

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри
машинобудування,
мехатроніки і робототехніки
канд. техн. наук, доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
20 червня 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
**Дослідження трикоординатних механізмів
паралельної кінематики**

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Олександр ПАВЛОВ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент
_____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент
_____ Любов ОЛІЙНІЧЕНКО

Кропивницький 2026

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

Перший (бакалаврський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма: Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

машинобудування, мехатроніки і
робототехніки

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти Павлову Олександрю Руслановичу

Тема роботи:

Дослідження трикоординатних механізмів паралельної кінематики

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Затверджено наказом ЦНТУ від 01 квітня 2026 року № 199-02.

Строк подання роботи до захисту:

20 червня 2026 р.

Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Мета: оптимізація роботи систем гнучкого автоматизованого виробництва, підвищення точності та швидкодії завантажувальних пристроїв за рахунок розширення геометричних параметрів механізмів паралельної кінематики.

Завдання: виконати аналіз принципів побудови механізмів паралельної кінематики; провести дослідження геометричних параметрів трикоординатних механізмів паралельної кінематики; розробити методику для визначення розмірів робочої зони механізмів паралельної структури; проаналізувати можливості використання багатоступеневих шарнірів в кінематичних парах механізмів паралельної структури.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання роботи	Примітка
1	Опрацювання навчальної літератури по тематиці роботи	08.05.2026 р.	
2	Виконання першого розділу	15.05.2026 р.	
3	Виконання другого розділу	26.05.2026 р.	
4	Виконання третього розділу	05.06.2026 р.	
5	Розробка креслеників	10.06.2026 р.	
6	Перевірка роботи на академічний плагіат	10.06.2026 р.	
7	Рецензування роботи	15.06.2026 р.	

Дата видачі завдання
13 квітня 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Олександр ПАВЛОВ

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

АНОТАЦІЯ

Павлов О.Р. Дослідження трикоординатних механізмів паралельної кінематики : кваліфікаційна бакалаврська робота : спец. 131 Прикладна механіка / наук. кер. І.А. Валявський. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2026. 46 с.
Креслеників – разом 4 аркуші формату А1.

Метою роботи є оптимізація роботи систем гнучкого автоматизованого виробництва, підвищення точності та швидкодії завантажувальних пристроїв за рахунок розширення геометричних параметрів механізмів паралельної кінематики.

Актуальність роботи. Сучасний етап розвитку машинобудування вимагає від виробничих систем високого ступеня адаптивності та здатності до швидкої переналадки. У цьому контексті гнучке автоматизоване виробництво стає ключовим інструментом забезпечення конкурентоспроможності, оскільки дозволяє ефективно працювати в умовах дрібносерійного типу виробництва. Маніпулятори з послідовною кінематикою використовуються при виконанні завантажувально-розвантажувальних операцій, тож розширення геометричних параметрів таких механізмів є актуальною задачею, вирішенню якої присвячена дана кваліфікаційна робота.

В роботі було виконано аналіз методів побудови механізмів паралельної кінематики і проведено дослідження геометричних параметрів трикоординатних механізмів паралельної кінематики. Також було розроблено методику для визначення розмірів робочої зони механізмів паралельної структури та проаналізовано можливості використання багатоступеневих шарнірів в кінематичних парах механізмів паралельної структури.

механізм паралельної кінематики, робоча зона, геометричні параметри, маніпулятор

ANNOTATION

Oleksandr PAVLOV. Research of three-coordinate parallel kinematics mechanisms. Qualification work for the educational level "Bachelor", specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Ivan VALIAVSKYI. Central Ukrainian National Technical University. Kropyvnytskyi. 2026. 46 p.

Drawings – summary 4 sheets A1 format.

The aim of the work is to optimize the operation of flexible automated production systems, improve the accuracy and speed of loading devices by expanding the geometric parameters of parallel kinematic mechanisms.

Relevance of the work. The current stage of development of mechanical engineering requires production systems to have a high degree of adaptability and the ability to quickly reconfigure. In this context, flexible automated production becomes a key tool for ensuring competitiveness, as it allows for effective operation in small-batch production. Manipulators with sequential kinematics are used in loading and unloading operations, so expanding the geometric parameters of such mechanisms is a relevant task, to which this qualification work is devoted.

The work analyzed the principles of constructing parallel kinematic mechanisms and studied the geometric parameters of three-coordinate parallel kinematic mechanisms. A method for determining the dimensions of the working area of parallel structure mechanisms was also developed, and the possibilities of using multi-stage joints in kinematic pairs of parallel structure mechanisms were analyzed.

parallel kinematics mechanism, working area, geometric parameters, manipulator

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**Дослідження трикоординатних механізмів
паралельної кінематики**

КРБ.ПМ.26.42.13.00.00

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Олександр ПАВЛОВ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент
_____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ОПИС МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ	9
1.1 Принципи побудови механізмів паралельної кінематики	9
1.2 Використання механізмів паралельної кінематики в техніці	11
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИКООРДИНАТНИХ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ	15
2.1 Трикоординатні механізми паралельної кінематики	15
2.2 Дослідження робочої зони та геометричних параметрів трикоординатних механізмів паралельної кінематики	19
2.3 Інші варіанти виконань трикоординатних маніпуляторів	30
3 КОНСТРУКЦІЇ ШАРНІРІВ ДЛЯ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ	39
ВИСНОВКИ	44
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	45

ВСТУП

Сучасний етап розвитку глобального машинобудування характеризується стрімким переходом до високошвидкісних та надточних технологій обробки, що вимагає перегляду фундаментальних принципів побудови маніпуляційних систем. Використання механізмів паралельної кінематики мають ряд переваг, які сприяють їх широкому використанню. Приводи таких механізмів зазвичай розташовані на нерухомій основі, рухомі маси є мінімальними. Це дозволяє досягати значних прискорень, що критично для операцій швидкісного фрезерування або лазерного різання. Похибки виготовлення та люфти в окремих ланках таких механізмів не сумуються, а усереднюються, що дозволяє досягати субмікронної точності при правильному калібруванні.

Механізми паралельної кінематики знайшли застосування у сферах, де висуваються екстремальні вимоги до швидкості, точності або вантажопідйомності, зокрема авіакосмічна промисловість для фрезерування складних великогабаритних деталей із титанових та алюмінієвих сплавів, де необхідна стабільна жорсткість при будь-яких кутах нахилу інструменту; мікроелектроніка та оптика при застосуванні мікро-гексаподів для юстирування лінз, дзеркал у телескопах та фотолітографічного обладнання де критичною є здатність механізму до нанопереміщень за 6 ступенями вільності; харчова та легка промисловість – використання дельта-роботів для високошвидкісних операцій пакування і сортування, де швидкість циклу перевищує 150 операцій на хвилину; симуляційні технології такі як платформи Стюарта є стандартом для авіаційних та автомобільних тренажерів, відтворюючи динамічні навантаження з високою вірністю.

Актуальність даної бакалаврської роботи зумовлена необхідністю подолання низки фундаментальних обмежень, що стримують масове впровадження механізмів паралельної кінематики. Попри очевидні переваги, паралельні механізми мають складну математичну модель керування. Обмеженість робочої зони та наявність особливих точок, де механізм втрачає

керованість або заклинює, вимагає розробки досконалих алгоритмів планування траєкторій. Складність калібрування яке вимагає врахування нелінійних залежностей між координатами приводів та положенням платформи потребує інноваційних методів ідентифікації параметрів.

Для машинобудування розробка та вдосконалення механізмів паралельної кінематики має стратегічне значення. Для машинобудівної промисловості це шлях до створення "верстатів майбутнього", які поєднують у собі динаміку робота та точність прецизійного обробного центру. Зменшення матеріаломісткості обладнання (за рахунок використання легких штанг замість масивних чавунних станин) веде до зниження енергоспоживання та собівартості виробництва.

Таким чином, бакалаврська робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі – дослідженню трикоординатних механізмів паралельної кінематики. Розв'язання поставлених завдань дозволить підвищити ефективність автоматизованого виробництва, забезпечуючи новий рівень точності та швидкодії, що є критично важливим для технологічного суверенітету та сталого розвитку промислового потенціалу.

Роботу виконуємо відповідно до вимог, що наведені в методичних рекомендаціях [1] та [2].

1 ОПИС МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ

1.1 Принципи побудови механізмів паралельної кінематики

Механізмом паралельної структури (МПС) називається такий просторовий або плоский багатоланковий механізм, у якому нерухома основа сполучена з рухомою платформою за допомогою двох або більше незалежних кінематичних ланцюгів. Характерною особливістю такої архітектури є те, що кожен окремий ланцюг, незалежно від його складності, має лише дві точки термінального спряження: безпосередньо з основою та безпосередньо з вихідною ланкою. В цих системах зовнішнє навантаження та крутні моменти розподіляються між усіма сполучними ланцюгами одночасно. Це дозволяє досягти значно вищих показників питомої жорсткості та мінімізувати інерційність рухомих частин.

Процес структурного синтезу сучасних паралельних маніпуляторів базується на фундаментальних принципах класичної теорії механізмів і машин, зокрема на використанні груп Ассура (рис. 1.1).

Формування складної архітектури МПС відбувається шляхом заміни умовних жорстких ланок A_iB_i розгорнутими послідовними кінематичними ланцюгами. Залежно від функціонального призначення та необхідної точності, ці ланцюги можуть бути реалізовані як лінійні приводні ланки (телескопічні штанги зі змінною довжиною), що є найбільш розповсюдженим рішенням для гексаподів та триподів. Складні кінематичні ланцюги: послідовні сполучення обертальних (R), поступальних (P), циліндричних (C) або сферичних (S) пар, де один або декілька суглобів є активними (приводними).

Загальна кількість ступенів рухливості (ступенів вільності) проєктованого маніпулятора у загальному випадку детермінується сумарною кількістю активних приводних пар, інтегрованих у всі сполучні ланцюги системи. Важливо зауважити, що для забезпечення складної просторової орієнтації кожен окремий сполучний ланцюг може містити не одну, а декілька

приводних пар, що дозволяє створювати надлишкові кінематичні структури. Такі системи мають підвищену маневровість і здатність уникати сингулярних конфігурацій (особливих положень), де механізм може втратити керованість.

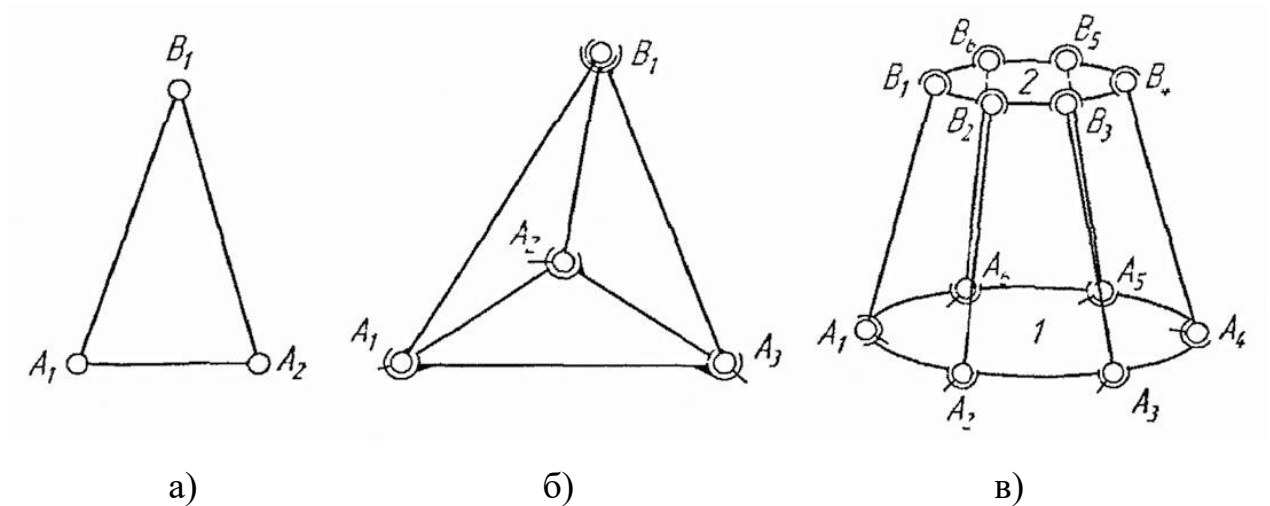


Рисунок 1.1 – Групи Ассура

Вибір конкретної групи Ассура як базового модуля визначає потенційні можливості майбутнього механізму. Так група Ассура (рис. 1.1, а) є базовою для синтезу маніпуляторів з одним або двома ступенями рухливості. У сучасній робототехніці механізми такого типу (наприклад, плоскі паралельні ланки) вважаються класичними. Завдяки їхній відносній простоті, математичні моделі цих систем детально описані в науковій літературі [3, 4], а їхні робочі зони та динаміка ретельно вивчені. В межах даної бакалаврської роботи зазначені структури детально не розглядаються, оскільки основний фокус спрямований на більш складні просторові системи.

Тип структурної групи Ассура (рис. 1.1, б) має ширший функціональний діапазон і може слугувати фундаментом для синтезу механізмів з кількістю ступенів вільності від одного до трьох. Такі конфігурації часто застосовуються при проектуванні швидкісних дельта-роботів або платформ для орієнтації в площині з додатковим кутом повороту. Вони демонструють оптимальний баланс між складністю алгоритмів керування та динамічною стабільністю.

Група Ассура (рис. 1.1, в) представляє найбільш універсальний базис для формування повнофункціональних просторових маніпуляторів. На основі цієї групи можливий синтез складних систем з кількістю ступенів рухливості від одного до шести. Саме такі структури дозволяють реалізувати повний спектр просторових переміщень (три лінійні трансляції та три кутові ротації), що є необхідним для сучасних прецизійних верстатів, хірургічних роботів та авіаційних тренажерів. Дослідження механізмів, побудованих на цій групі, становить найбільший науковий інтерес через складність їхньої прямої задачі кінематики та багатогранність робочого простору.

1.2 Використання механізмів паралельної кінематики в техніці

Робот Полларда (рис. 1.2), запатентований у США в 1942 році [5], відомий як перший промисловий робот із паралельною структурою. Цей маніпулятор має п'ять ступенів вільності і складається з трьох паралельних кінематичних ланцюгів, а також двох додаткових ступенів рухливості для керування робочим органом (схватом). У даному маніпуляторі три приводні ланки 6, 7 та 8, що приводяться в рух обертальними двигунами 10, 11 та 12, з'єднані з ланками 13, 14 та 15 за допомогою карданних шарнірів. Два кінематичні ланцюги 6-13 та 8-15 приєднуються до третього ланцюга 7-14 за допомогою сферичних шарнірів 18. Інструментальна головка 1 сполучена з ланкою 14 також через карданний шарнір. Таким чином, за допомогою трьох паралельних кінематичних ланцюгів, кожен з яких оснащений одним приводом, визначається просторове положення інструментальної головки. Орієнтація ж головки задається ще двома приводами, встановленими на нерухомій основі маніпулятора, рух від яких передається головці за допомогою торсіонів (гнучких валів) 35.

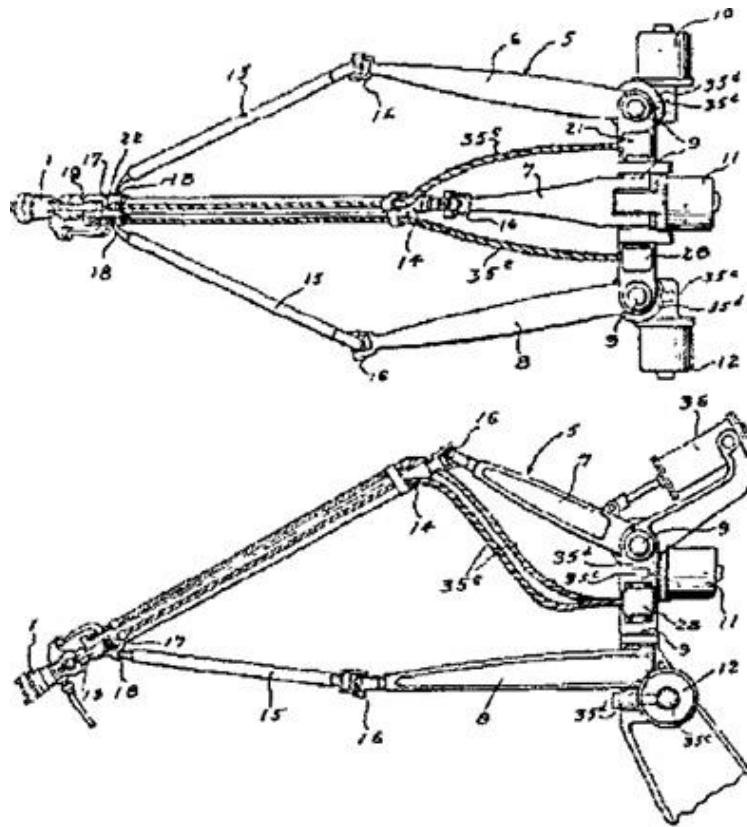


Рисунок 1.2 – Робот Палларда, патент US2286571A

Даний робот був спроектований для операцій розпилення фарби, проте він так і не був реалізований у серійному виробництві через брак фінансування.

На рисунку 1.3 представлений перший промисловий робот, побудований Еріком Гофом (Eric Gough), який мав схему, що стала тепер класичною. Цей робот був створений у 1954 році та призначався для випробування авіаційних коліс.

Однак сама схема з паралельними кінематичними ланками була відома і раніше, але приводи в ній розташовувалися ортогонально (рис. 1.4), що суттєво спрощувало керування маніпулятором. Такі маніпулятори називають «багатоосьовим симуляційним столом» («Multi-Axis Simulation Table»).

Робота, що зображений на рисунку 1.3, часто називають платформою Стьюарта. Стьюарт запропонував таку схему, на основі якої він планував створити польотний симулятор для тренування пілотів.



Рисунок 1.3 – Робот побудований Еріком Го

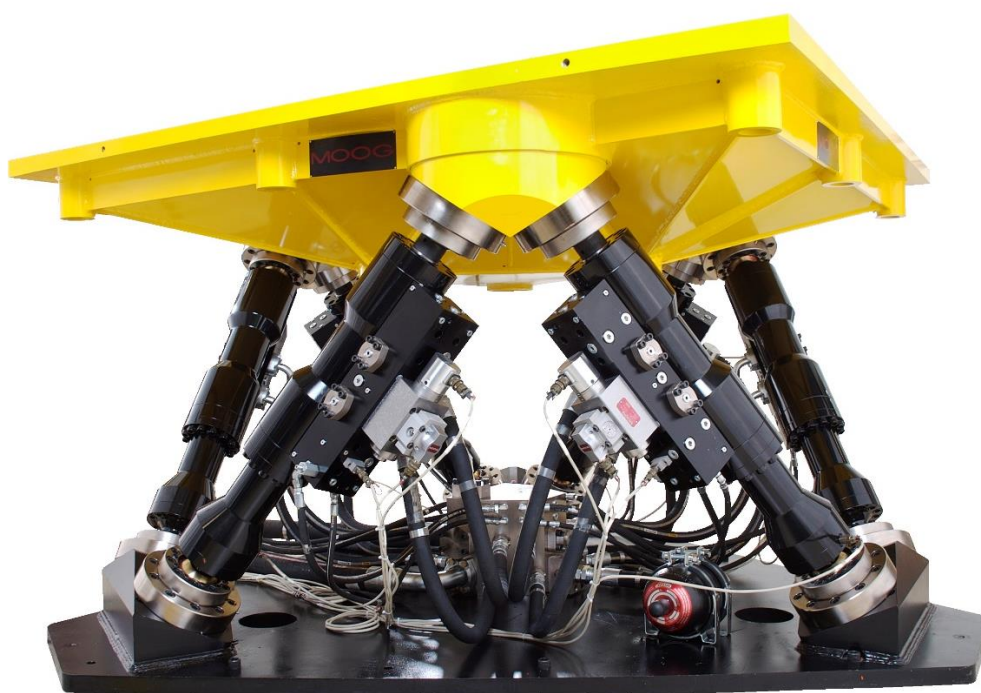


Рисунок 1.4 – Багатоосьовий симуляційний стіл (Multi-Axis Simulation Table)

Маніпулятор Данилевського (рис. 1.5) є типовим прикладом паралельно-послідовного маніпулятора з «зайвим» (надлишковим) ступенем рухливості. У даному маніпуляторі може бути кілька додаткових ступенів вільності:

лінійна, пов'язана з висуванням захвата; обертальна, що дозволяє обертати захват навколо осі руки; та керування стисканням-розкриттям захвата.

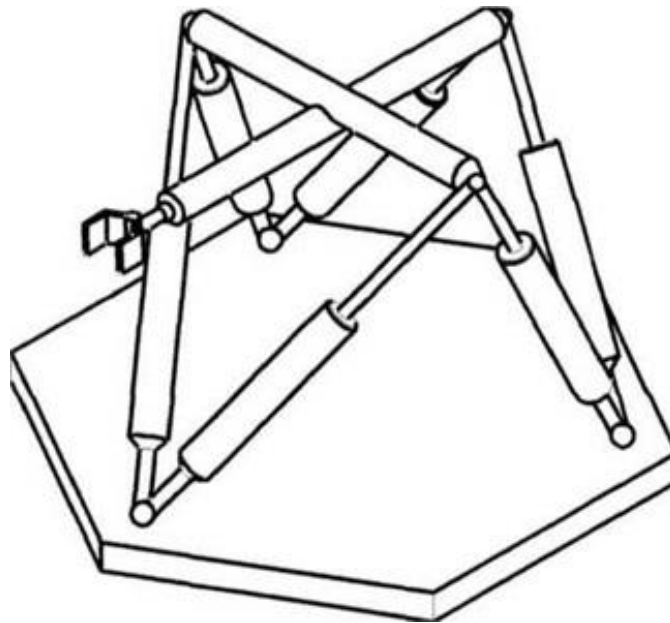


Рисунок 1.5 – Маніпулятор Данилевського

Маніпулятор складається з основи, на якій за допомогою сферичних шарнірів кріпляться шість поступальних приводів. Штоки приводів сферичними шарнірами приєднані до хрестовини, яка, у свою чергу, є базою для встановлення лінійного приводу захвата.

Перевагами даної схеми є: збільшений, порівняно зі стандартною схемою платформи Стюарта, робочий об'єм; за рахунок введення надлишкового(-их) ступеня(-ів) рухливості (поворот або (та) висування схвата) зросла маневровість маніпулятора. Недоліками цієї схеми можна вважати всі типові вади, властиві стандартній схемі платформи Стюарта, а також наявність консольної вихідної ланки, що знижує жорсткість маніпулятора, оскільки вихідна ланка — рука з схватом — працює на згин.

На сьогоднішній день паралельні схеми маніпуляторів набувають дедалі більшої популярності в багатьох сферах діяльності людини — від машинобудування до індустрії розваг — з огляду на їхні високі експлуатаційні якості.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИКООРДИНАТНИХ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ

2.1 Трикоординатні механізми паралельної кінематики

Для механізмів паралельної структури, що використовуються в робототехніці, найважливішим показником є кількість ступенів вільності (або кількість приводних ланок). З усього різноманіття механізмів паралельної структури особливий інтерес викликає клас механізмів, у яких усі ланки працюють лише на розтяг-стиск. До нього належать механізми, всі приводи яких є лінійними, а осі сполучених ланок мають перетинатися в одній точці. Саме такі механізми найбільш детально розглядаються в даній роботі. У подальшому викладі кількість ступенів рухливості кінематичного ланцюга та кількість приводів у ньому представлені у вигляді цифри та відповідного індексу при ній.

При розгляді властивостей різних схем особлива увага приділяється тим характеристикам, які широко використовуються в робототехніці, але ще не були достатньо досліджені для маніпуляторів паралельної структури.

По-перше, відомо, що робоча зона є найважливішою характеристикою будь-якого робота. Для типових промислових роботів та маніпуляторів послідовної структури робочі зони являють собою прості тривимірні тіла, обмежені площинами, циліндричними та сферичними поверхнями; їх опис наведено в багатьох літературних джерелах [6], [7] та ін. Водночас для механізмів паралельної структури можна знайти лише поодинокі приклади визначення робочих зон [8-13].

Для усунення зазначеної прогалини у цьому розділі для схем механізмів паралельної структури за розробленою методикою досліджуються перерізи робочих зон та визначаються залежності їх параметрів від обмежень за ходами приводів.

Триступеневі (або трикоординатні) маніпулятори є найпростішим типом просторових маніпуляторів із паралельними кінематичними ланцюгами (паралельної структури). Згідно з наведеною класифікацією (розділ 1), розглянута схема належить до типу $P5_15_15_1$. Маючи три лінійні ступені вільності, такий маніпулятор дозволяє позиціонувати робочий орган у просторі за трьома координатами. Цей тип маніпулятора широко використовується як підйомний механізм із вільним підвішуванням вантажу M . Кутова орієнтація вантажу за двома кутами забезпечується силою тяжіння, а за третім – залишається вільною. Кінематичну схему маніпулятора представлено нижче (рис. 2.1). Маніпулятор побудовано на трикутній основі $A_1A_2A_3$, до якої за допомогою двоступеневих шарнірів кріпляться приводні ланки A_1B_1 , A_2B_1 та A_3B_1 . Вони, у свою чергу, з'єднані з підвісом для вантажу M за допомогою здвоєного (потрійного) двоступеневого шарніра.

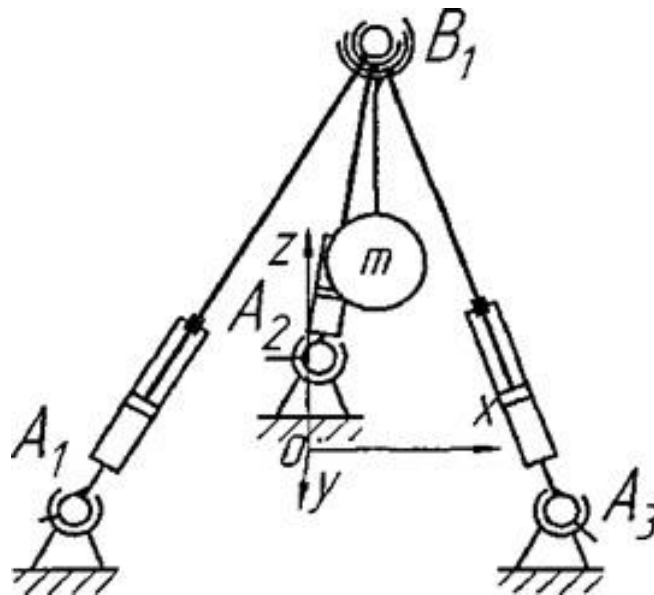


Рисунок 2.1 – Трикоординатний механізм паралельної кінематики

Варіанти кінематичних схем, похідних від схеми на рис. 2.1, представлені на рис. 2.23 та рис. 2.25. Відмінність цих схем полягає у конструктивному виконанні сполученого триступеневого шарніра.

Вирази зв'язку між довжинами приводних ланок A_1B_1 , A_2B_1 та A_3B_1 та координатами шарніра B_1 наведено нижче:

$$\begin{aligned} l_1 &= \sqrt{(x_{A1} - x_{B1})^2 + (y_{A1} - y_{B1})^2 + z_{B1}^2} \\ l_2 &= \sqrt{(x_{A2} - x_{B1})^2 + (y_{A2} - y_{B1})^2 + z_{B1}^2}; \\ l_3 &= \sqrt{(x_{A3} - x_{B1})^2 + (y_{A3} - y_{B1})^2 + z_{B1}^2} \end{aligned} \quad (2.1)$$

де l_1, l_2, l_3 – довжини приводних ланок A_1B_1, A_2B_1 та A_3B_1 відповідно;

$(x_{A1}, y_{A1}, 0)$ – координати точки основи A_1 ;

$(x_{A2}, y_{A2}, 0)$ – координати точки основи A_2 ;

$(x_{A3}, y_{A3}, 0)$ – координати точки основи A_3 ;

(x_{B1}, y_{B1}, z_{B1}) – координати шарніра B_1 у нерухомій системі координат.

Для симетричної схеми, де основою є рівносторонній трикутник $A_1A_2A_3$, координати точок кріплення приводних ланок описуються виразами (2.2).

$$\begin{aligned} x_{A1} &= -a; \quad x_{A2} = 0; \quad x_{A3} = a; \\ y_{A1} &= -\frac{\sqrt{3} \cdot a}{3}; \quad y_{A2} = \frac{2\sqrt{3} \cdot a}{3}; \quad y_{A3} = -\frac{\sqrt{3} \cdot a}{3}; \end{aligned} \quad (2.2)$$

де a – масштабний фактор, що дорівнює половині довжини сторони основи; аплікати (координати z) усіх точок основи дорівнюють нулю. Координати точки B_1 через довжини приводів можуть бути знайдені за формулами (2.3).

$$\begin{aligned} x_{B1} &= \frac{a}{4} \cdot (\lambda_1^2 - \lambda_3^2) \\ y_{B1} &= \frac{a \cdot \sqrt{3}}{12} \cdot (\lambda_1^2 + \lambda_3^2 - 2\lambda_2^2) \\ z_{B1} &= \frac{a}{6} \sqrt{3(\lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \cdot \lambda_1^2 - \lambda_1^4 - \lambda_2^4 - \lambda_3^4) + 12(\lambda_1^2 - \lambda_2^2 - \lambda_3^2) - 48} \end{aligned} \quad ;(2.3)$$

Довжини ланок у цих виразах подаються через безрозмірні величини $\lambda_1 = \frac{l_1}{a}$, $\lambda_2 = \frac{l_2}{a}$, $\lambda_3 = \frac{l_3}{a}$. За цими формулами визначаються координати шарніра B_1 . Характерними рухами маніпулятора, побудованого за схемою (рис. 2.1), є переміщення вгору-вниз (рис. 2.2), а також переміщення у вертикальній площині по дузі кола (рис. 2.3), віссю якого є сторона основи. Це переміщення здійснюється шляхом зміни довжини однієї з приводних ланок відносно номінального положення, коли $l_1 = l_2 = l_3 = l_0$. Переміщення вгору-вниз реалізується за рахунок однакової зміни всіх трьох довжин l_1 , l_2 та l_3 на одну й ту саму величину b : $l_1 = l_0 + b$, $l_2 = l_0 + b$, $l_3 = l_0 + b$.

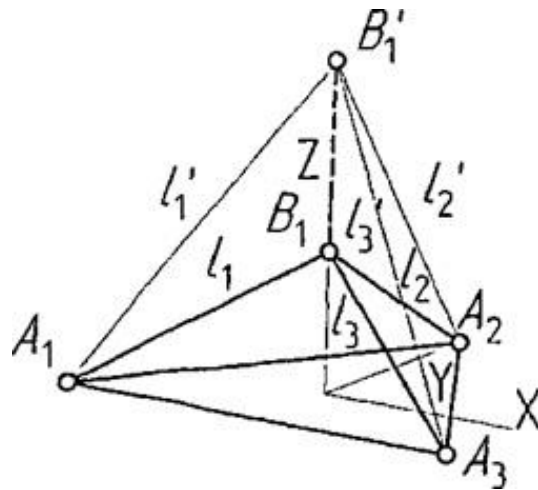


Рисунок 2.2 – Схема переміщення вгору-вниз

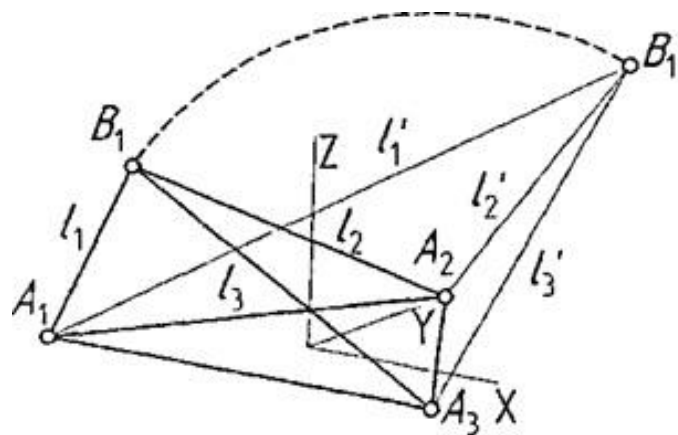


Рисунок 2.3 – Схема переміщення в вертикальній площині по колу

При зміні довжини лише однієї ланки радіусом кола є висота трикутника, побудованого з двох інших приводних ланок та сторони основи між ними.

З урахуванням того, що базою є трикутник $A_1A_2A_3$, слід розрізняти два випадки роботи маніпулятора: коли вантаж M перебуває в об'ємі трикутної призми, основою якої слугує трикутник $A_1A_2A_3$, і коли вантаж виходить за її межі. У першому випадку всі приводні ланки працюють лише на стиск і при цьому не перешкоджають переміщенням вантажу. У другому випадку одна або дві приводні ланки працюватимуть на розтяг. За умови можливості виходу вантажу за межі зазначеної трикутної призми кріплення шарнірів основи має бути таким, що розраховане на зусилля відриву.

На певних напрямках руху траєкторія переміщення вантажу може перетинати одну з ланок механізму, що є неприпустимим. Умову неперетину ланок слід враховувати під час розрахунку робочої зони маніпулятора.

2.2 Дослідження робочої зони та геометричних параметрів трикоординатних механізмів паралельної кінематики

Нижче наведено методику побудови перерізів робочої зони та представлено результати розрахунків. Обмеження на довжини приводних ланок відносно номінальних значень мають вигляд:

$$\begin{aligned} L_{\max} &= L_0 \cdot (1 + k_{\max}); \\ L_{\min} &= L_0 \cdot (1 - k_{\min}); \end{aligned} \quad (2.4)$$

де $k_{\min}$, $k_{\max}$ – коефіцієнти, що визначають, у скільки разів мінімальна або максимальна межа положення привода більша, ніж для маніпулятора у номінальній конфігурації.

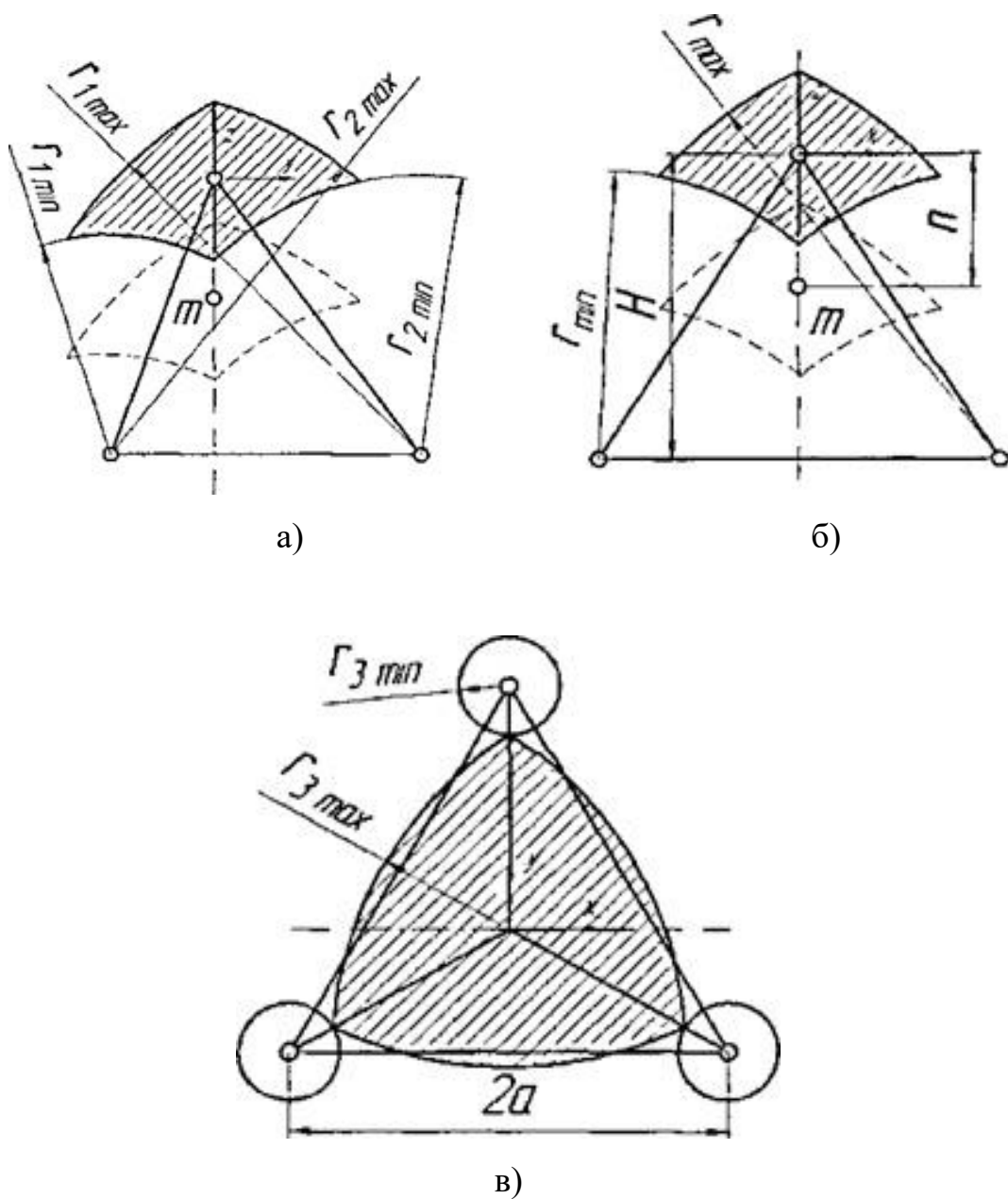


Рисунок 2.4 – Перерізи робочої зони при $k_{\max} = k_{\min} = 0,2$

При цьому вирази для радіусів меж мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 r_{\max} &= \frac{1}{3} \sqrt{(9 \cdot (1 + k_{\max}))^2 \cdot L_0^2 - 3}; & r_{\min} &= \frac{(1 - k_{\min})}{3(1 + k_{\max})} \sqrt{9 \cdot (1 - k_{\max})^2 \cdot L_0^2 - 3}; \\
 r_{1\max} &= \sqrt{(1 + k_{\max})^2 \cdot L_0^2 - 1}; & r_{1\min} &= \sqrt{(1 - k_{\max})^2 \cdot L_0^2 - 1}; \\
 r_{2\max} &= L_0 \cdot (1 + k_{\max}); & r_{2\min} &= L_0 \cdot (1 - k_{\max});
 \end{aligned}$$

$$r_{3\max} = \sqrt{(L_0 \cdot (1 + k_{\max}))^2 - H^2}; \quad r_{3\min} = \sqrt{(L_0 \cdot (1 - k_{\min}))^2 - H^2};$$

Враховуючи те, що побудови виконуються для шарніра B_I , для отримання робочої зони вантажу M необхідно брати до уваги довжину підвісу l . У зв'язку з цим робоча зона зміститься вниз на довжину підвісу відносно верхнього шарніра. На рисунку 2.4 зображені перерізи робочої зони при $k_{\max} = k_{\min} = 0,2$ для точки B_I (заштриховано) та для робочого органе (межі показані штриховою лінією).

Перерізи робочої зони для інших значень $k_{\max}$ та $k_{\min}$ представлені на рисунках 2.5, 2.6 та 2.7.

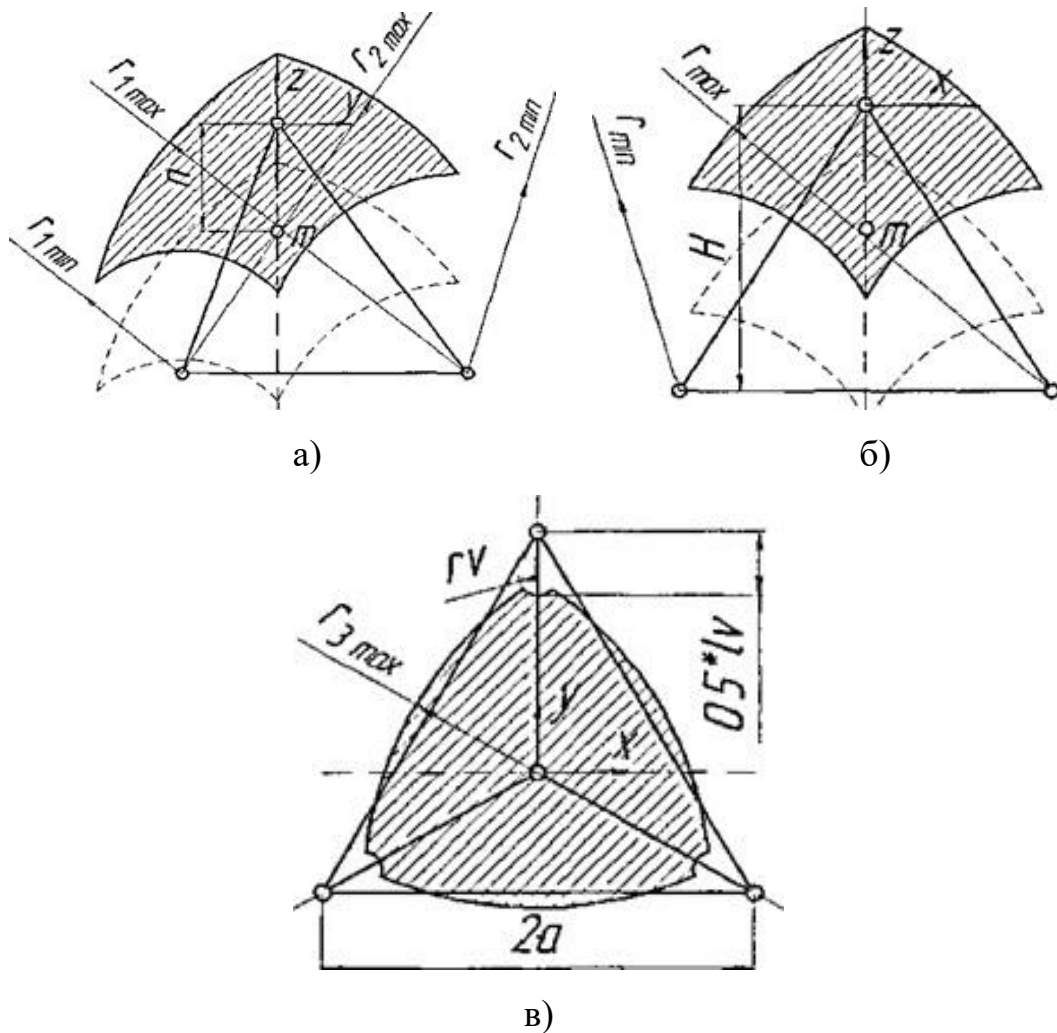


Рисунок 2.5 – Перерізи робочої зони при $k_{\max} = 0,2$; $k_{\min} = 0,4$

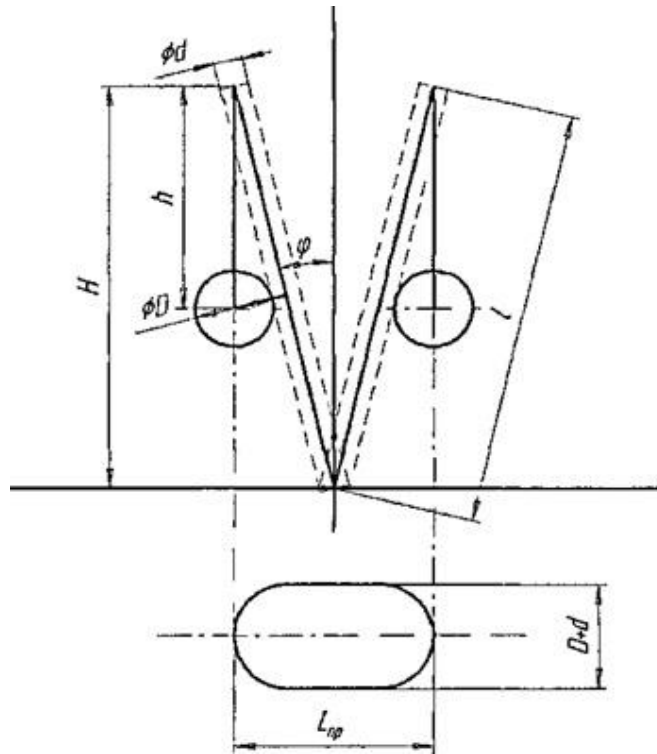


Рисунок 2.8 – Схема побудови вирізів

Позначення, що наведені на рисунку 2.8 визначаються залежностями:

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{d + D}{2 \cdot h}\right);$$

$$l = \frac{H}{\cos(\arcsin(\varphi))};$$

$$L_{np} = \frac{d + D}{h} \cdot l.$$

Для маніпуляторів, сконструйованих за схемою, що показана на рис. 2.1 із точками основи, що мають координати (2.2), габаритні параметри H_{pz} – висота робочої зони, зазвичай визначає максимальний вертикальний хід шарніра B_1 ; W_{pz} – ширина робочої зони, характеризує максимальний розмах маніпулятора у горизонтальній площині; B – параметр, що часто описує глибину або специфічний лінійний розмір перерізу (див. рис. 2.9, 2.10 та 2.11) робочої зони визначаються залежностями (2.5) – (2.10).

$$H_{pz} = a \cdot \left(\sqrt{\frac{9 \cdot (1 + k_{\max})^2 \cdot \lambda_0^2 - 12}{3}} - \sqrt{\frac{9 \cdot (1 - k_{\min})^2 \cdot \lambda_0^2 - 12}{3}} \right);; \quad (2.5)$$

$$W_{pz} = a \cdot \left(3 \cdot \lambda_0^2 \cdot ((1 + k_{\max})^2 - (1 - k_{\min})^2) + \frac{(1 - k_{\min})^2}{(1 + k_{\max})^2} - 1 \right);; \quad (2.6)$$

де $\lambda_0 = \frac{L_0}{a}$;

L_0 – номінальна довжина приводних ланок;

a – масштабний коефіцієнт, що дорівнює половині довжини сторони основи;

H_{pz}, W_{pz} – лінійні розміри, які мають розмірність коефіцієнта a .

При

$$\frac{k_{\max} + k_{\min}}{3 \cdot (1 + k_{\max})} \cdot (\sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 \cdot (1 + k_{\max})^2 - 3}) \triangleleft 2;$$

$$\frac{1 + k_{\min}}{3 \cdot (1 + k_{\max})} \cdot (\sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 \cdot (1 + k_{\max})^2 - 3}) \triangleright 1;$$

Наведені умови забезпечують відсутність перетину робочої зони з площиною основи маніпулятора.

$$H_{pz} = a \cdot \left(\frac{1}{3} \sqrt{9 \cdot (1 + k_{\max})^2 \cdot \lambda_0^2 - 12} \right);; \quad (2.7)$$

$$W_{pz} = a \cdot \left(\frac{2}{3} \sqrt{9 \cdot (1 + k_{\max})^2 \cdot \lambda_0^2 - 3} - 2 \right);; \quad (2.8)$$

В іншому випадку:

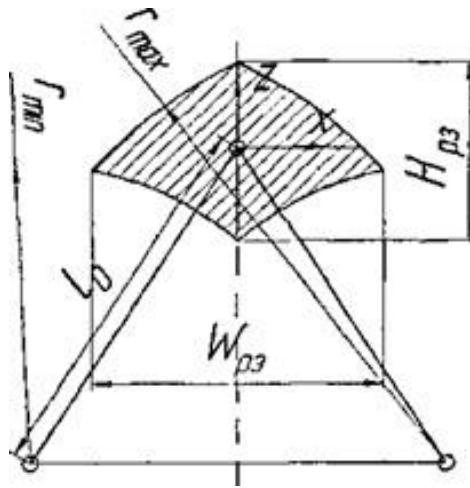


Рисунок 2.9 – Перетин площиною xz при дотриманні умови

$$\frac{k_{\max} + k_{\min}}{3 \cdot (1 + k_{\max})} \cdot \left(\sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 \cdot (1 + k_{\max})^2 - 3} \right) < 2; \text{ і}$$

$$\frac{1 + k_{\min}}{3 \cdot (1 + k_{\max})} \cdot \left(\sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 \cdot (1 + k_{\max})^2 - 3} \right) > 1; (k_{\max} = k_{\min} = 0,2)$$

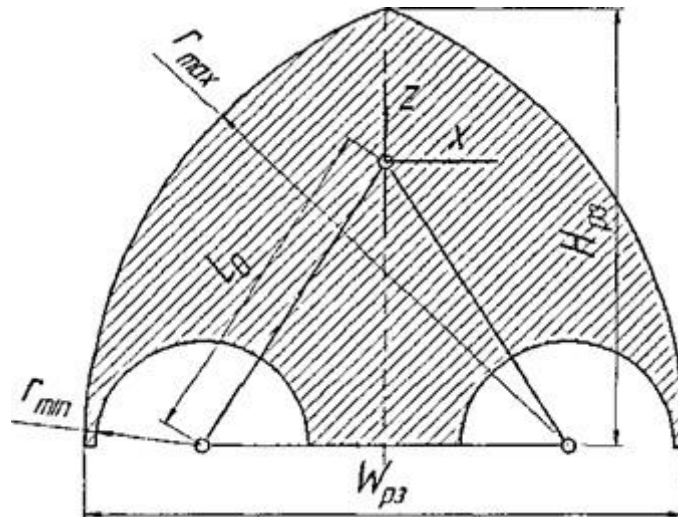


Рисунок 2.10 – Перетин площиною xz при дотриманні умови

$$\frac{k_{\max} + k_{\min}}{3 \cdot (1 + k_{\max})} \cdot \left(\sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 \cdot (1 + k_{\max})^2 - 3} \right) < 2; \text{ і}$$

$$\frac{1 + k_{\min}}{3 \cdot (1 + k_{\max})} \cdot \left(\sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 \cdot (1 + k_{\max})^2 - 3} \right) > 1; (k_{\max} = 0,7; k_{\min} = 0,4)$$

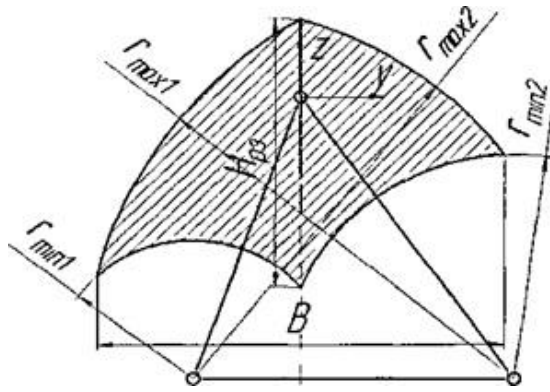


Рисунок 2.11 – Перетин площиною zy

Габаритний розмір робочої зони B визначається залежністю

$$B = \frac{a \cdot \sqrt{3} \cdot \lambda_0^2}{3} \cdot ((1 + k_{\max})^2 - (1 - k_{\min})^2), \quad (2.9)$$

при дотриманні умов

$$\sqrt{(1 + k_{\max})^2 \cdot \lambda_0^2 - 1} - (1 - k_{\min}) \cdot \lambda_0 < \sqrt{3}, \text{ i}$$

$$\frac{1 + k_{\min}}{3 \cdot (1 + k_{\max})} \cdot (\sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 \cdot (1 + k_{\max})^2 - 3}) < 1;$$

i

$$B = \sqrt{(1 + k_{\max})^2 \cdot \lambda_0^2 - 1} + (1 + k_{\max}) \cdot \lambda_0 - \sqrt{3} \quad (2.10)$$

в інших випадках.

$$W_{pz} = a \cdot \left(\frac{2}{3} \sqrt{9 \cdot (1 + k_{\max})^2 \cdot \lambda_0^2 - 3} - 2 \right); \quad (2.8)$$

Графіки залежностей геометричних параметрів $\frac{H_{pz}}{a}$, $\frac{W_{pz}}{a}$, $\frac{B}{a}$ від k_{max} і k_{min} показані на поверхнях відгуку, що побудовані в програмному продукті Statistica 6.0 [14], і наведено рисунках 2.12, 2.13 та 2.14.

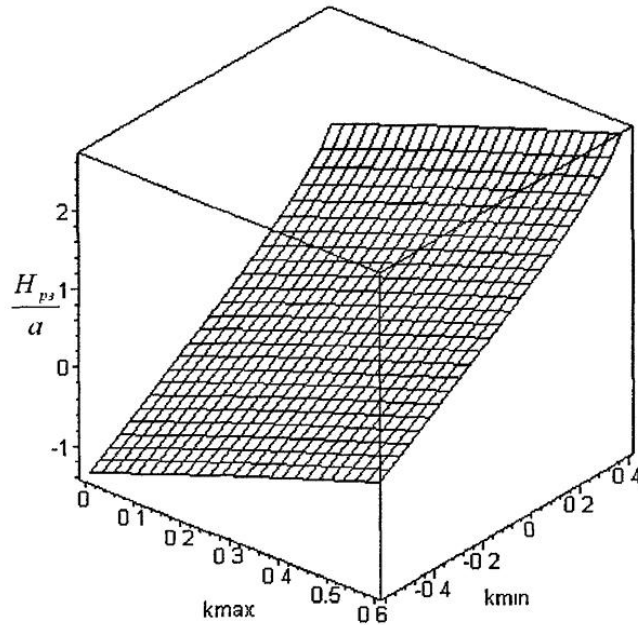


Рисунок 2.12 – Графік залежності параметру $\frac{H_{pz}}{a}$ від k_{max} і k_{min}

Наведена залежність демонструє, що зв'язок величини H_{pz} із значеннями k_{max} та k_{min} є близьким до лінійного. H_{pz} монотонно зростає при збільшенні k_{max} і монотонно спадає при збільшенні k_{min} .

Лінійна апроксимація H_{pz} , розрахована методом найменших квадратів на основі значень k_{max} та k_{min} , має вигляд (2.11).

$$H_{pz} = a \cdot \left(\frac{\sqrt{81 \cdot \lambda_0^2 - 48}}{3} - \frac{2 \cdot \sqrt{9 \cdot \lambda_0^2 - 12}}{3} \right) (k_{max} + k_{min}). \quad (2.11)$$

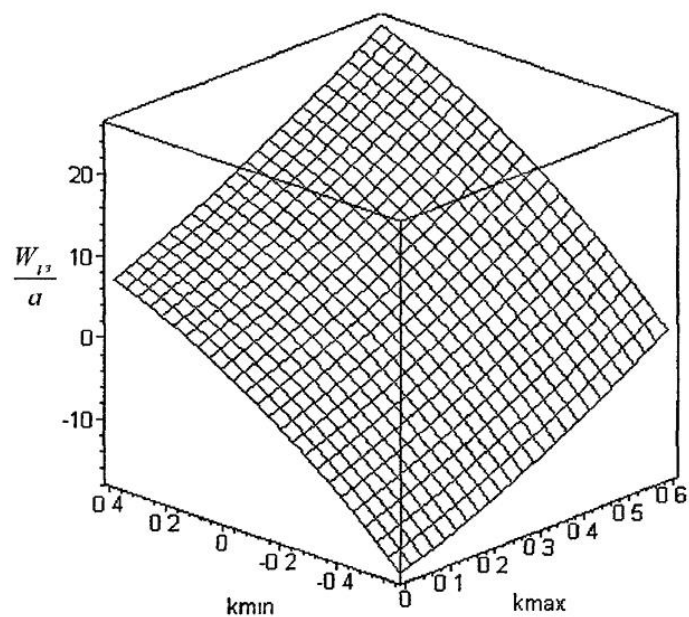


Рисунок 2.13 – Графік залежності параметру $\frac{W_{p3}}{a}$ від k_{max} і k_{min}

Видно, що зв'язок величини W_{p3} із значеннями k_{max} та k_{min} є близьким до лінійного. W_{p3} монотонно зростає при збільшенні k_{max} і монотонно спадає при збільшенні k_{min} .

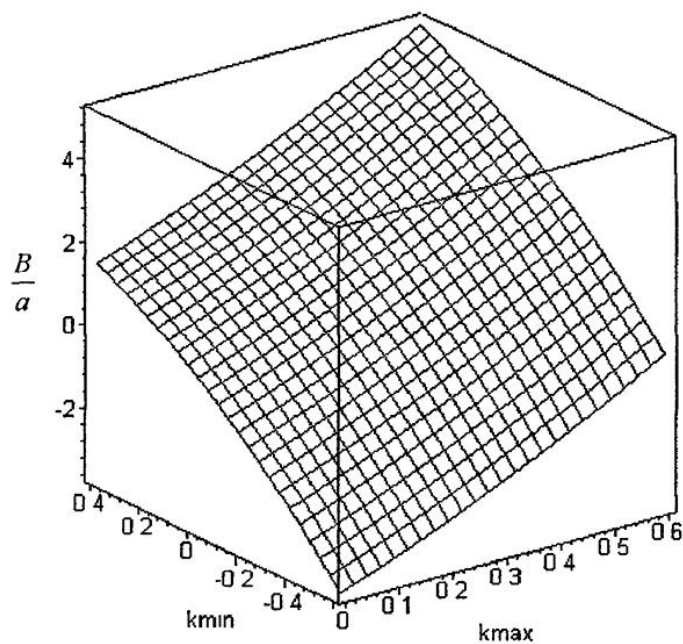


Рисунок 2.14 – Графік залежності параметру $\frac{B}{a}$ від k_{max} і k_{min}

Лінійна апроксимація W_{pz} , на основі значень k_{max} та k_{min} , має вигляд (2.12).

$$W_{pz} = a \cdot \left(\frac{5 \cdot \lambda_0^2}{4} - \frac{5}{27} \right) (k_{max} + k_{min}). \quad (2.12)$$

Лінійна апроксимація B , від значень k_{max} та k_{min} , має вигляд (2.13).

$$B = a \cdot \left(\frac{5}{6} \cdot \lambda_0^2 \cdot \sqrt{3} \right) (k_{max} + k_{min}). \quad (2.13)$$

Величина B має залежність від k_{max} та k_{min} , що є наближеною до лінійної. B монотонно зростає при збільшенні k_{max} і монотонно спадає при збільшенні k_{min} .

2.3 Інші варіанти виконань трикоординатних маніпуляторів

Також використовуються і інші варіанти схем трикоординатних маніпуляторів, зокрема варіанти з рознесеними шарнірами. Існує декілька варіантів рознесення шарнірів, декі з них наведені на рис. 2.15

Рознесення шарнірів ланок значно підвищує технологічність конструкції, проте знижує її жорсткість, оскільки ділянка ланки між шарнірами починає працювати на згин. Також слід зазначити, що запропонована схема не є маніпулятором суто паралельної структури, оскільки наявні два попередньо з'єднані кінематичні ланцюги, що виходять із точок A_1 та A_2 і згодом приєднуються до робочого органу. Таким чином, суворо кажучи, маємо маніпулятор із паралельно-послідовною топологією кінематичних ланцюгів.

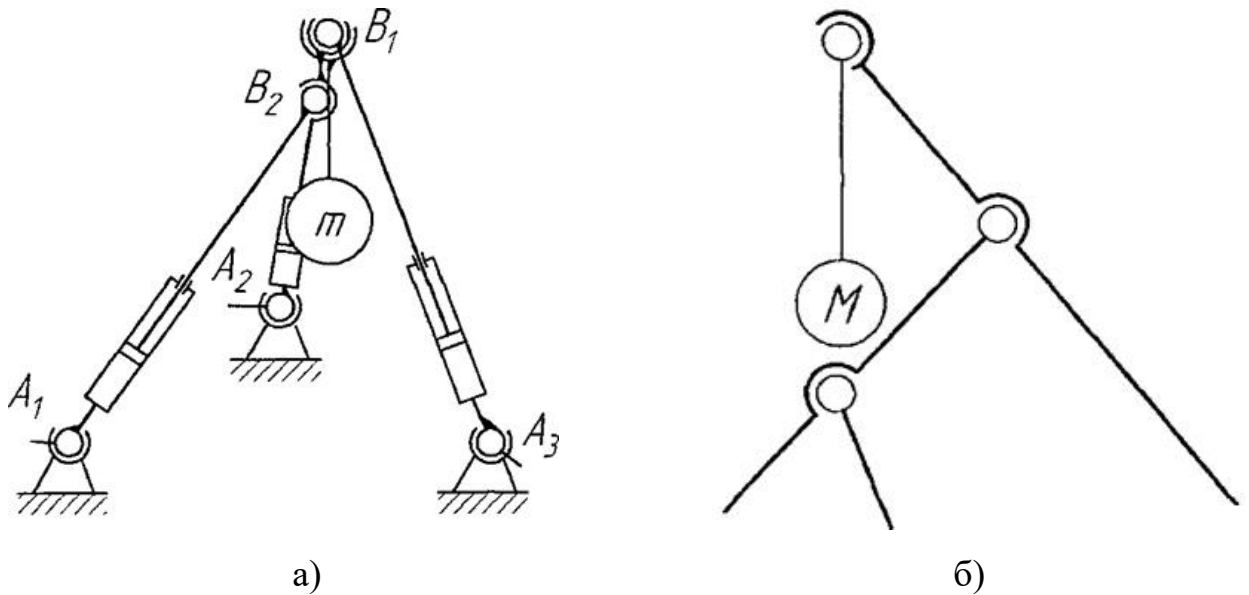


Рисунок 2.15 – Варіанти схем трикоординатних маніпуляторів з рознесеними шарнірами

Зв'язок між координатами точки B_i та довжинами приводних ланок для схеми з двома рознесеними шарнірами визначається системою рівнянь (2.14).

$$\begin{cases} (x_{A1} - x_{B1})^2 + (y_{A1} - y_{B1})^2 + z_{B1}^2 = l_1^2 \\ (x_{A2} - x_{B1})^2 + (y_{A2} - y_{B1})^2 + z_{B1}^2 = l_2^2 \\ \left(x_{A3} - \left[\frac{(x_{B1} - x_{A2})(l_2 - b)}{l_2} + x_{A2} \right] \right)^2 + \\ + \left(y_{A3} - \left[\frac{(y_{B1} - y_{A2})(l_2 - b)}{l_2} + y_{A2} \right] \right)^2 + \left(\frac{z_{B1}(l_2 - b)}{l_2} \right)^2 = l_3^2 \end{cases} \quad (2.14)$$

де b – відстань між точками B_1 та B_2 .

Розв'язок наведеної системи є громіздким, тому в цій роботі не наводиться.

Побудова робочої області даного маніпулятора здійснюється за описаною вище методикою; при невеликих відстанях між рознесеними шарнірами геометричні параметри відрізняються незначно.

Існує ще одна можливість рознести потроєний шарнір за трьома кінематичними ланцюгами. Кінематичну схему такого маніпулятора наведено на рис. 2.16. Згідно з наведеною класифікацією, розглянуті схеми мають тип $P5_16_16_1$ і володіють двома пасивними орієнтувальними ступенями вільності, що керуються силою тяжіння.

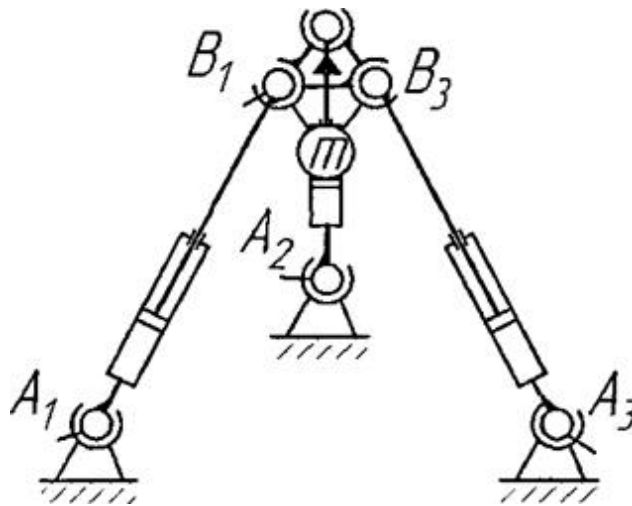


Рисунок 2.16 – Схема з потроєним шарніром

Даний варіант схеми маніпулятора має трикутну основу, до вершин якої за допомогою двоступеневих шарнірів кріпляться три лінійні приводні ланки. Штоки приводних ланок за допомогою двоступеневих та триступеневих шарнірів з'єднуються з малою платформою $B_1 B_2 B_3$. Стабілізація кутового положення платформи здійснюється за рахунок сили тяжіння. Побудова робочої області даного маніпулятора виконується шляхом його зведення до схеми, зображеної на рис. 2.1.

Існує ще одна множина якісно інших схем триступеневого маніпулятора з механізмом паралельної структури; вони синтезуються шляхом заміни деяких приводних ланок жорсткими ланками фіксованої довжини у схемі шестиступеневого маніпулятора.

Єдність принципу схемної побудови механізмів рухомих платформ незалежно від кількості ступенів вільності дозволяє в перспективі орієнтуватися на модульний принцип побудови. Перевагою таких схем є те,

що всі ланки механізму, сконструйованого за такою схемою, працюють тільки на розтягнення-стиснення, а не на згин. Приклад схеми такого маніпулятора представлений на рис. 2.17.

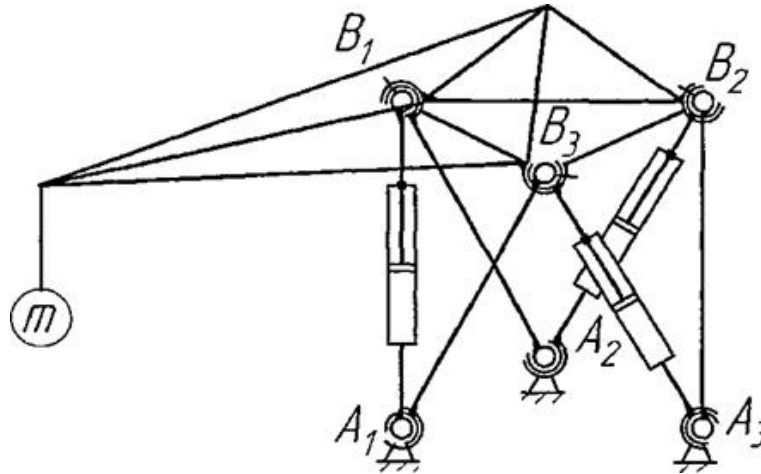


Рисунок 2.17 – Модульна конструкція маніпулятора

Представлений маніпулятор $P_{6_1 6_1 6_1 6_0 6_0 6_0}$ складається з двох трикутних платформ ($A_1 A_2 A_3$ та $B_1 B_2 B_3$), з'єднаних трьома приводами та трьома стержнями постійної довжини.

Три шарніри на даній схемі мають бути здвоєними триступневими, а інші три – здвоєними двоступневими. На такій схемі доцільно точку кріплення робочого органу виносити за межі конструкції платформи, при цьому досягається збільшення двох розмірів робочої зони. Ланки платформи з наступною стрілою утворюють жорстку ферму. Стріла винесення побудована так, що всі її елементи працюють тільки на розтягнення-стиснення.

Слід зазначити, що в літературі, присвяченій механізмам паралельної структури [15-22], питання про роль розташування робочого органу відносно кінематичних пар (шарнірів) рухомої платформи обговорюються. Однак фактор значного зміщення робочого органу дуже сильно впливає на маніпуляційні можливості, що й продемонстровано в результатах аналізу розглянутої тут схеми.

Робоча зона даного маніпулятора являє собою сферичний сегмент, обмежений поверхнями складної форми, перетини якої площинами XY , YZ та XZ представлені на рисунку 3.18 відповідно ($L_{сmp} = 4 a$, $L_{min} = L_0 0,5 a$, $L_{max} = L_0 + 0,5 a$, де a – половина сторони основи).

Як і очікувалося, робоча зона має значно більші розміри по сферичній поверхні з центром у центрі механізму та менші – у радіальному напрямку.

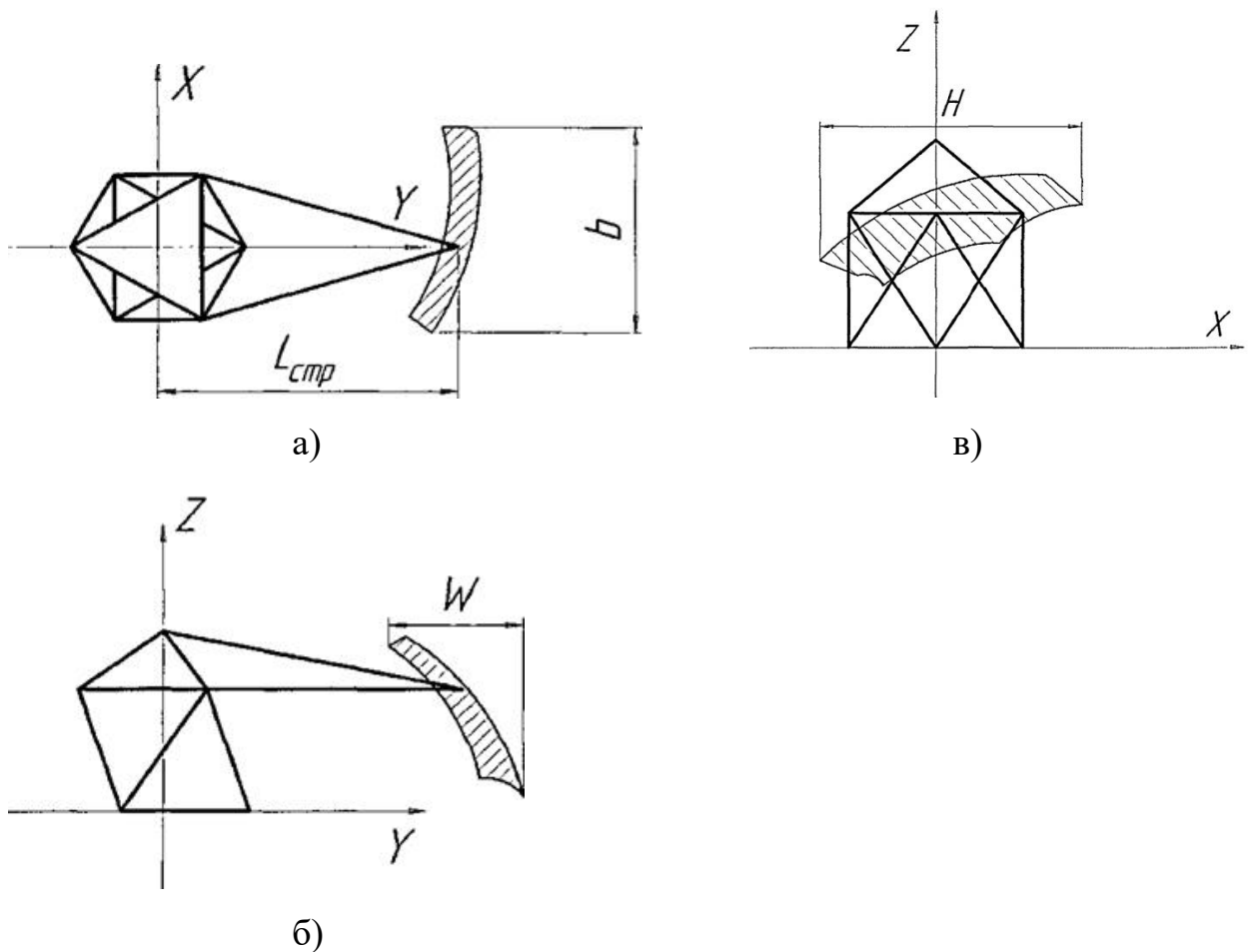


Рисунок 2.18 – Робоча зона маніпулятора:

а – у площині XY ; б – у площині ZY ; в – у площині ZX

Вище було наведено аналітичний розв'язок задач визначення координат для триступеневого симетричного маніпулятора (рис. 2.1) з паралельними кінематичними ланцюгами. Для маніпулятора, побудованого за схемою (рис. 2.17), розв'язання задач геометрії та кінематики пов'язане з певними труднощами.

Характерним рухом маніпулятора з трьома приводними ланками (рис. 2.17) є рух за гвинтовою траєкторією (вздовж поздовжньої осі) (рис. 2.19 та 2.20). Це визначає перспективи застосування гвинтового числення при аналітичному дослідженні.

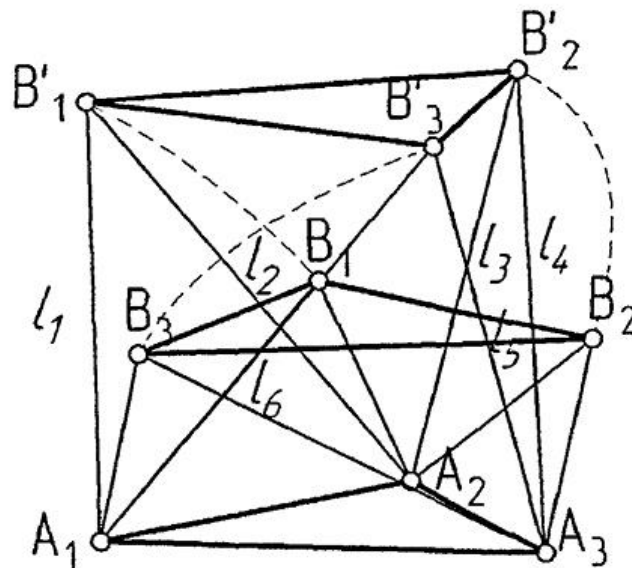


Рисунок 2.19 – Гвинтовий рух в механізмах паралельної кінематики

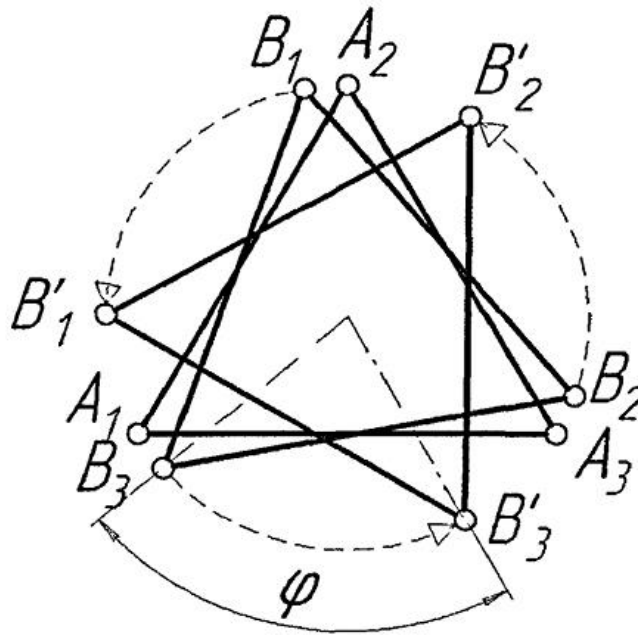


Рисунок 2.20 – Гвинтовий рух в механізмах паралельної кінематики

Гвинтовий рух, показаний на рис. 2.19, рис. 2.20, характеризується залежностями кута повороту від довжин приводних l_2 , l_4 , l_6 та довжин жорстких l_1 , l_2 , l_4 ланок (2.15) та (2.16). Розрахунок кута повороту проведено для прямої, що з'єднує центр платформи та точку платформи B_3 . Основа являє собою рівносторонній трикутник із координатами вершин (2.2), платформа являє собою трикутник, що дорівнює трикутнику основи, повернутий на 60° відносно вертикальної осі. Залежність приросту висоти платформи від приросту довжини приводної ланки представлена на рис. 2.22, а залежність кута повороту платформи від приросту довжини приводної ланки – на рис. 2.21.

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \arctg \left(- \frac{3 \cdot (\lambda_6^2 - \lambda_5^2)}{\sqrt{192 - 9 \cdot (\lambda_6^2 - \lambda_5^2)^2}} \right). \quad (2.15)$$

$$z = \frac{1}{6} \sqrt{-96 + 2\sqrt{3} \sqrt{192 - 9 \cdot (\lambda_6^2 - \lambda_5^2)^2} + 18(\lambda_6^2 + \lambda_5^2)}. \quad (2.16)$$

$$\Delta\varphi = \arctg\left(-\frac{3 \cdot (\lambda_6'^2 - \lambda_5^2)}{\sqrt{192 - 9 \cdot (\lambda_6'^2 - \lambda_5^2)^2}}\right) - \arctg\left(-\frac{3 \cdot (\lambda_6''^2 - \lambda_5^2)}{\sqrt{192 - 9 \cdot (\lambda_6''^2 - \lambda_5^2)^2}}\right). \quad (2.17)$$

де $\lambda_6' = \frac{l_6}{a}$ і $\lambda_5 = \frac{l_5}{a}$ – безрозмірні величини;

a – половина довжини сторони основи;

φ – кут повороту платформи відносно початкового положення;

z – апліката платформи;

$\Delta\varphi$ – максимальна амплітуда кутового переміщення;

λ_6' – максимальна довжина приводної ланки;

λ_6'' – мінімальна довжина приводної ланки.

$$b = R_{cmp} \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\Delta\varphi))}. \quad (2.18)$$

де $R_{стр}$ – відстань від центру платформи до кінця стріли;

b – ширина робочої зони.

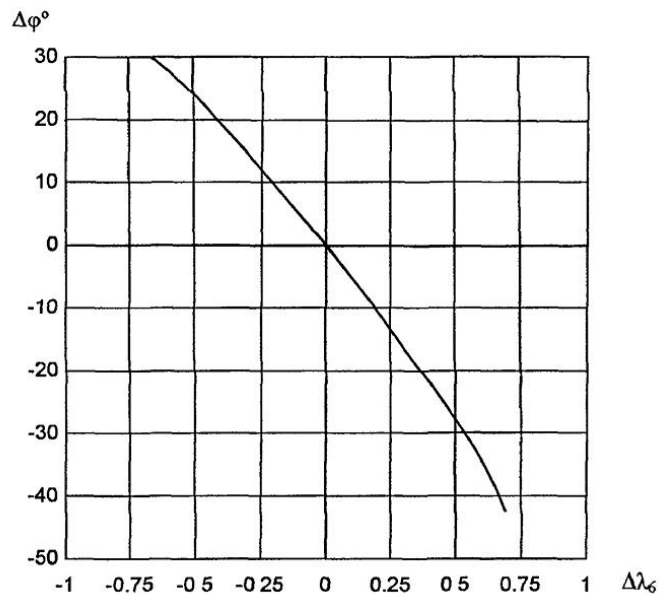


Рисунок 2.21 – Залежність кута повороту платформи від приросту довжини приводної ланки

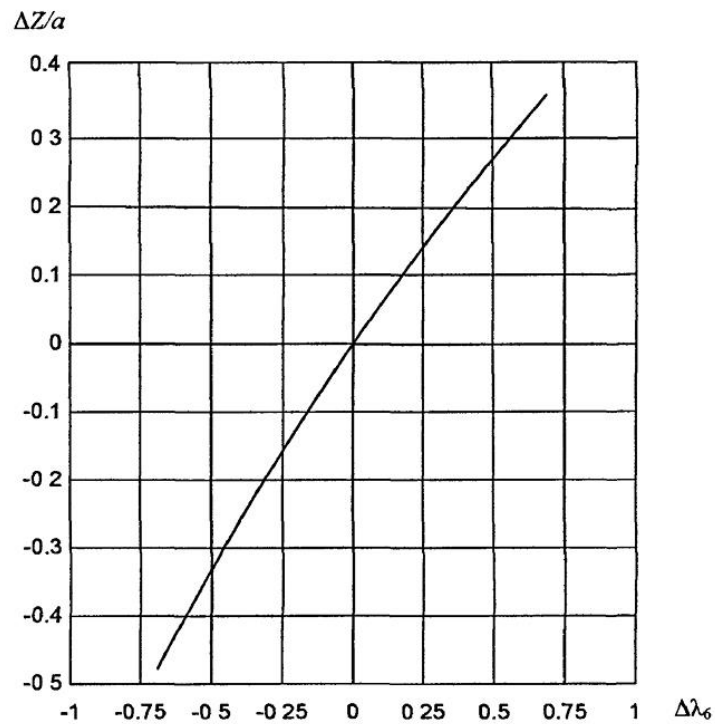


Рисунок 2.22 – Залежність приросту висоти платформи від приросту довжини приводної ланки

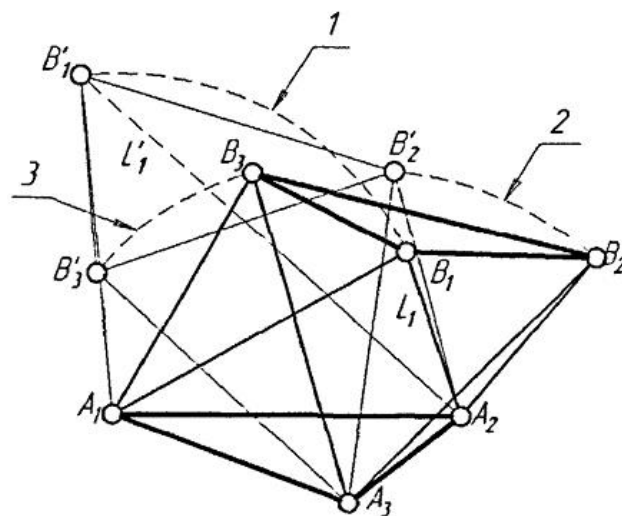


Рисунок 2.23 – Поворотно-переносний рух платформи

Переміщення платформи в горизонтальній площині зі збереженням орієнтації платформи в даному випадку є неможливим. При зміні довжини одного з приводів платформа здійснює складний поворотно-переносний рух ($L_I = a$, $L_I' = 3a$) (рис. 2.23).

3 КОНСТРУКЦІЇ ШАРНІРІВ ДЛЯ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ

Однією з особливостей маніпуляторів із паралельними кінематичними ланцюгами є наявність у них складних (багатоступеневих та суміщених) шарнірів. У цьому розділі описується низка варіантів схем виконання шарнірів. Класичною схемою реалізації триступеневого шарніра є кульовий шарнір (рис. 3.1), але така схема має кілька суттєвих недоліків – труднощі виготовлення та регулювання, малий діапазон відносних кутів повороту ланок $8^\circ < |\alpha| < 30^\circ$.

До переваг даного шарніра слід віднести його високу жорсткість.

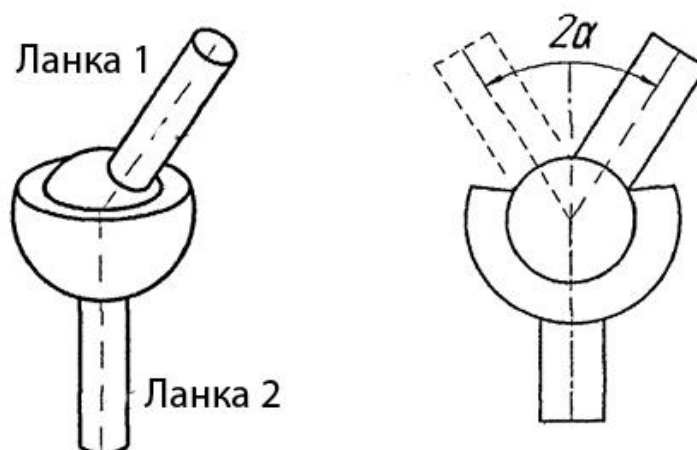


Рисунок 3.1 – Кульковий шарнір

Як альтернативні варіанти нижче наведено кілька інших схем триступеневого шарніра (рис. 3.2, 3.3, 3.4). Широко розповсюдженим є карданний шарнір, тобто механізм, що забезпечує передачу обертання між валами під кутом (рис. 3.2 – 3.4). Такий механізм часто також називається універсальним шарніром або шарніром Гука.

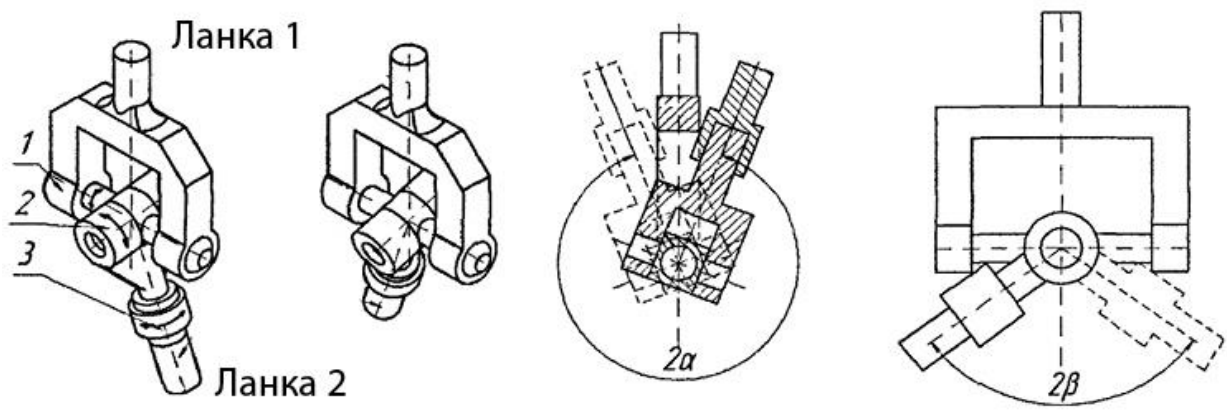


Рисунок 3.2 – Карданний шарнір, варіант виконання 1

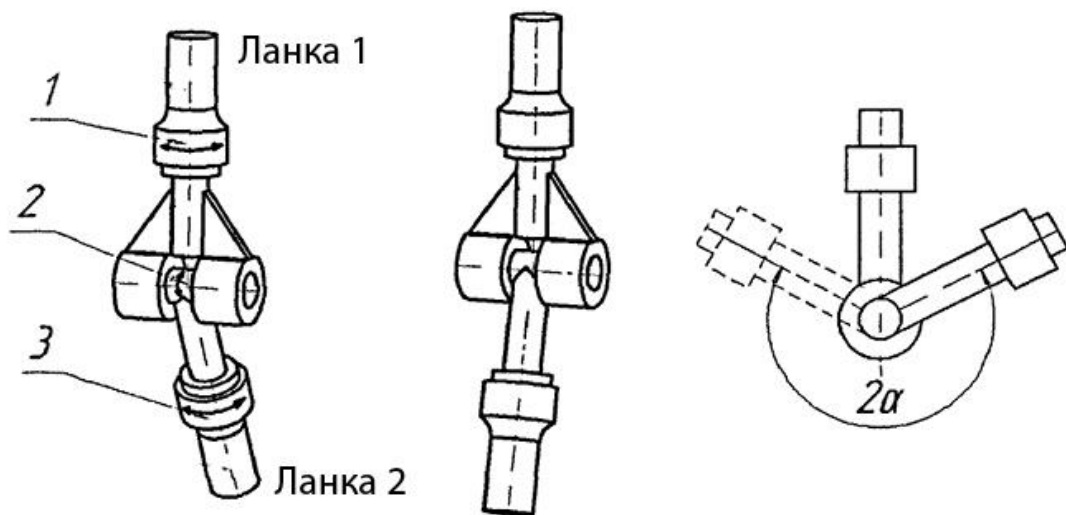


Рисунок 3.3 – Треступеневий шарнір

Наведені шарніри складаються з трьох обертових шарнірів 1, 2 і 3. Усі три осі обертання перетинаються в одній точці.

У порівнянні з кульовим шарніром, ці варіанти мають ширші діапазони кутів повороту $100^\circ < |\alpha| < 150^\circ$, $30^\circ < |\beta| < 60^\circ$, їхні конструкції добре відпрацьовані, проте вони мають особливі положення (стани механізму, в яких він втрачає керованість або змінює кількість ступенів вільності) у випадках, коли осі обертальних пар є колінеарними.

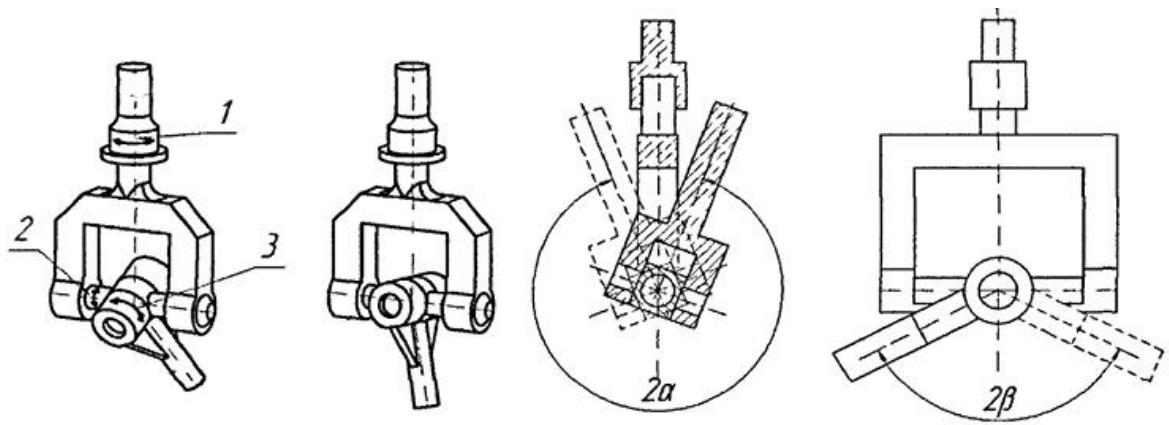


Рисунок 3.4 – Карданний шарнір, варіант виконання 2

Більш складним у реалізації є здвоєний триступеневий шарнір, представлений на рис. 3.5. Він може бути реалізований за сферичною схемою, але при цьому діапазон кутів повороту буде малим $8^\circ < |\alpha| < 30^\circ$. У цьому шарнірі ланки 2 і 3 мають чотири ступені рухливості відносно ланки 1 і по два ступені рухливості одна відносно одної — цього достатньо для забезпечення працездатності шарніра. Для шарніра на рис. 3.5 діапазони становлять $100^\circ < |\alpha| < 150^\circ$, $40^\circ < |\beta| < 60^\circ$.

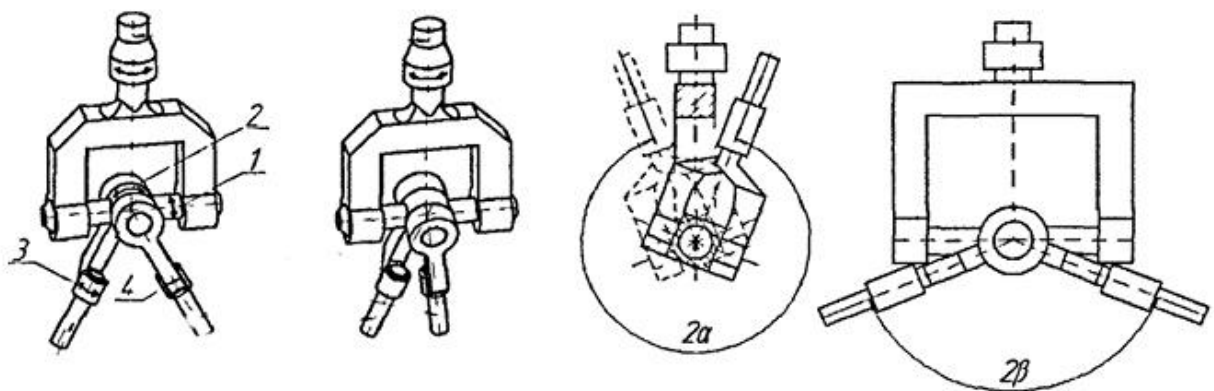


Рисунок 3.5 – Здвоєний триступеневий шарнір

Схеми шарнірів більшої кратності набагато складніші за наведені й у цій роботі не розглядаються.

Також при створенні мікроманіпуляторів застосовуються шарніри з пружними парами. У sprzęжень із пружними парами відсутній такий недолік, притаманний традиційним шарнірам, як перекладка зазорів (люфт). Внаслідок цього вони мають підвищену точність.

На відміну від послідовних маніпуляторів, де похибки кожної ланки підсумовуються, пристрої паралельної кінематики (наприклад, гексаподи або дельта-роботи) розподіляють навантаження між кількома кінематичними ланцюгами. Це забезпечує високу жорсткість та динаміку, проте ставить надзвичайно жорсткі вимоги до ключового елемента — шарнірного вузла.

У паралельних механізмах шарніри (кульові, карданні або пружні) є точками збіжності силових потоків. Основна проблема традиційних механічних шарнірів – наявність зазорів (люфтів). Навіть мікронний люфт у шарнірі привода призводить до нелінійної помилки позиціонування робочого органу [23].

Якість шарнірів безпосередньо визначає межу точності пристрою паралельної кінематики. Використання дешевих або невідповідних за класом точності вузлів нівелює всі переваги паралельної архітектури, перетворюючи жорстку систему на віброакустично нестабільний механізм із непередбачуваною траєкторією. Інвестиції в прецизійні шарніри з мінімальним вибігом та високою повторюваністю є базовою умовою створення конкурентоспроможного промислового або дослідницького обладнання.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі для першого (бакалаврського) рівня на тему: “Дослідження трикоординатних механізмів паралельної кінематики” виконаний аналіз принципу побудови механізмів паралельної кінематики, на розглянуті сфери використання таких механізмів в сучасному машинобудуванні.

Встановлено, що робочі зони та геометричні параметри трикоординатних механізмів паралельної кінематики необхідно будувати з врахуванням обмежень по довжині ходу і неперетину елементів механізму.

Розроблена методика, яка дозволяє доволі точно визначати кордони робочої зони трикоординатних механізмів паралельної кінематики.

Показано, що в кінематичних парах механізмів паралельної структури необхідно використовувати багатоступеневі та суміщені шарніри.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Щербина, К. К., Шмельов, В. М., Скрипник, О. В., Гречка, А. І., & Кузик, О. В. (2024). Кваліфікаційна робота зі спеціальності 131 «Прикладна механіка» за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти. Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 16 с.
2. Мажара, В. А., Гречка, А. І., Свяцький, В. В., Щербина, К. К., Мірзак, В. Я., Селєхова, В. М., ... & Шмельов, В. М. (2024). Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти. Спец. 131 «Прикладна механіка». Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 40 с.
3. Крижанівський, В. А., Кузнецов, Ю. М., Валявський, І. А., & Складов, Р. А. (2004). Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ/Під ред. ЮМ Кузнецова. Кіровоград: ІМЕКС.
4. Валявський, І. А., О. В. Лисенко та І. А. Лисенко. "Технологічне обладнання з паралельною кінематикою." (2023). М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
5. Pollard W. L. V. Position-controlling apparatus. Patent USA No. 2286571. 1942. URL: <https://patents.google.com/patent/US2286571A/en> (дата звернення: 20.05.2026).
6. Pavlenko I. I. Robotic technological complexes: monograph / I. I. Pavlenko, V. A. Mazhara; under the editorship I. I. Pavlenko. – Kropyvnytskyi: KOD, 2019. – 382 p.
7. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
8. Павленко І.І., Валявський І.А. Рухові характеристики верстатів з паралельною кінематикою. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Кіровоград : КНТУ. 2008. Вип. 21. С. 128-134.
9. Павленко І.І., Валявський І.А. Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості

верстата з паралельною кінематикою. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Кіровоград, 2008. Вип. 38. С. 284-288.

10. Валявський І.А. Комп'ютерне моделювання робочого простору верстата-гексапода. Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Запоріжжя, ЗНТУ, 2003. №2. С. 109-114.

11. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Графічне моделювання робочого простору верстата-гексапода. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: збірник наук. праць. Кіровоград: КДТУ, 2003. Вип. 13.

12. Валявський І.А., Кириченко А.М. Дослідження робочого простору верстатів-гексаподів. Вісник ЖДТУ. Серія «Технічні науки». № 3 (46). 2008. С. 10- 16.

13. Мажара В.А. Визначення кутів повороту ведучих ланок адаптивного захватного пристрою / Мажара В.А., Годунко М.О, Кислун О.А. // Збірник наукових праць КНТУ / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 27 – Кіровоград: КНТУ, 2014. – С. 28 – 33.

14. Мажара В. А. Комп'ютерна статистика в технології машинобудування. – 2017. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 52 с.

15. Павленко І.І., Валявський І.А. Оцінка рухових можливостей гексаподу в напрямку, перпендикулярному до осі його симетрії. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Кіровоград : КНТУ. 2009. Вип. 22. С. 3-10.

16. Валявський, І. А., Павленко І. І., Здоровенко В. В. Методика вибору раціональної модульної будови кінематичних ланок верстатів з паралельною кінематикою. Наукові записки: зб. наук. пр. Кіровоград: КНТУ, 2011. Вип. 11, ч. 1. С. 174-176.

17. Валявський І.А., Мельніченко М.М., Кропівний В.М. Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури типу дельта. Конструювання,

виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Кіровоград: КНТУ, 2012. Вип. 42, ч. 1. С. 221-224.

18. Мажара, В. А., Щербина, К. К., Артюхов, А. М., Тененика, С. А., & Шестаков, І. С. (2024). Система автоматизованого проєктування технологічного оснащення. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.

19. Валявський І.А., Кулешков Ю.В. Дослідження впливу конформувальної схеми та діапазону зміни довжини кінематичних ланок на просторові рухові характеристики гексаподів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загально-державний міжвідомчий науковотехнічний збірник. Кіровоград: КНТУ, 2015. Вип. 45, ч. 1. С. 115-120.

20. Валявський І.А., Павленко І.І. Теоретичне дослідження особливих положень верстатів-гексаподів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодержавний міжвідомчий науковотехнічний збірник. Кіровоград : КНТУ, 2008. Вип. 38. С. 238-243.

21. Мажара В. А., Годунко М. О. Основи гнучкого автоматизованого виробництва. – 2018.

22. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Математичне моделювання положення вихідного органу 1-координатного механізму. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : збірник наук. праць. Кіровоград: КДТУ, 2003. Вип. 12. С. 223-229.

23. Мажара В. Дослідження впливу тертя в шарнірах захватного пристрою на силу затиску // НАУКА–ВИРОБНИЦТВО. – 2025. – С. 115-117.