанг. Похибкою відхилення центру шарніру еквівалентної штанги від центру відрізка, що поєднує центри шарнірів реальних штанг на рухомій платформі, для розв'язку нашого завдання можна знехтувати.

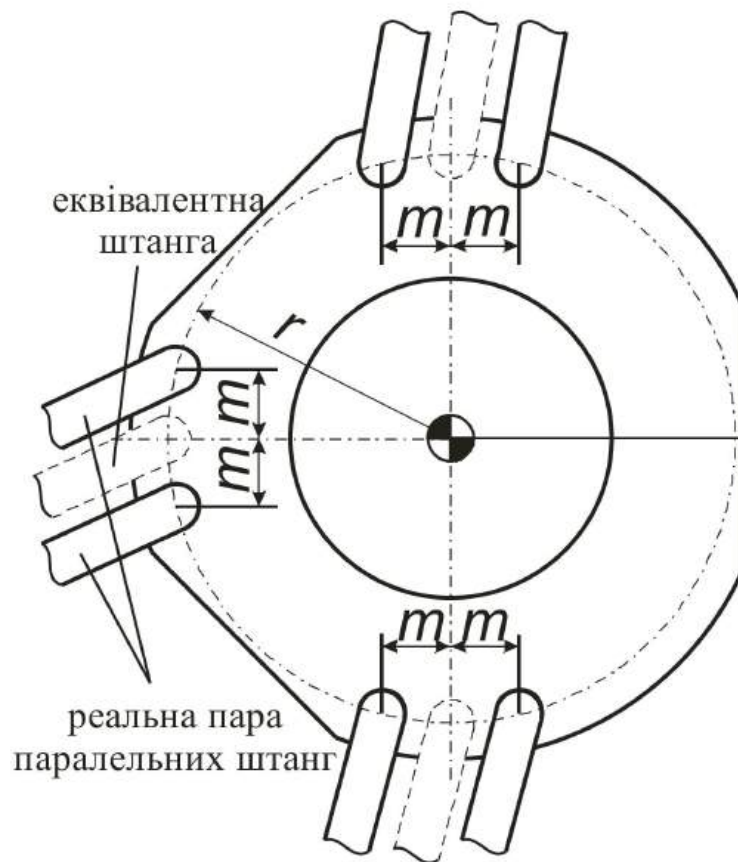


Рис. 2.2 – Схема пропонуваної конструкції робота

Як відомо з теорії [19], результат розв'язку зворотної кінематичної задачі полягає у визначенні координат розташування розрахункових точок приводних механізмів за заданого положення вихідного органу приводу подачі. Для розв'язку даної задачі будемо використовувати декартову систему координат. Початок обраної системи координат сумістимо з центром площини основи з наступним напрямком осей:

- вісь Z спрямована вертикально вгору;
- вісь Y направлена з центру системи координат через точку проєкції траєкторії переміщення центру шарніра еквівалентної штанги на повзуні його переміщення на площину основи механізму таким чином, щоб вісь повороту руки робота та вісь Y були паралельними;
- вісь X направлена з центру системи координат перпендикулярно площині YOZ за правилом правої декартової системи координат.

Позначимо дані, які ми візьмемо з розв'язку задачі синтезу робота, як було показано вище:

- координати розташування сліду траєкторії переміщення центру шарніра штанги на рухомому повзуні на основну площину механізму x_{Ni} , y_{Ni} , де i – індекс штанги;
- довжини штанг L_i ;
- розміри рухомої платформи і руки робота та координати розташування на них центрів шарнірів еквівалентних та реальних штанг x_{Pi} , y_{Pi} .

Домовимося, що індекс штанг приводу лінійного переміщення рухомої платформи буде від 1 до 3, причому штанга, повзун переміщення якої утворює слід центру шарніру даної штанги на площину основи, і через яку проходить вісь Y системи координат, матиме індекс 1. Штанги приводу повороту руки будуть з індексами 4 і 5.

Розрахунковою точкою вихідного органу у зворотній задачі кінематики будемо вважати центр захватного пристрою, який знаходитиметься на перетині осей руки та умовної циліндричної деталі номінального діаметру,

Координати даної точки приймаємо x_0, y_0, z_0 , також задається кут орієнтації захвату α , він же кут повороту руки робота. На відстані V від розрахункової точки захватного пристрою вздовж осі руки розташований центр поворотних шарнірів Q , а далі вздовж осі руки на відстані S від згаданої розрахункової точки знаходиться центр обертання вилок приєднання штанг механізму повороту руки. Ексцентриситет даного центру обертання вилок відносно осі руки робота приймаємо рівним T . Довжину вилок приймаємо однаковою і рівною B .

Між площиною розташування центрів шарнірів еквівалентних штанг механізму лінійних переміщень рухомої платформи та центром Q поворотних шарнірів, що поєднують руку робота та дану рухому платформу, вздовж осі Z існує зміщення K . Оскільки еквівалентних штанг механізму лінійних переміщень рухомої платформи три, то через центри їх шарнірів на цій рухомій платформі можна провести коло радіусом C , центр якого зміщено вздовж осі Y на відрізок E відносно проєкції точки Q на площину зазначеного кола. Кожен відрізок, що поєднує центр кола радіусом C та центр шарніру еквівалентної штанги на рухомій платформі, утворює кут γ відносно зазначеного відрізка для штанги 1. Внаслідок симетричності механізму застосовується єдина величина кута γ .

Таким чином з'являється можливість розрахувати величини координат центрів шарнірів штанг на вихідному органі робота. Координати точки Q виражаються наступними залежностями:

$$x_Q = x_0; y_Q = y_0 - V; z_Q = z_0.$$

Для знаходження координат центрів шарнірів штанг 4 і 5 спочатку знайдемо координати точки A :

$$x_T = x_0 + T \sin(\alpha); y_T = y_0 - S; z_T = z_0 + T \cos(\alpha).$$

Знаходимо величини кутів нахилу вилок 4 і 5:

$$\beta_4 = \arcsin\left(\frac{x_{N4} - x_T}{B + \sqrt{L_4^2 - (y_{N4} - y_T)^2}}\right); \beta_5 = \arcsin\left(\frac{x_{N5} - x_T}{B + \sqrt{L_5^2 - (y_{N5} - y_T)^2}}\right).$$

Координати центру шарніру штанги 4 знаходимо виражаються наступними залежностями:

$$x_{P4} = x_T + B \cos(\beta_4); y_{P4} = y_T; z_{P4} = z_T + B \sin(\beta_4),$$

або через координати розрахункової точки:

$$x_{P4} = x_0 + T \sin(\alpha) + B \cos(\beta_4); y_{P4} = y_0 - S; z_{P4} = z_0 + T \cos(\alpha) + B \sin(\beta_4).$$

Координати центру шарніру штанги 5 знаходимо виражаються наступними залежностями:

$$x_{P5} = x_T + B \cos(\beta_5); y_{P5} = y_T; z_{P5} = z_T + B \sin(\beta_5),$$

або через координати розрахункової точки:

$$x_{P5} = x_0 + T \sin(\alpha) + B \cos(\beta_5); y_{P5} = y_0 - S; z_{P5} = z_0 + T \cos(\alpha) + B \sin(\beta_5).$$

Координати центру шарніру еквівалентної штанги 1 виражаються наступними залежностями:

$$x_{P1} = x_Q; y_{P1} = y_Q + E + C; z_{P1} = z_Q + K,$$

або через координати розрахункової точки:

$$x_{P1} = x_0; y_{P1} = y_0 - V + E + C; z_{P1} = z_0 + K.$$

Координати центру шарніру еквівалентної штанги 2 виражаються наступними залежностями:

$$x_{P2} = x_Q + C; y_{P2} = y_Q + E; z_{P2} = z_Q + K,$$

або через координати розрахункової точки:

$$x_{P2} = x_0 + C; y_{P2} = y_0 - V + E; z_{P2} = z_0 + K.$$

Координати центру шарніру еквівалентної штанги 3 виражаються наступними залежностями:

$$x_{P3} = x_Q - C; y_{P3} = y_Q + E; z_{P3} = z_Q + K,$$

або через координати розрахункової точки:

$$x_{P3} = x_0 - C; y_{P3} = y_0 - V + E; z_{P3} = z_0 + K.$$

Довжини проєкцій відрізків, що поєднують центри шарнірів на штангах, на площину основи XOY , можна знайти за наступною формулою:

$$d_i = \sqrt{(x_{Ni} - x_{Pi})^2 + (y_{Ni} - y_{Pi})^2},$$

де i – індекс штанги.

Як зазначено вище, координати x_{Ni}, y_{Ni} в даній задачі є заданими.

Величини напрямних косинусів відрізків довжиною d_i до осей X та Y можна розрахувати з виразів:

$$\cos(\rho_{Xi}) = \frac{x_{Ni} - x_{Pi}}{d_i}, \quad \cos(\rho_{Yi}) = \frac{y_{Ni} - y_{Pi}}{d_i}.$$

Відрізки d_i є нічим іншим як проєкцією штанг L_i на площину основи XOY . Отже, відрізок d_i буде катетом прямокутного трикутника, гіпотенузою якого є L_i . Іншим катетом виступатиме шукана координата z_i переміщення повзуна на напрямній. Як зазначено вище, довжини штанг L_i в даній задачі є заданими. Відтак за теоремою Піфагора:

$$z_{Ni} = z_{Pi} + \sqrt{L_i^2 - d_i^2}.$$

Величина напрямного косинуса довжини штанги L_i до осі Z розраховується з виразу:

$$\cos(\rho_{Zi}) = \frac{\sqrt{L_i^2 - d_i^2}}{L_i}.$$

На цьому зворотну кінематичну задачу та задачу знаходження напрямних косинусів штанг до осей координат можна вважати розв'язаною.

2.3 Математична модель силових залежностей

На наступному етапі нашої роботи проведемо розробку математичної моделі розрахунку реакцій, що виникають в штангах робота. Приймаємо, що реакції будуть направлені вздовж осей штанг. В нашому механізмі є вісім

штанг плюс дві вилки, до того ж вихідний орган складається з двох частин, які поєднані між собою через підшипниковий вузол. Як було показано вище, для спрощення замінюємо кожну пару штанг приводу переміщення рухомої платформи еквівалентною штангою. З точки зору подальших розрахунків така заміна буде припустимою, оскільки кутові переміщення рухомої платформи відсутні, а для забезпечення рівноваги у просторі за відсутності поворотів тіла достатньо трьох реакцій зв'язків, що і забезпечуватиметься наявністю трьох еквівалентних штанг.

Запропонований робот виконує транспортувальні функції. Таким чином, корисним навантаженням для робота буде вага переміщуваної деталі. Позначимо її G_D . Приймаємо, що центр ваги переміщуваної деталі знаходиться на осі умовної циліндричної деталі номінального діаметру, яка закріплена у захватному пристрої. Для врахування більш складних випадків можливої будови деталей та виконуваних транспортувальних задач центр ваги умовної деталі не співпадатиме з віссю руки робота, а знаходитиметься з ексцентриситетом U щодо неї вздовж осі умовної циліндричної деталі номінального діаметру.

Окрім ваги умовної деталі в нашій математичній моделі будемо враховувати вагу складових вихідного органа: руки і рухомої платформи. Позначимо їх відповідно G_R і G_P . Приймаємо, що центр ваги руки робота знаходиться вздовж її осі на відстані W від центру поворотного шарніру Q , наприклад, ближче до захватного пристрою. Від'ємне значення відстані W означатиме, що точка прикладення ваги руки знаходитиметься ближче до вилок приводу повороту руки. Аналогічно центр ваги рухомої платформи розташовуватиметься вздовж осі Y на схемі з рисунку 2.3 на проєкції відрізка, що поєднує центр шарніру еквівалентної штанги 1 та центр поворотного шарніру Q , на площину основи XOY . Відстань від точки прикладення ваги рухомої платформи до точки Q на згаданому відрізку позначимо F і нехай він буде орієнтований від точки Q до центру шарніру еквівалентної штанги 1 на рухомій платформі з аналогічними попередньому

випадку розмірковуваннями щодо можливого від'ємного значення величини F .

Задачу знаходження реакцій в штангах розділимо на два етапи. На першому етапі будемо розглядати відокремлено схему навантаження руки робота, яка наведена на рисунку 2.4. Реакції на схемі будемо позначати літерою R з індексом, що означає індекс штанги, вздовж осі якої вона діє, а у випадку проєкції реакції – відповідну вісь. Взаємодію між рухомою платформою та рукою робота будемо враховувати через реакції R_{XQ} , R_{YQ} , R_{ZQ} , які прикладені до точки Q вздовж осей координат.

Переходимо до складання рівнянь рівноваги:

$$\sum X = 0: -R_4 \cos(\rho_{x4}) + R_5 \cos(\rho_{x5}) + R_{XQ} = 0;$$

$$\sum Y = 0: -R_4 \cos(\rho_{y4}) - R_5 \cos(\rho_{y5}) + R_{YQ} = 0;$$

$$\sum Z = 0: R_4 \cos(\rho_{z4}) + R_5 \cos(\rho_{z5}) + R_{ZQ} - G_D - G_R = 0;$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = 0: & -G_D V - G_R W - R_4 \cos(\rho_{z4}) (S - V) - R_5 \cos(\rho_{z5}) (S - V) + \\ & + R_4 \cos(\rho_{y4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) + R_5 \cos(\rho_{y5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha)) = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y = 0: & -G_D U \cos(\alpha) - R_4 \cos(\rho_{z4}) (B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \\ & + R_5 \cos(\rho_{z5}) (B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) - \end{aligned}$$

$$- R_4 \cos(\rho_{x4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) + R_5 \cos(\rho_{x5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha)) = 0.$$

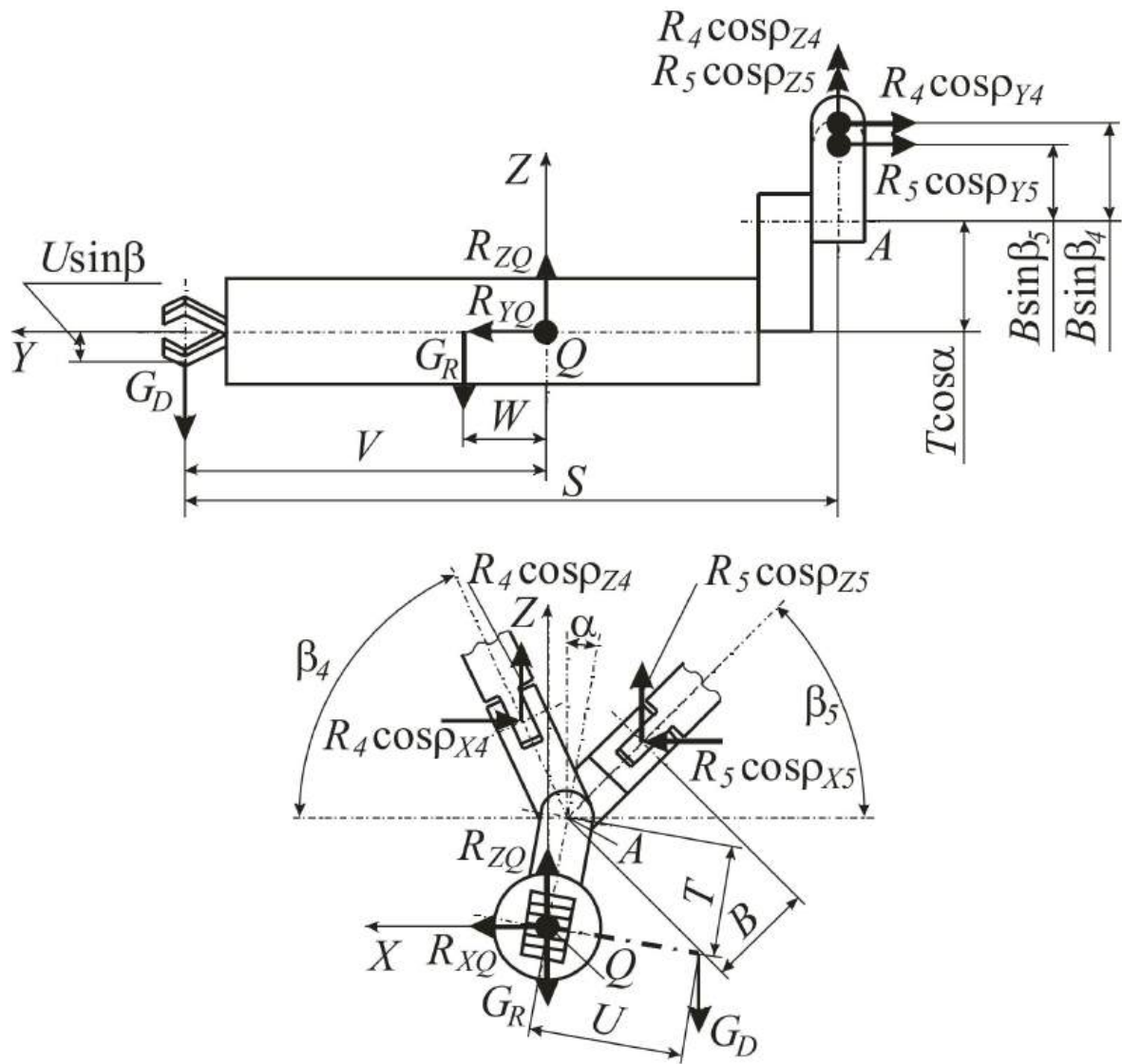


Рис. 2.4 – Схема навантаження руки робота

З останнього рівняння системи, а саме рівноваги моментів навколо осі Y , маємо:

$$\begin{aligned}
 & R_4 \cos(\rho_{Z4}) (B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + R_4 \cos(\rho_{X4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) = \\
 & = R_5 \cos(\rho_{Z5}) (B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + R_5 \cos(\rho_{X5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha)) - G_D U \cos(\alpha).
 \end{aligned}$$

З приведенного виразу виділяємо реакцію R_4 :

$$R_4 = R_5 \frac{\cos(\rho_{z5})(B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x5})(B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} -$$

$$- \frac{G_D U \cos(\alpha)}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))}.$$

Отриманий вираз підставляємо для заміщення реакції R_4 у рівняння рівноваги моментів навколо осі X :

$$- G_D V - G_R W -$$

$$- R_5 \frac{\cos(\rho_{z5})(B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x5})(B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} \times$$

$$\times \cos(\rho_{z4})(S - V) +$$

$$+ \frac{G_D U \cos(\alpha) \cos(\rho_{z4})(S - V)}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} -$$

$$- R_5 \cos(\rho_{z5})(S - V) +$$

$$+ R_5 \frac{\cos(\rho_{z5})(B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x5})(B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} \times$$

$$\times \cos(\rho_{y4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) -$$

$$- \frac{G_D U \cos(\alpha) \cos(\rho_{y4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} +$$

$$+ R_5 \cos(\rho_{Y5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha)) = 0.$$

З приведенного виразу виділяємо реакцію R_5 :

$$\begin{aligned} & R_5 \cos(\rho_{Y5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha)) - R_5 \cos(\rho_{Z5}) (S - V) + \\ & + R_5 \frac{\cos(\rho_{Z5}) (B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{X5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{Z4}) (B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{X4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} \times \\ & \times \cos(\rho_{Y4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) - \\ & - R_5 \frac{\cos(\rho_{Z5}) (B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{X5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{Z4}) (B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{X4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} \times \\ & \times \cos(\rho_{Z4}) (S - V) = G_D V + G_R W + \\ & + \frac{G_D U \cos(\alpha) \cos(\rho_{Y4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{Z4}) (B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{X4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} - \\ & - \frac{G_D U \cos(\alpha) \cos(\rho_{Z4}) (S - V)}{\cos(\rho_{Z4}) (B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{X4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))}; \\ & R_5 = [G_D V + G_R W + \\ & + \frac{G_D U \cos(\alpha) (\cos(\rho_{Y4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) - \cos(\rho_{Z4}) (S - V))}{\cos(\rho_{Z4}) (B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{X4}) (B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))}] / \\ & / [\cos(\rho_{Y5}) (B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha)) - \cos(\rho_{Z5}) (S - V) + \end{aligned}$$

$$+ \frac{\cos(\rho_{z5})(B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x5})(B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} \times$$

$$\times (\cos(\rho_{y4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) - \cos(\rho_{z4})(S - V)).$$

Зворотньою підстановкою виразу для реакції R_5 : у вираз для розрахунку реакції R_4 отримуємо рівняння для розрахунку величини останньої:

$$R_4 = [G_D V + G_R W +$$

$$+ \frac{G_D U \cos(\alpha)(\cos(\rho_{y4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) - \cos(\rho_{z4})(S - V))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))}] /$$

$$/ [\cos(\rho_{y5})(B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha)) - \cos(\rho_{z5})(S - V) +$$

$$+ \frac{\cos(\rho_{z5})(B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x5})(B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} \times$$

$$\times (\cos(\rho_{y4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha)) - \cos(\rho_{z4})(S - V))]$$

$$\times \left[\frac{\cos(\rho_{z5})(B \cos(\beta_5) + T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x5})(B \sin(\beta_5) + T \cos(\alpha))}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} - \right.$$

$$\left. - \frac{G_D U \cos(\alpha)}{\cos(\rho_{z4})(B \cos(\beta_4) - T \sin(\alpha)) + \cos(\rho_{x4})(B \sin(\beta_4) + T \cos(\alpha))} \right].$$

Приступаємо до знаходження рівнянь силової взаємодії між рукою робота та рухомою платформою. Першою з рівняння проєкцій сил на вісь X знаходимо реакцію R_{XQ} :

$$R_{XQ} = R_4 \cos(\rho_{x4}) - R_5 \cos(\rho_{x5}).$$

В силу великого об'єму викладок остаточний вигляд рівняння для знаходження реакції R_{XQ} не наводимо.

Аналогічно з рівняння проєкцій сил на вісь Y знаходимо реакцію R_{YQ} :

$$R_{YQ} = R_4 \cos(\rho_{y4}) + R_5 \cos(\rho_{y5}).$$

В силу великого об'єму викладок остаточний вигляд рівняння для знаходження реакції R_{YQ} не наводимо.

Наприкінці даного етапу розв'язку задачі знаходження реакцій в штангах з рівняння проєкцій сил на вісь Z знаходимо реакцію R_{ZQ} :

$$R_{ZQ} = G_D + G_R - R_4 \cos(\rho_{z4}) - R_5 \cos(\rho_{z5}).$$

В силу великого об'єму викладок остаточний вигляд рівняння для знаходження реакції R_{ZQ} не наводимо.

Другим етапом задачі знаходження реакцій в штангах є побудова математичної моделі для знаходження реакцій в еквівалентних штангах приводу переміщення рухомої платформи. Силу взаємодію між рукою робота та рухомою платформою враховуємо через прикладення знайдених реакцій R_{XQ} , R_{YQ} і R_{ZQ} протилежним показаному на схемі з рисунку 2.4 напрямком. В схемі навантаження рухомої платформи, що представлена на рисунку 2.5, враховуємо прикладення ваги самої рухомої платформи G_P .

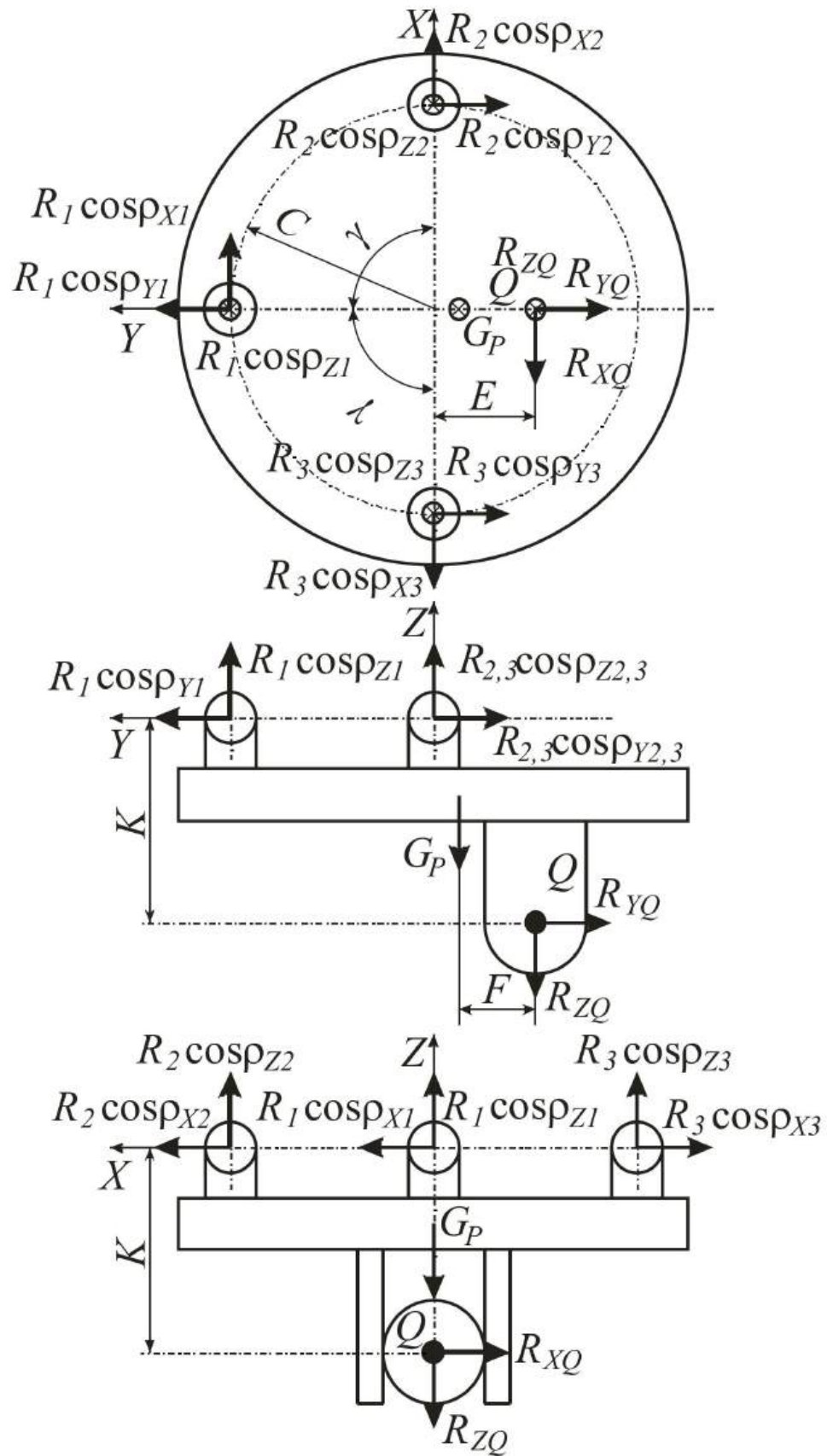


Рис. 2.5 – Схема навантаження рухомої платформи робота

Маємо наступні рівняння рівноваги:

$$\sum Z = 0: R_1 \cos(\rho_{z1}) + R_2 \cos(\rho_{z2}) + R_3 \cos(\rho_{z3}) - R_{zQ} - G_P = 0;$$

$$\sum M_X = 0: G_P(E - F) + R_{zQ}E - R_{yQ}K + R_1 \cos(\rho_{z1})C = 0;$$

$$\sum M_Y = 0: -R_2 \cos(\rho_{z2})C + R_3 \cos(\rho_{z3})C + R_{xQ}K = 0.$$

З рівняння рівноваги моментів навколо осі X представленої системи знаходимо реакцію R_1 :

$$R_1 \cos(\rho_{z1})C = R_{yQ}K - G_P(E - F) - R_{zQ}E;$$

$$R_1 \cos(\rho_{z1}) = \frac{R_{yQ}K - G_P(E - F) - R_{zQ}E}{C};$$

$$R_1 = \frac{R_{yQ}K - G_P(E - F) - R_{zQ}E}{\cos(\rho_{z1})C}.$$

З рівняння рівноваги моментів навколо осі Y представленої системи виділяємо реакцію R_2 :

$$R_2 \cos(\rho_{z2})C = R_3 \cos(\rho_{z3})C + R_{xQ}K;$$

$$R_2 \cos(\rho_{z2}) = \frac{R_3 \cos(\rho_{z3})C + R_{xQ}K}{C};$$

$$R_2 \cos(\rho_{z2}) = R_3 \cos(\rho_{z3}) + R_{xQ} \frac{K}{C};$$

$$R_2 = R_3 \frac{\cos(\rho_{z3})}{\cos(\rho_{z2})} + R_{xQ} \frac{K}{\cos(\rho_{z2})C}.$$

Підставляємо знайдені вирази для $R_1 \cos(\rho_{z1})$ і $R_2 \cos(\rho_{z2})$ в рівняння рівноваги проєкцій сил на вісь Z представленої системи:

$$\frac{R_{yQ}K - G_P(E - F) - R_{zQ}E}{C} + R_3 \cos(\rho_{z3}) + R_{xQ} \frac{K}{C} + R_3 \cos(\rho_{z3}) - R_{zQ} - G_P = 0.$$

З останнього рівняння знаходимо реакцію R_3 :

$$2R_3 \cos(\rho_{z3}) = R_{zQ} + G_P - \frac{R_{xQ}K}{C} - \frac{R_{yQ}K - G_P(E - F) - R_{zQ}E}{C};$$

$$R_3 \cos(\rho_{z3}) = \frac{R_{zQ}}{2} + \frac{G_P}{2} - \frac{R_{xQ}K}{2C} - \frac{R_{yQ}K}{2C} + \frac{G_P(E - F)}{2C} + \frac{R_{zQ}E}{2C};$$

$$R_3 = \frac{1}{2\cos(\rho_{z3})} \left(R_{zQ} + G_P - \frac{R_{xQ}K}{C} - \frac{R_{yQ}K}{C} + \frac{G_P(E - F)}{C} + \frac{R_{zQ}E}{C} \right).$$

Підставляючи залежність для $R_3 \cos(\rho_{z3})$ в залежність для $R_2 \cos(\rho_{z2})$, остаточно знаходимо реакцію R_2 :

$$R_2 \cos(\rho_{z2}) = \frac{1}{2\cos(\rho_{z3})} \left(R_{zQ} + G_P - \frac{R_{xQ}K}{C} - \frac{R_{yQ}K}{C} + \frac{G_P(E - F)}{C} + \frac{R_{zQ}E}{C} \right) + R_{xQ} \frac{K}{C};$$

$$R_2 = \frac{R_{zQ} + G_P - \frac{R_{xQ}K}{C} - \frac{R_{yQ}K}{C} + \frac{G_P(E-F)}{C} + \frac{R_{zQ}E}{C}}{2\cos(\rho_{z2})\cos(\rho_{z3})} + R_{xQ} \frac{K}{\cos(\rho_{z2})C}.$$

На цьому розробку математичної моделі розрахунку реакцій в штангах чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки можна вважати завершеною.

2.4 Розрахунок реакцій в штангах чотирьохкоординатного робота

Для виконання розрахунків конструкційних елементів робота використовуємо залежності та рекомендації, які наведені в джерелі [18]. В результаті виконання рекомендованих розрахунків отримуємо наступні вихідні дані, які затребувані згідно попередньо розробленої математичної моделі:

- вага умовної деталі $G_D = 100$ Н;
- ексцентриситет прикладення ваги умовної деталі $U = 100$ мм;
- вага руки робота $G_R = 30$ Н;
- ексцентриситет прикладення ваги руки робота $W = 50$ мм;
- вага рухомої платформи $G_P = 40$ Н;
- ексцентриситет прикладення ваги рухомої платформи $F = 40$ мм;
- виліт розрахункової точки захватного пристрою відносно центру підшипникового вузла $V = 250$ мм;
- відстань вздовж осі руки між центром шарнірів пари вилок на важелі та розрахунковою точкою захватного пристрою $S = 350$ мм;
- відстань між віссю руки робота та центром шарнірів пари вилок на важелі $T = 75$ мм;

- відстань між центром шарнірів пари вилок на важелі та центром шарніру кріплення штанги до вилки $B = 50$ мм;
- ексцентриситет осі руки робота до площини розміщення центрів штанг приводу переміщення рухомої платформи $K = 80$ мм;
- радіус кола розміщення центрів шарнірів еквівалентних штанг приводу переміщення рухомої платформи $C = 80$ мм;
- відстань між центром кола радіусом C та проєкцією центру підшипникового вузла на площину даного кола $E = 50$ мм;
- кут між радіусом, що проведений до центру шарніру еквівалентної штанги 1 на рухомій платформі та аналогічними радіусами, проведеними до центрів шарнірів еквівалентних штанг 2 і 3 $\gamma = 90^\circ$.

Для збереження необхідної просторової орієнтації шарнірних паралелограмів, які утворені парами штанг приводу переміщення рухомої платформи, приймаємо, що напрямні повзунів переміщення даних штанг матимуть кут своєї орієнтації відносно робочого простору робота, який рівний прийнятому значенню кута γ . Відповідно будемо мати наступні координати розташування слідів траєкторій руху центрів шарнірів повзунів переміщення еквівалентних штанг на площину основи:

- для еквівалентної штанги 1 $x_{N1} = 0$, $y_{N1} = 400$ мм;
- для еквівалентної штанги 2 $x_{N2} = 400$ мм, $y_{N2} = 0$ мм;
- для еквівалентної штанги 3 $x_{N3} = -400$ мм, $y_{N3} = 0$ мм.

Напрямні повзунів приводу повороту руки робота та орієнтації захватного пристрою розміщуємо по колу, що утворене слідами траєкторій руху центрів шарнірів повзунів переміщення еквівалентних штанг на площину основи, з кутом 30° між радіусами, проведеними від центра даного кола до згаданих слідів траєкторій руху центрів шарнірів повзунів переміщення штанг 2 і 4 та 3 і 5 відповідно в сторону, протилежну розташуванню напрямної переміщення повзуна приводу подачі еквівалентної штанги 1. Відтак маємо наступні координати розташування слідів траєкторій

руху центрів шарнірів повзунів переміщення штанг приводу повороту руки робота та орієнтації захватного пристрою на площину основи:

- для штанги 4 $x_{N4} = 346$ мм, $y_{N4} = -200$ мм;
- для штанги 5 $x_{N5} = -346$ мм, $y_{N5} = -200$ мм.

Довжини всіх п'ятьох штанг приймаємо однаковими $L_i = 800$ мм.

Приймаємо, що розрахункова точка захватного пристрою буде переміщуватися в межах робочого простору, обмеженому колом радіусом 100 мм, проведеному в площині XOY . Кут руки робота та орієнтації захватного пристрою α може змінюватися від 0 до 360°. За початкове положення руки робота приймаємо таку орієнтацію важелю, за якої відрізок T спрямований вздовж осі Z .

Проведемо ряд досліджень залежностей реакцій, що виникають в штангах чотирьохкоординатного робота, від зміни параметрів схем навантаження. На рисунках 2.6 – 2.13 показані результати у вигляді графіків залежності зміни реакцій в штангах.

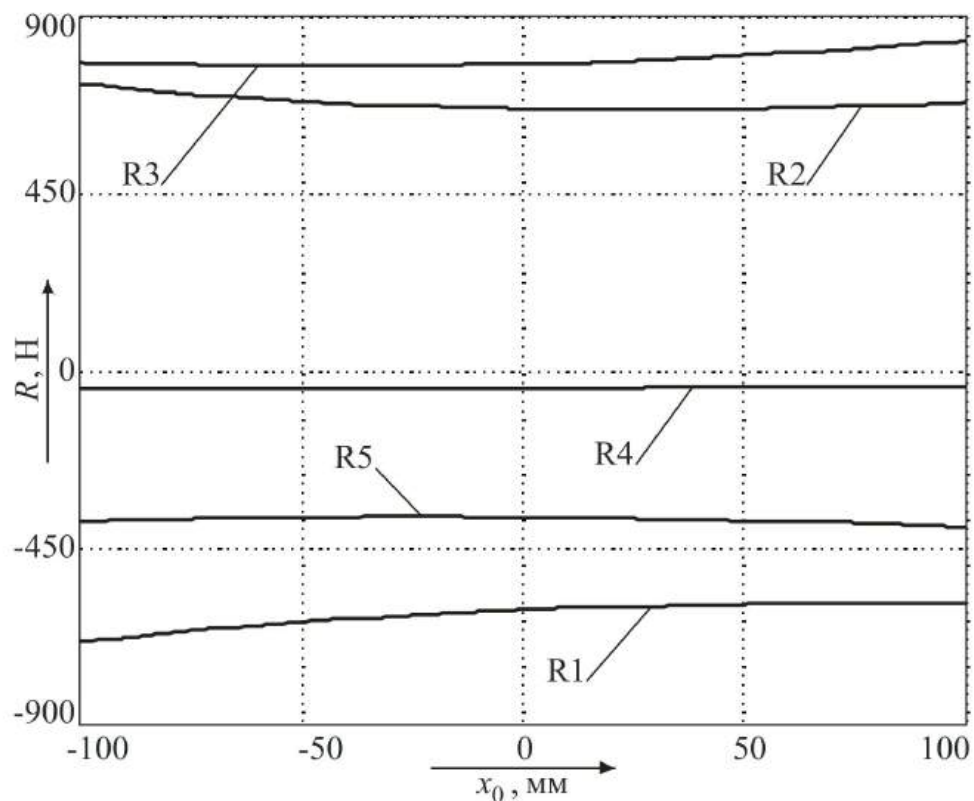


Рис. 2.6 – Залежність зміни реакцій при русі руки робота вздовж осі X

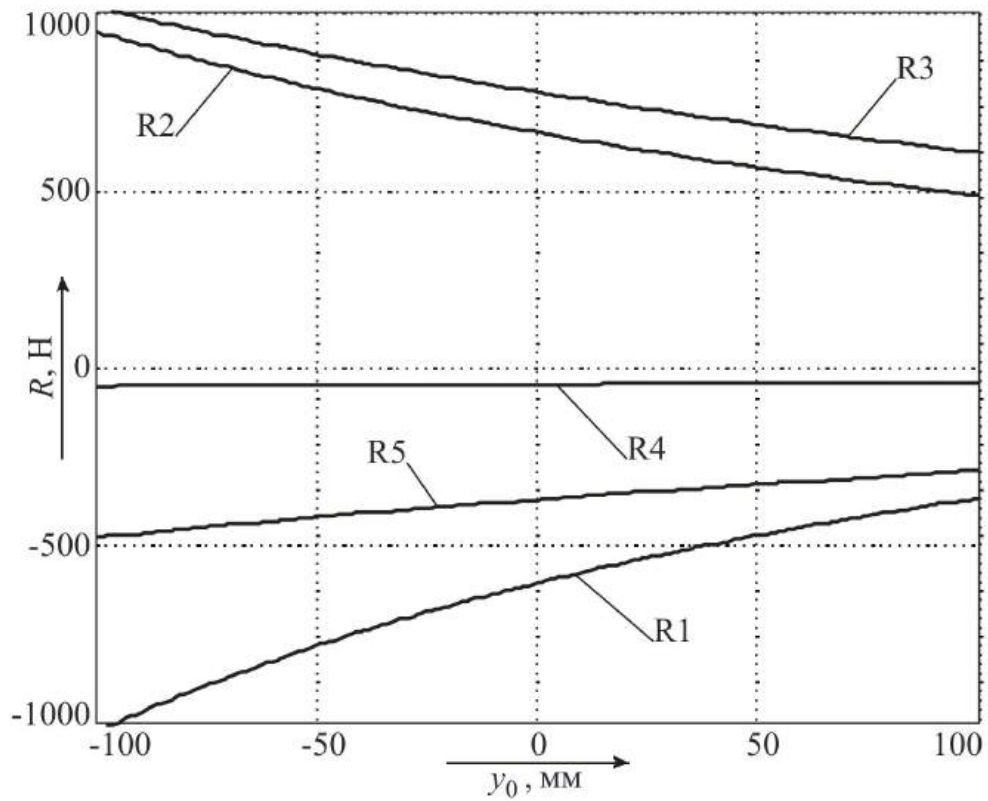


Рис. 2.7 – Залежність зміни реакцій при русі руки робота вздовж осі Y

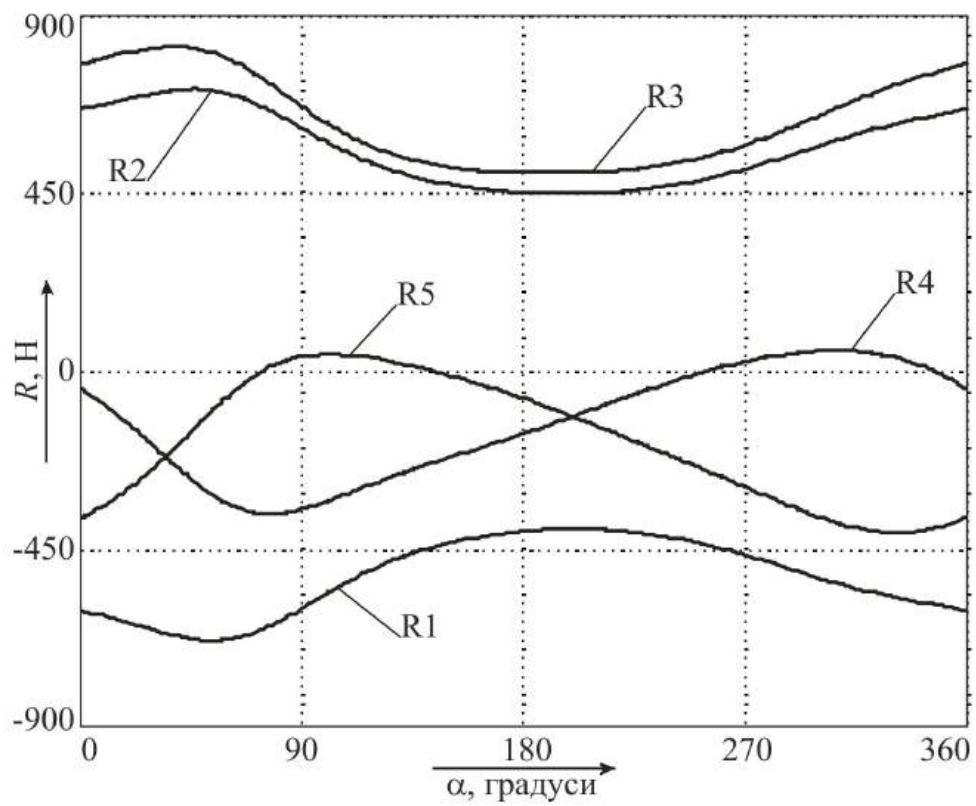


Рис. 2.8 – Залежність зміни реакцій при зміні кута повороту руки робота та орієнтації захватного пристрою

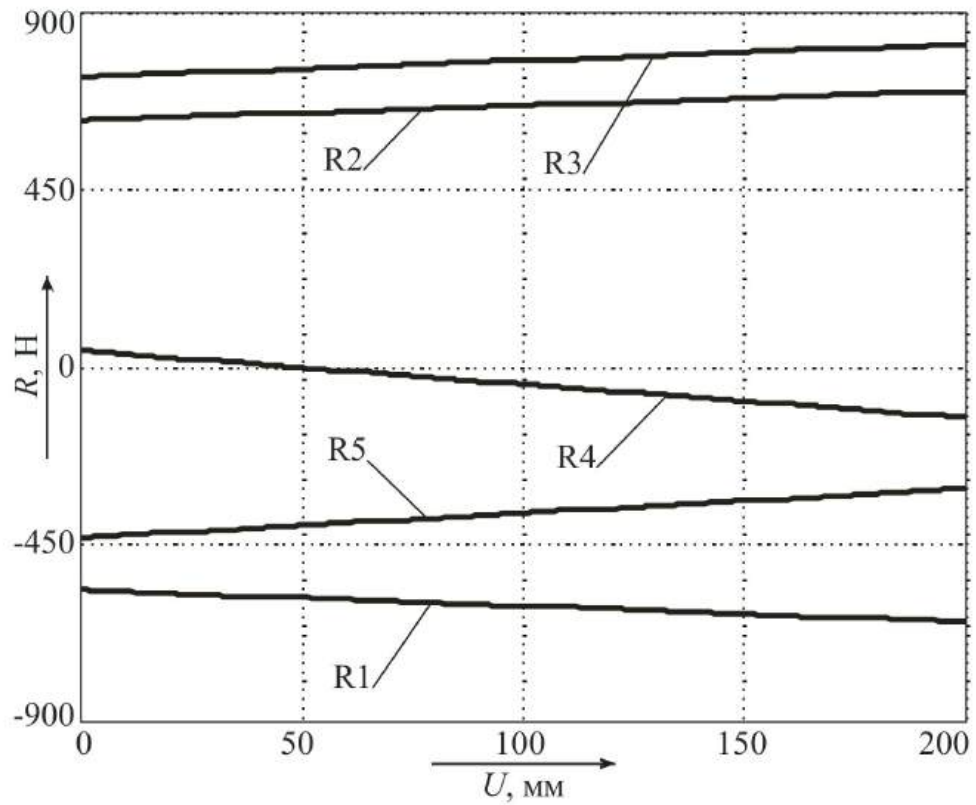


Рис. 2.9 – Залежність зміни реакцій при зміні плеча прикладення ваги умовної деталі

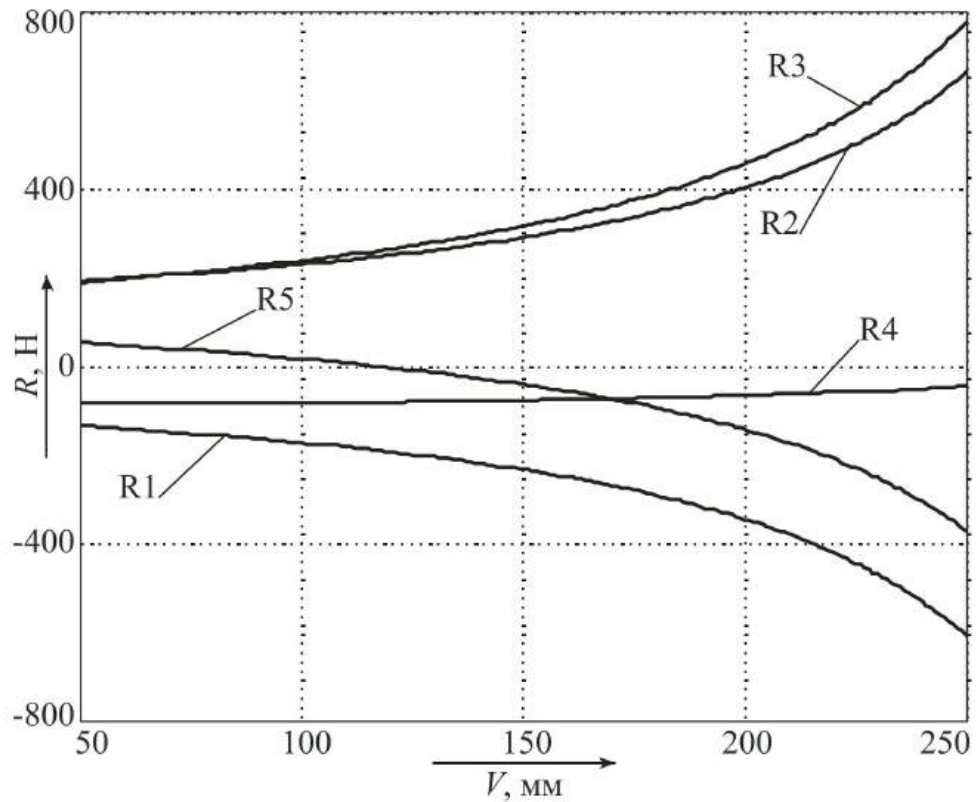


Рис. 2.10 – Залежність зміни реакцій при зміні положення руки робота відносно центру підшипникового вузла

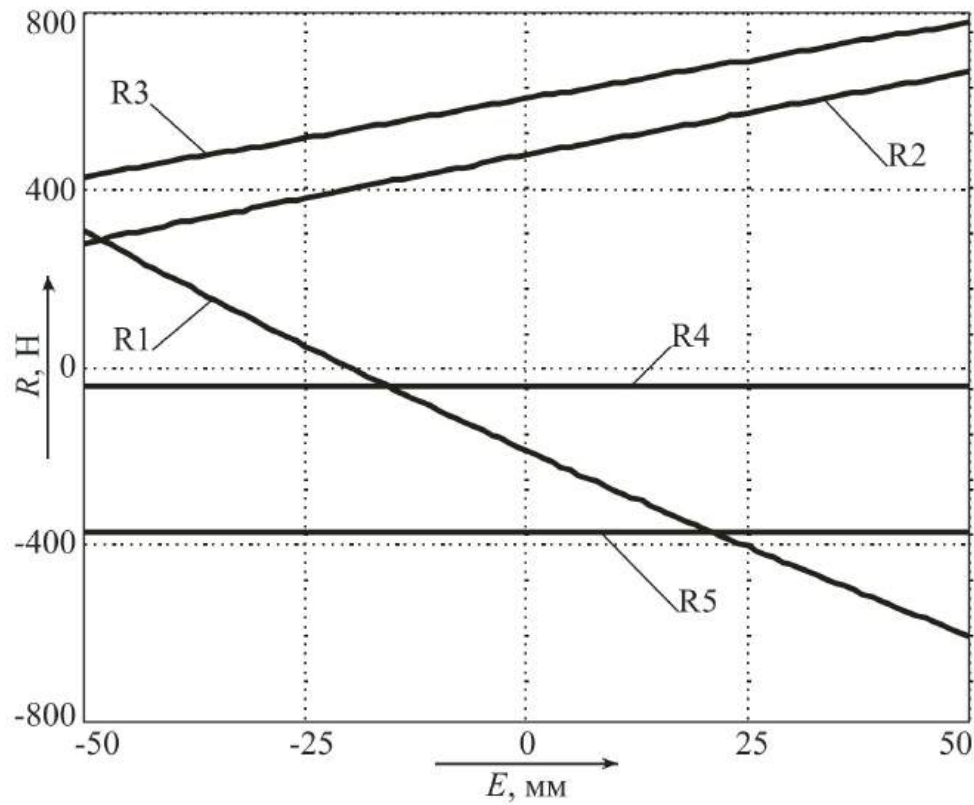


Рис. 2.11 – Залежність зміни реакцій при зміні положення центру підшипникового вузла відносно центру рухомої платформи

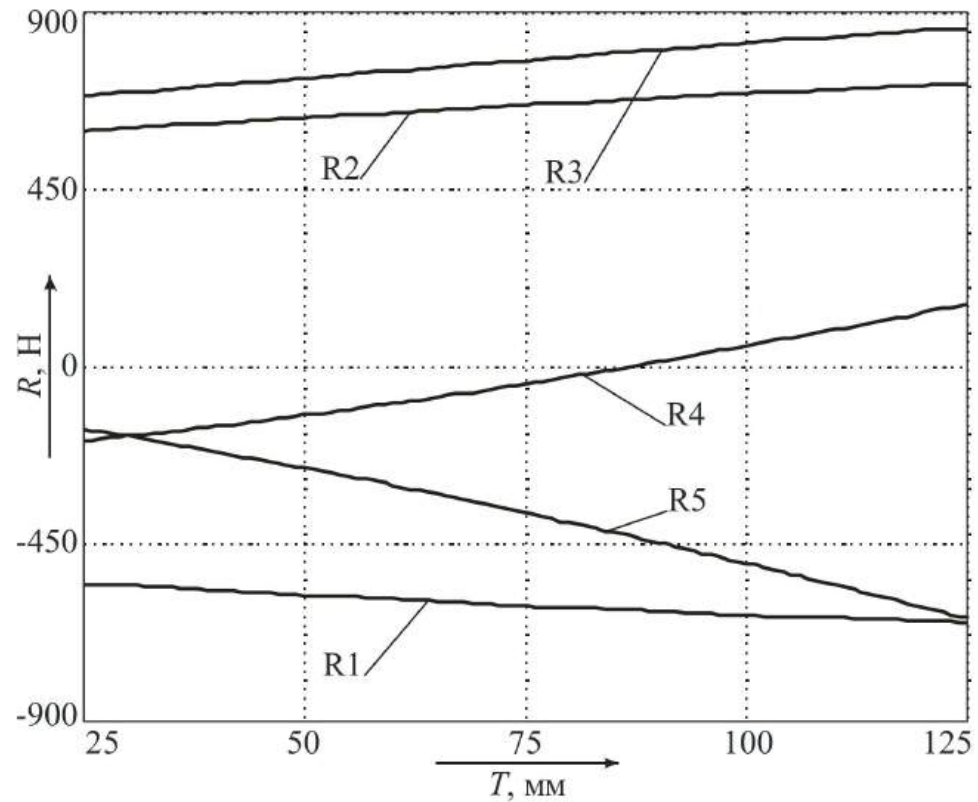


Рис. 2.12 – Залежність зміни реакцій при зміні довжини важеля руки робота

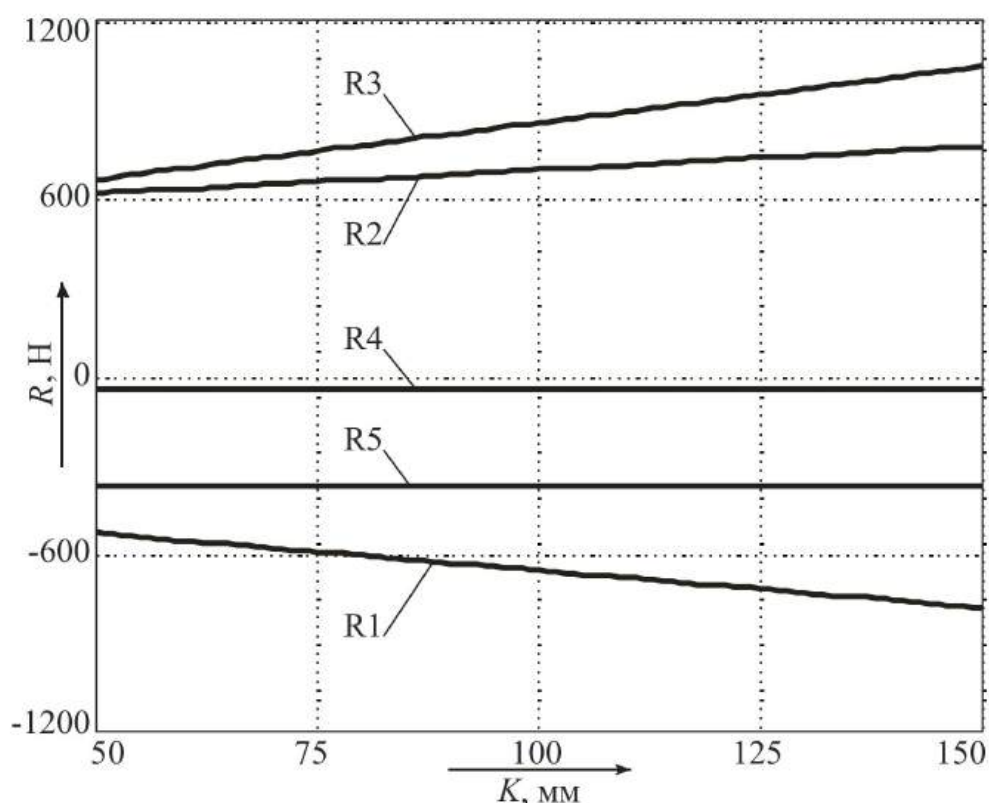


Рис. 2.13 – Залежність зміни реакцій при зміні відстані від осі руки робота до площини центрів шарнірів штанги рухомої платформи

Зазначимо, що від'ємні значення реакцій на всіх графіках означають, що їх напрямок є протилежним показаному на схемах навантаження. Спільною рисою майже всіх графіків є схожість характеру залежностей та близькість значень величин реакцій $R2$ і $R3$ з превалюванням останньої. Така перевага пояснюється розташуванням ваги умовної деталі з плечем до осі руки робота.

Прямолінійний характер залежностей спостерігається на графіках, показаних на рисунках 2.9, 2.11 – 2.13. Незмінність величин реакцій $R4$ і $R5$ на графіках рисунків 2.11 і 2.13 пояснюється відсутністю аргументів цих залежностей на схемах навантаження для руки робота.

Всі інші наведені параметри схем навантаження спричиняють непрямолінійний вплив на величини реакцій в штангах. Графік на рисунку 2.8 дає відповідь на питання, чому на переважній більшості графічних

залежностей величина реакції R_4 менша за величину реакції R_5 . Це пояснюється розподілом реакцій при величині кута повороту руки робота та орієнтації захватного пристрою, прийнятій за початкову. За інших значень даного кута співвідношення величин даних реакцій буде іншим, в тому числі з переважанням реакції R_4 за величиною.

Слід зазначити, що додатково було проаналізовано вплив довжини штанг та довжини пари вилок на величину реакцій в зазначених штангах. Дані величини за побудованої математичної моделі показали відсутність такого впливу. Зазначимо, що пара вилок є складовою штанг приводу повороту руки робота та орієнтації захватного пристрою.

Загальною рекомендацією щодо конструювання приводу переміщень рухомої платформи з точки зору величини реакцій в його штангах є мінімізація розмірів вихідного органу робота. Проте для штанг приводу повороту руки робота та орієнтації захватного пристрою така однозначна рекомендація відсутня.

Отримані залежності є базою для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки.

РОЗДІЛ 3

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

ЧОТИРЬОХКООРДИНАТНОГО РОБОТА

3.1 Загальні вихідні дані

Проектний робот є універсальною машиною, що може бути використана як для здійснення механічної обробки деталей основним інструментом, так і для транспортування деталей і заготовок, шляхом заміни одного вузла.

Оскільки даний робот не має прямих аналогів, то для визначення показників економічної ефективності проєкту, у якості бази для порівняння приймемо два маніпулятори, один з яких може виконувати лише механічні операції, а інший – операції транспортування. Приймемо, що продуктивність виконання відповідних операцій у порівнюваних варіантах – однакова. Проте, сумарний штучний час виконання операцій проєктним роботом враховує також заміну робочого органу (шпинделя на руку і навпаки) і перевстановлення програмного забезпечення (ПЗ) при переході на інший режим роботи. Використання проєктного робота дозволить зменшити капітальні вкладення споживача за рахунок заміни двох вузькоспеціалізованих маніпуляторів на один універсальний, а також скоротити втрати, пов'язані з простоюваннями маніпуляторів за відсутності виробничої потреби у виконанні відповідних операцій.

Порівняння буде проведено за критеріями: капітальні витрати на закупівлю обладнання, витрати на технічне обслуговування, час переналагодження системи та її гнучкість при зміні виробничих завдань.

Отже, метою цього розділу є встановлення економічної ефективності застосування розробленого універсального маніпулятора шляхом обґрунтованого аналізу переваг у порівнянні з альтернативними технічними рішеннями.

Загальні техніко-економічні показники базових та проектного робіт зведено до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Загальні вихідні техніко-економічні показники

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			Базовий	Проект
1	2	3	4	5
1.	Річна програма випуску продукції	шт./рік	10000	10000
2.	Потреба у роботах-маніпуляторах	шт./рік	2	1
3.	Штучний час виконання операцій:			
	- механічної обробки	хв.	0,23	0,2
	- транспортування	хв.	0,04	0,035
	- заміна робочого органу та ПЗ	хв.	-	0,4
4.	Потужність електродвигунів	кВт	0,7	1,2
5.	Площа, яку займає робот	м ²	1,6	2,2
6.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частини	УРО	7/18	8/20
7.	Оптова ціна робота	грн.	142900	165000

3.2 Визначення експлуатаційних витрат при застосуванні робіт

Визначення експлуатаційних витрат будемо проводити двох варіантів: базового та нового. До розрахунку включаються лише ті статті витрат, які відрізняються у порівнюваних варіантах. Кошторис річних експлуатаційних витрат розраховується за такими статтями:

- витрати на електроенергію силову;
- витрати на допоміжні матеріали;
- витрати на ремонт;
- витрати на утримання приміщення;
- амортизаційні відрахування;

– витрати на переналагодження робота.

Витрати на електроенергію силову:

$$B_e = \frac{N_b \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot T_{\text{нор}} \cdot C_{\text{ел}}, \quad (3.1)$$

де N_b – встановлена потужність електродвигунів робота, кВт;

K_o – коефіцієнт одночасної роботи двигунів (приймають 0,65...0,8);

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (для фрезерної обробки – 0,6...0,7);

K_d – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за часом (приймають 0,4);

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів – 0,86;

η_m – коефіцієнт, який враховує втрати електроенергії в мережі підприємства;

$T_{\text{нор}}$ – норма часу на виконання операції, хв.;

$C_{\text{ел}}$ – ціна 1 кВт-год силової електроенергії без ПДВ, грн.

В базовому варіанті:

$$B_{\text{ел}}^{\text{баз}} = \frac{(0,75 \cdot 0,22 + 0,7 \cdot 0,04) \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92 \cdot 60} \cdot 7,5 = 0,0046 \text{ грн.},$$

В проектному варіанті:

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{(1,2 \cdot 0,21 + 1,2 \cdot 0,035 + 1,2 \cdot 0,4) \cdot 0,3}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{0,3}{60} \cdot 7,5 = 0,0048 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{нор}}}{100} \cdot K_{\text{п}}, \quad (3.2)$$

де $M_{\text{гв}}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини, коп.;

$R_{\text{м}}$ – категорія складності ремонту механічної частини робота, УРО;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного $K_{\text{п}} = 1,0$).

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{78,5 \cdot 7 \cdot 0,27}{100 \cdot 60} \cdot 1,0 = 0,0247 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{78,5 \cdot 8 \cdot 0,27}{100 \cdot 60} \cdot 1,0 = 0,0283 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{вс}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot T_{\text{нор}}, \quad (3.3)$$

де $\Gamma_{\text{вм}}, \Gamma_{\text{вс}}$ – відповідні річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО механічної та електричної частин верстата, грн./рік;

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата (при двозмінному режимі роботи для серійного виробництва – 3950 год.).

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{7 \cdot 880 + 18 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{0,27}{60} = 0,0218 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{р}}^{\text{пр}} = \frac{8 \cdot 880 + 20 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{0,3}{60} = 0,027 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_0 \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot T_{\text{нор}}, \quad (3.4)$$

де F_0 – виробнича площа, яку займає робот, включаючи площу його переміщення, м^2 ;

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м^2 виробничого приміщення, грн./м^2 .

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{1,6 \cdot 0,27}{3950 \cdot 60} \cdot 780 = 0,0014 \text{ грн.};$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{пр}} = \frac{2,2 \cdot 780 \cdot 0,27}{3950 \cdot 60} = 0,0019 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію робота:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot T_{\text{нор}}, \quad (3.5)$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість робота, грн.

Балансову вартість робіт знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = \Pi_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}}), \quad (3.6)$$

де $\Pi_{\text{опт}}$ – оптова ціна робота, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1) та монтаж (0,04...0,06) робота.

Таким чином, балансова вартість:

– базового робота:

$$\Phi_{\text{баз}}^{\text{баз}} = 142900 \cdot (1 + 0,06 + 0,05) = 158619 \text{ грн.},$$

– нового робота:

$$\Phi_{\text{баз}}^{\text{нр}} = 165000 \cdot (1 + 0,06 + 0,05) = 183150 \text{ грн.},$$

$$B_{\alpha}^{\text{баз}} = \frac{158619 \cdot 20 \cdot 0,27}{3950 \cdot 100 \cdot 60} = 0,0361 \text{ грн.},$$

$$B_{\alpha}^{\text{нр}} = \frac{183150 \cdot 20 \cdot 0,27}{3950 \cdot 100 \cdot 60} = 0,041 \text{ грн.}$$

Витрати на переналагодження проєктного робота:

$$B_n = C_{\text{ен}} \cdot (1 + K_{\text{д}})(1 + K_c) \frac{T_{\text{нал}} \cdot A}{60 \cdot N_{\text{д}}}, \quad (3.7)$$

де $C_{\text{ен}}$ – годинна тарифна ставка наладчика, грн./год.;

A – кількість налагоджень на рік;

$T_{\text{нал}}$ – час налагодження, хв.;

$N_{\text{д}}$ – річна програма випуску деталей, шт./рік.

$$B_n^{\text{нр}} = 90,672 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{0,30 \cdot 12}{60 \cdot 10000} = 0,0007 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Експлуатаційні витрати

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Силова електроенергія	$B_{\text{ел}}$	0,0046	0,0048
2.	Допоміжні матеріали	$B_{\text{дм}}$	0,0247	0,0283
3.	Ремонт робота	$B_{\text{р}}$	0,0218	0,027
4.	Утримання приміщення	$B_{\text{уп}}$	0,0014	0,0019
5.	Амортизація робота	$B_{\text{а}}$	0,0361	0,041
6.	Переналагодження робота	$B_{\text{н}}$	-	0,0007
Загальна сума		$B_{\text{е}}$	0,0886	0,1037

3.3 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект у споживача розрахуємо за формулою:

$$E_{p_{\text{сп}}} = (B_{\text{е}}^{\text{баз}} - B_{\text{е}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{сп}}, \quad (3.8)$$

де $P_{\text{е}}^{\text{баз}}, P_{\text{е}}^{\text{пр}}$ – експлуатаційні витрати відповідно в базовому та проектному варіантах, грн.;

$N_{\text{д}}$ – річна програма випуску деталі, шт./рік;

$K_{\text{сп}}$ – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.

$$K_{\text{сп}} = \Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} \cdot Q_{\text{пр}} - \Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} \cdot Q_{\text{баз}}, \quad (3.9)$$

$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}}, \Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}}$ – відповідно балансова вартість проектного та базових робіт, грн.;

$Q_{\text{пр}}, Q_{\text{баз}}$ – потреба у роботах для виконання річної виробничої програми виготовлення деталей.

$$K_{\text{сп}} = 183150 \cdot 1 - 158619 \cdot 2 = -134088 \text{ грн.}$$

$$E_{p_{\text{сп}}} = (0,0886 - 0,1037) \cdot 10000 - 0,16 \cdot (-134088) = 21303 \text{ грн.}$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Підсумкові техніко-економічні показники проекту

№ п/п	Показники	Одиниця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1.	Потреба у роботах	шт./рік	2	1	-50,0
2.	Річний випуск виробів	шт./рік	10000	10000	—
3.	Штучний час виконання операцій:				
	- механічної обробки	хв.	0,23	0,2	-13.4
	- транспортування	хв.	0,04	0,035	-12.5
	- заміна робочого органу та ПЗ	хв.	—	0,4	100
4.	Оптова ціна роботи	грн.	142900	165000	+15,4
5.	Експлуатаційні витрати із застосуванням робота (на один виріб)	грн.	0,0886	0,1099	+24,0
6.	Річний економічний ефект	грн.	—	21303	—

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за другим (магістерським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе науково-технічне завдання визначення силових залежностей чотирьохкоординатного робота, побудованого на основі паралельних кінематичних структур, з надлишковим приводом повороту руки для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проведено огляд існуючих типів промислових роботів та здійснити підбір прототипів;
- розроблено на рівні схеми конструкцію чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- синтезовано схеми навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розроблено математичну модель силового навантаження чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки;
- розраховано силові залежності в штангах чотирьохкоординатного робота для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу та подальшого розв'язку задач динаміки;
- виконано розрахунок економічної ефективності від впровадження результатів роботи.

У проведеному огляді промислових роботів визначено класифікацію подібного типу обладнання, побудованому на основі паралельних кінематичних структур, та показано переваги і недоліки застосування надлишкових приводів для маніпуляторів такого типу.

Обрані на основі патентного огляду прототипи дали можливість на рівні схеми розробити нову конструкцію чотирьохкоординатного робота на основі паралельних кінематичних структур з надлишковим приводом повороту руки.

Проведений розв'язок зворотної кінематичної задачі для розробленого маніпулятора дав можливість розраховувати розташування штанг в просторі при зміні положення руки робота.

Задачу визначення внутрішніх реакцій в штангах механізму подачі робота розділено на дві частини. В першій частині розглядається схема навантаження руки робота, в другій – схема навантаження рухомої платформи. Силовий зв'язок між даними частинами враховується через прикладення складових реакцій, що виникають у підшипниковому вузлі. Результатом синтезу математичної моделі для кожної зі схем навантаження стали залежності для розрахунку реакцій в штангах механізму. При цьому для механізму переміщення рухомої платформи було здійснено допустиме спрощення, внаслідок якого кожна із реальних пар паралельних штанг була замінена на одну еквівалентну штангу.

В результаті комп'ютерного математичного моделювання отримано графіки залежності внутрішніх силових факторів від конструктивних параметрів схем навантаження, які можуть бути використанні на наступних етапах конструювання механізму за представленою схемою, наприклад, для раціонального підбору двигунів приводів подачі вихідного органу, чи для подальшого розв'язку задач динаміки.

Також в роботі проведено розрахунок очікуваної економічної ефективності від впровадження результатів роботи. Очікуваний економічний ефект 21303 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A0%D0%BE%D0%B1%D0%BE%D1%82>.
2. Kihm, H.; Yang, H.S.; Lee, Y.W. Bipod flexure for 1-m primary mirror system. *Rev. Sci. Instrum.* 2014,85, 125101.
3. Wang, M. F. and Ceccarelli, M.: Design and Simulation for Kinematic Characteristics of a Tripod Mechanism for Biped Locomotors. In: *Proc. of Intl. Workshop on Locomotorics in Alpe-Adria-Danube Region (RAAD)*, Portorož, 124-131, (2013)
4. F.G. Xie, X.-J. Liu, X. Luo, M. Wabner, Mobility, singularity, and kinematics analyses of a novel spatial parallel mechanism, *Journal of Mechanisms and Robotics* 8 (6) (2016) 061022. <https://doi.org/10.1115/1.4034886>.
5. <https://www.jpe-innovations.com/precision-point/hexapod-kinematics/>.
6. Pott, A.; Boye, T.; Hiller, M. Design and optimization of parallel kinematic machines underprocess requirements. In *Proceedings of the 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, Chemnitz, Germany, 25–26 April 2006; pp. 193–212.
7. Shin, Hyun-Pyo & Kim, Sunho & Jeong, Jayil & Kim, Jongwon. (2012). Stiffness Enhancement of a Redundantly Actuated Parallel Machine Tool by Dual Support Rims. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 13. 1539-1547. 10.1007/s12541-012-0203-3.
8. Allouche, B.; Dequidt, A.; Vermeiren, L.; Dambrine, M. Modeling and PDC fuzzy control of planar parallel robot: A differential–algebraic equations approach. *Int. J. Adv. Robot. Syst.* 2017,14, 1729881416687112.
9. Stan, S.-D, Manic, M., Mătieș, M., Bălan, R., “Evolutionary Approach to Optimal Design of 3 DOF Translation Exoskeleton and Medical Parallel Robots”, HSI 2008, IEEE Conference on Human System Interaction, Krakow, Poland, May 25-27, 2008. [54].

10. Palpacelli, M.-C.; Carbonari, L.; Palmieri, G. et al.: Functional Design of a 6-DOF Platform for Micro-Positioning. *Robotics* 9 (2020) 4, S. 99
11. Müller A. On the terminology and geometric aspects of redundant parallel manipulators. *Robotica*. 2013;31(1):137-147. doi:10.1017/S0263574712000173
12. Ebrahimi, I., Carretero, J. A., and Boudreau, R. (April 15, 2008). "A Family of Kinematically Redundant Planar Parallel Manipulators." *ASME. J. Mech. Des.* June 2008; 130(6): 062306. <https://doi.org/10.1115/1.2900723>
13. Ramanababu, S., Ramji, K. Kinematic Analysis and Design Optimization of 2UPR-2RPU Redundant Parallel Manipulator. *Trans Indian Natl. Acad. Eng.* 9, 375–383 (2024). <https://doi.org/10.1007/s41403-024-00459-6>
14. A. Müller, Redundant actuation of parallel manipulators, in: H. Wu (Ed.), *Parallel Manipulators, towards New Applications*, IntechOpen, 2008, pp. 87–108, <http://dx.doi.org/10.5772/5427>.
15. Пат. на кор. модель 114304 Україна, МПК (2006) B23Q5/00. Привід переміщення вихідного органа верстата з п'ятьма штангами / Гречка А.І., А.М. Кириченко, Аль-Ібрахімі Метак М.А.; заявник і патентовласник Кіровоградський національний технічний університет. – № u201607831; заявл. 15.07.2016; опубл. 10.03.2017, Бюл. № 5.
16. 3. Пат. на кор. модель 131326 Україна, МПК (2006) B23Q5/00. П'ятикоординатний механізм паралельної структури з трьома напрямними / Гречка А.І., Ковальчук А.В., Лесь В.С.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. – № u201807696; заявл. 09.07.2018; опубл. 10.01.2019, Бюл. № 1.
17. Clavel, R., "Device for the Movement and Positioning of an Element in Space," US Patent No. 4,976,582, December 11, 1990.
18. <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/16227>
19. Валявський, І. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою : навч. посіб. / І. А. Валявський, О. В. Лисенко, І. А. Лисенко ;

М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.

20. Павленко І.І. Захватні пристрої роботів / І.І. Павленко, М.О. Годунко // Захватні пристрої роботів: монографія. – Кропивницький: «КОД», 2020. – 386 с.

21. Павленко І.І. Дослідження кутових переміщень платформи МПС із ріжучим інструментом / І. І. Павленко, М. О. Годунко, О. А. Кислун, Є. С. Костюк // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2020. - Вип. 3 (34). - С. 117-129.

22. Годунко М.О. Розробка методики силового розрахунку вертикально орієнтованого захватного пристрою / М.О. Годунко, О.А. Кислун, В.А. Мажара, В.К. Щербина, Р.А. Кравченко, В.В. Ключкін // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7 (38). – С. 27-33.

23. Годунко М.О. Дослідження можливості підвищення точності захватного пристрою робота за рахунок компенсуючої ланки затискного важеля. Годунко М.О., Мажара В.А., Кислун О.С., Щербина В.К., Писанка С.В. // Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки : зб. Наук пр. – Хмельницький : ХНУ, 2024. – Вип. №3. – С. 52-56.

24. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою.- Кіровоград.2004. - 449с.

25. Бочков В.М., Сілін Р.І. Обладнання автоматизованого виробництва. Навчальний посібник / За ред. Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво Державного університету «Львівська політехніка», 2000. – 380 с.

26. Костюк В.І., Спину Г.О., Ямпольський Л.С. Робототехніка. – К.: Вища школа, 1994. – 446 с.

27. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е. Компоновки станок с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2010. – 471 с.

28. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
29. Павленко І.І. Рухові характеристики промислових роботів. – Кіровоград: КДТУ, 2000. – 124 с.
30. Павленко І.І. Структура промислових роботів. – Кіровоград: КІСМ, 1998. – 100 с.
31. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. – Житомир, ЖІТІ, 2001. – 612 с.
32. Струтинський В.Б., Мельничук П.П. Математичне моделювання металорізальних верстатів. – Житомир, ЖІТІ, 2002. – 570 с.
33. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання: Навчальний посібник / Ю.В. Кодра, З.А. Стоцько; За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Бескид БІТ, 2004. – 466 с.
34. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 40 с.
35. Організація виробництва на промисловому підприємстві / Під ред. Ю.А. Єгупова Київ: Центр навч. літератури, 2006. – 488 с.