

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

на тему:

«Підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом
паралельної структури»
«Increasing the spatial rigidity of the machine tool with a combined parallel
structure mechanism»

Виконавець: здобувач вищої освіти 2 року
магістратури, групи ГМ-23М-3, напряму
133 «Галузеве машинобудування»

Артем БЄЛЄЦЬКИЙ

Керівник: доц., к.т.н.

Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

Рецензент: доц., к.т.н.

Тимофій РУДЕНКО

Завідувач кафедри: доц., к.т.н.

Андрій ГРЕЧКА

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 ММР
_____ Андрій ГРЕЧКА

«____» _____ 2025 р.

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

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

2. Керівник роботи: к.т.н., доц., Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

3. Строк подання роботи до захисту «20» травня 2025 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Метою роботи є: підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури шляхом раціонального розміщення опор штанг змінної довжини

Завдання:

- розробити модель жорсткості верстата, яка передбачає представлення його конструктивних елементів у вигляді простих пружин;
- визначити матрицю просторової жорсткості, яка встановлює взаємозв'язок між вектором зовнішніх навантажень та вектором пружних переміщень робочого органа;
- визначити вплив розташування опор штанг змінної довжини на координатну жорсткість в робочому просторі;
- запропонувати шляхи підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
РОЗДІЛ 1	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 2	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 3	Іван ВАЛЯВСЬКИЙ		
РОЗДІЛ 4	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	ВСТУП	Лютий 2025	Вик.
	АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЕРСТАТІВ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ		
		Лютий 2025	Вик.
2	ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПРОСТОРОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ВЕРСТАТА З КОМБІНОВАНИМ МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ		
		Березень 2025	Вик.
3	АНАЛІЗ ПРОСТОРОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ВЕРСТАТА З КОМБІНОВАНИМ МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ		
		Березень 2025	Вик.
4	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ	Квітень 2025	Вик.
5	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	Квітень 2025	Вик.
6	Графічна частина та оформлення	Травень 2025	Вик.

Дата видачі завдання « 03 » лютого 2025 р.

Керівник роботи _____ Іван ВАЛЯВСЬКИЙ

(підпис)

Завдання прийнято до виконання 03 » лютого 2025 р.

Здобувач

Артем БЕЛЕЦЬКИЙ

(підпис)

Анотація

Артем БЕЛЄЦЬКИЙ. Підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури. Кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр»: ЦНТУ, 2025. – 80 с. Матеріали презентації 9 аркушів.

Метою роботи є підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури шляхом раціонального розміщення опор штанг змінної довжини.

Для досягнення мети дослідження було вирішено такі задачі: - розроблено модель жорсткості верстата, яка передбачає представлення його конструктивних елементів у вигляді простих пружин; визначено матрицю просторової жорсткості, яка встановлює взаємозв'язок між вектором зовнішніх навантажень та вектором пружних переміщень робочого органа; визначено вплив розташування опор штанг змінної довжини на координатну жорсткість в робочому просторі; запропоновано шляхи підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури.

Актуальність: Основним напрямком автоматизації багатомасштабного серійного виробництва є створення швидкопереналаджуваного технологічного обладнання з ЧПУ на основі механізмів паралельної структури, яке внаслідок своїх специфічних властивостей спроможне вирішити більшість технологічних задач, що ставляться сучасним багатомасштабним серійним виробництвом. У зв'язку з цим, створення та дослідження верстатів з паралельною кінематикою, є актуальною науковою задачею.

Наукова новизна: визначено матрицю просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури шляхом поєднання матриць жорсткості його конструктивних складових, представлених у вигляді простих елементів; визначено вплив розташування опор штанг змінної довжини на координатну жорсткість в робочому просторі та запропоновано шляхи підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури.

Практичне значення: розроблено модель жорсткості верстата, яка передбачає представлення його конструктивних елементів у вигляді простих пружин; запропоновано шляхи підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури.

Ключові слова: обладнання з паралельною кінематикою, матриця жорсткості, штанги змінної довжини.

Abstract

Artem BIELIETSKYI. Increasing the spatial rigidity of the machine tool with a combined parallel structure mechanism. Master's Thesis: CNTU, 2025. - 80 p. Presentation materials 9 il.

The aim of the work is to increase the spatial rigidity of a machine tool with a combined mechanism of a parallel structure by rationally placing the supports of rods of variable length.

To achieve the goal of the study, the following tasks were solved: - a model of the rigidity of the machine tool was developed, which involves the representation of its structural elements in the form of simple springs; a spatial rigidity matrix was determined, which establishes the relationship between the vector of external loads and the vector of elastic displacements of the working body; the influence of the location of the supports of rods of variable length on the coordinate rigidity in the working space was determined; ways of increasing the spatial rigidity of a machine tool with a combined mechanism of a parallel structure were proposed.

Relevance: The main direction of automation of multi-nomenclature batch production is the creation of rapidly adjustable CNC process equipment based on parallel structure mechanisms, which, due to its specific properties, is able to solve most of the technological tasks posed by modern multi-nomenclature batch production. In this regard, the creation and research of machines with parallel kinematics is an urgent scientific task.

Scientific novelty: the spatial rigidity matrix of a machine tool with a combined parallel structure mechanism is determined by combining the rigidity matrices of its structural elements, represented in the form of simple elements; the influence of the location of variable-length rod supports on the coordinate rigidity in the working space is determined and ways to increase the spatial rigidity of a machine tool with a combined parallel structure mechanism are proposed.

Practical significance: a model of machine tool rigidity is developed, which involves representing its structural elements in the form of simple springs; ways to increase the spatial rigidity of a machine tool with a combined parallel structure mechanism are proposed.

Keywords: equipment with parallel kinematics, stiffness matrix, variable length rods.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЕРСТАТІВ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ.....	10
1.1. Історія розвитку верстатів з паралельною кінематикою.....	10
1.2. Механізми з п'ятьма ступенями вільності.....	17
1.3. Конструкції багатокоординатного обладнання з паралельною кінематикою.....	18
2. АНАЛІЗ ПРОСТОРОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ВЕРСТАТА З КОМБІНОВАНИМ МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ.....	25
2.1. Конструкція верстата з комбінованим механізмом паралельної структури.....	25
2.2. Кінематичні залежності механізму.....	26
2.3. Матриця жорсткості верстатів з паралельною кінематикою.....	33
2.4. Методи розрахунку матриці жорсткості.....	35
2.4.1. За допомогою матриць Якобі.....	35
2.4.2. На основі теорії гвинтів.....	38
2.4.3. Методом синтезу з простих пружин.....	44
2.5. Методика теоретичного дослідження жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури.....	47
3. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПРОСТОРОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ВЕРСТАТА З КОМБІНОВАНИМ МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ.....	51
3.1. Визначення впливу розташування опор штанг змінної довжини.....	51
3.2. Розрахунок коефіцієнтів крутильної жорсткості ланок.....	52
3.3. Обчислення матриці жорсткості.....	52
3.4. Аналіз жорсткості у робочому просторі верстата.....	56
3.5. Шляхи підвищення жорсткості.....	57
4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ ВЕРСТАТА.....	59
4.1. Загальні вихідні дані.....	59

4.2. Конструкторська підготовка виробництва.....	60
4.3. Технологічна підготовка виробництва.....	63
4.4. Визначення повної собівартості та оптової ціни верстата.....	66
4.5. Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції.....	71
4.6. Розрахунок показників економічної ефективності.....	75
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	79

ВСТУП

Актуальність роботи. В сучасному високорозвиненому індустріальному суспільстві відбувається постійна інтеграція нових технологій, що обумовлюється ринковими відносинами та підвищенням конкурентоспроможності продукції. Таким чином, конкурентна боротьба за ринки збуту верстатобудівної продукції вимагає постійного удосконалення технологічного обладнання.

Основним напрямком автоматизації багатомономенклатурного серійного виробництва є створення швидкопереналагоджуваного технологічного обладнання з ЧПУ на основі механізмів паралельної структури, яке слід розглядати не як удосконалення існуючого технологічного обладнання, а як створення принципово нового обладнання для виконання майже усіх технологічних операцій (обробки, складання, випробування та вимірювання виробів), а також нових принципів конструювання сучасних верстатних систем.

Технологічне обладнання з паралельною кінематикою внаслідок своїх специфічних властивостей спроможне вирішити більшість технологічних задач, які ставляться сучасним багатомономенклатурним серійним виробництвом:

- високий рівень гнучкості виробництва та переналагоджування технологічного обладнання при переході на іншу номенклатуру виробів;
- реалізація надвисоких швидкостей робочих, допоміжних та установчих переміщень рухомих виконавчих органів;
- модульна конструкція технологічного обладнання;
- геометрична симетрія побудови технологічного обладнання;
- замкненість кінематичних ланцюгів, які створюють жорстку конструкцію;
- висока точність позиціонування та динамічні характеристики.

Створення технологічного обладнання з паралельною кінематикою (ТОПК) слід розглядати не як удосконалення існуючих верстатних систем традиційної компоновки, а як матеріальне втілення нетрадиційного підходу до побудови технологічних процесів обробки, складання, випробування та

вимірювання продукції, а також нових принципів конструювання сучасних верстатних систем.

У зв'язку з цим, створення та дослідження верстатів з паралельною кінематикою, що дозволить розширити функціональні можливості верстатних систем, підвищити їх продуктивність, ефективність проектування та експлуатації, є актуальною науковою задачею.

Метою роботи є підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури шляхом раціонального розміщення опор штанг змінної довжини.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

- розробити модель жорсткості верстата, яка передбачає представлення його конструктивних елементів у вигляді простих пружин;
- визначити матрицю просторової жорсткості, яка встановлює взаємозв'язок між вектором зовнішніх навантажень та вектором пружних переміщень робочого органа;
- визначити вплив розташування опор штанг змінної довжини на координатну жорсткість в робочому просторі;
- запропонувати шляхи підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури..

Елементи наукової новизни роботи:

- визначено матрицю просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури шляхом поєднання матриць жорсткості його конструктивних складових, представлених у вигляді простих елементів;
- визначено вплив розташування опор штанг змінної довжини на координатну жорсткість в робочому просторі та запропоновано шляхи підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

Об'єкт дослідження: верстат з комбінованим механізмом паралельної структури.

Предмет дослідження: матриця жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури.

1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЕРСТАТІВ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ КІНЕМАТИКОЮ

1.1. Історія розвитку верстатів з паралельною кінематикою

Перша офіційна інформація про створення просторового паралельного механізму з'явилася у 1928 р. Д.Е. Гвиннетт (США) запропонував просторовий сферичний механізм для атракціонів індустрії розваг, побудований на принципах паралельного (одночасного) функціонування декількох кінематичних ланцюгів, які зв'язують рухомий та нерухомий елементи механізму з метою отримання заданого переміщення його ВО у просторі.

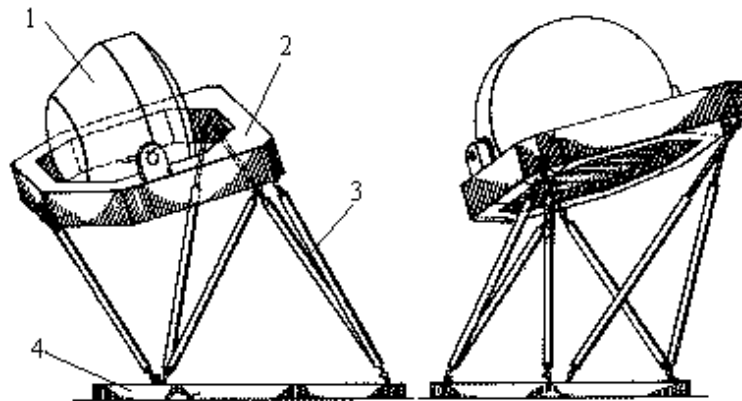
У 1934 р. У.Л.Г. Поллард (США) пропонує оригінальну конструкцію просторового механізму для розпилення фарби, який можна віднести до класу механізмів паралельної структури.

Інженер Ерік Гауф у 1947 р. побудував просторовий МПС з шістьма кінематичними ланцюгами для дослідження та випробування пневматичних коліс під дією навантажень. Відмінність цього механізму від уже існуючих на той час механізмів позиціонування з трьома горизонтальними та трьома вертикальними штангами змінної довжини полягає у їх симетричному розташуванні.

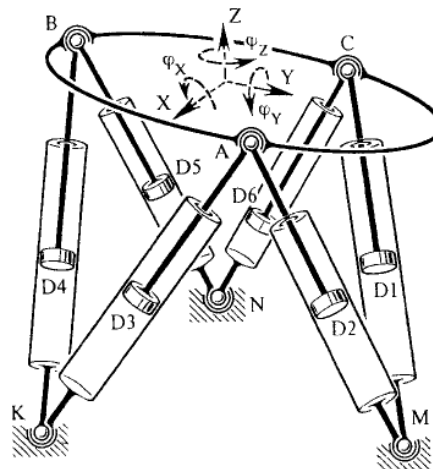
У 1964 р. К. Каппел запропонував механізм (рис. 1.1, а), побудований за принципом паралельного функціонування кінематичних ланцюгів, який складається з виконавчого органу 1, рухомої платформи 2, яка з'єднана з нерухомим стаціонарним блоком 4 за допомогою шести кінематичних ланцюгів 3, кожний з яких має індивідуальний лінійний привод. Задане положення ВО реалізується шляхом зміни довжини кінематичних ланцюгів по відповідному закону.

У роботі Д. Стюарта (1965 р.) наведена конструкція та теоретичні дослідження просторового МПС (рис. 1.1, б). Задане положення ВО у ньому

реалізується шляхом узгодженої зміни довжини кожного кінематичного ланцюга по відповідному закону.



а)



б)

Рис. 1.1. Шестикоординатні механізми паралельної структури: а) платформа Каппела; б) платформа Стюарта

Механізм складається з рухомого виконавчого органу ABC, який шарнірно зв'язаний з нерухомим елементом механізму KNM за допомогою шести однорухомих кінематичних ланок KA, MA, MC, NC, NB і KB, кожна з яких має індивідуальний привід $D_1 \dots D_6$, призначений для зміни довжини кінематичної ланки. Кожна кінематична ланка складається з відповідного механізму лінійних переміщень (пневмо-, гідро- або лінійний електропривід) та двох шарнірів (сферичного або універсального).

Фіксовані довжини кінематичних ланок однозначно визначають відносне положення усіх складових елементів механізму, які створюють досить жорстку

просторову конструкцію. Змінюючи довжини (l) кінематичних ланок, можна змінювати відносне положення ВО у просторі, а також реалізувати будь-який заданий закон його переміщень шляхом математичного програмування.

Інтенсивний розвиток наукових досліджень та розробок конструкцій МПС розпочався з 80-х рр. минулого століття багатьма науковими центрами світу. МПС внаслідок своїх специфічних властивостей широко впроваджуються у різноманітне технологічне обладнання, космічну і ракетну техніку, робототехнічні системи, механізми орієнтації і позиціонування, застосовуються у медичній техніці, авіаційних та спортивних тренажерах та у індустрії розваг.

Концепція створення багатофункціональних та багатопоточних механізмів обумовлює створення МПС, що передбачає перехід до більш сучасних верстатних систем. Впровадження подібних механізмів у матеріалообробних верстатах надає їм нові якості: реалізація більшості технологічних операцій на одному верстаті одним ВО, змінюючи лише відповідний інструмент, та можливість отримання заданої геометричної форми поверхні за рахунок математичного програмування його рухів.

У 1986 р. вченими Новосибірського електротехнічного інституту створено дослідний верстат з ЧПУ [1], побудований на основі механізму паралельної структури, з шістьма кінематичними ланками змінної довжини (гексапода) (рис. 1.2).

До складу верстата входять: шпиндельний вузол 1, шість електричних механізмів поступального руху, рухома платформа 2, основа 8, стіл. Електричні механізми поступального руху складаються з корпусу 6 та висувного елемента 5, з'єднаних шарнірами 3 та 9 відповідно з основою 8 та платформою 2, на якій закріплено шпиндельний вузол 1. Основа 8 та тумба 7 стола, на якому закріплюється оброблювана деталь 4, виконані із армованого бетону. Шість приводів одночасно є механізмами подачу та несучими елементами, що працюють лише на розтяг-стискання, не зазнаючи навантажень згину.

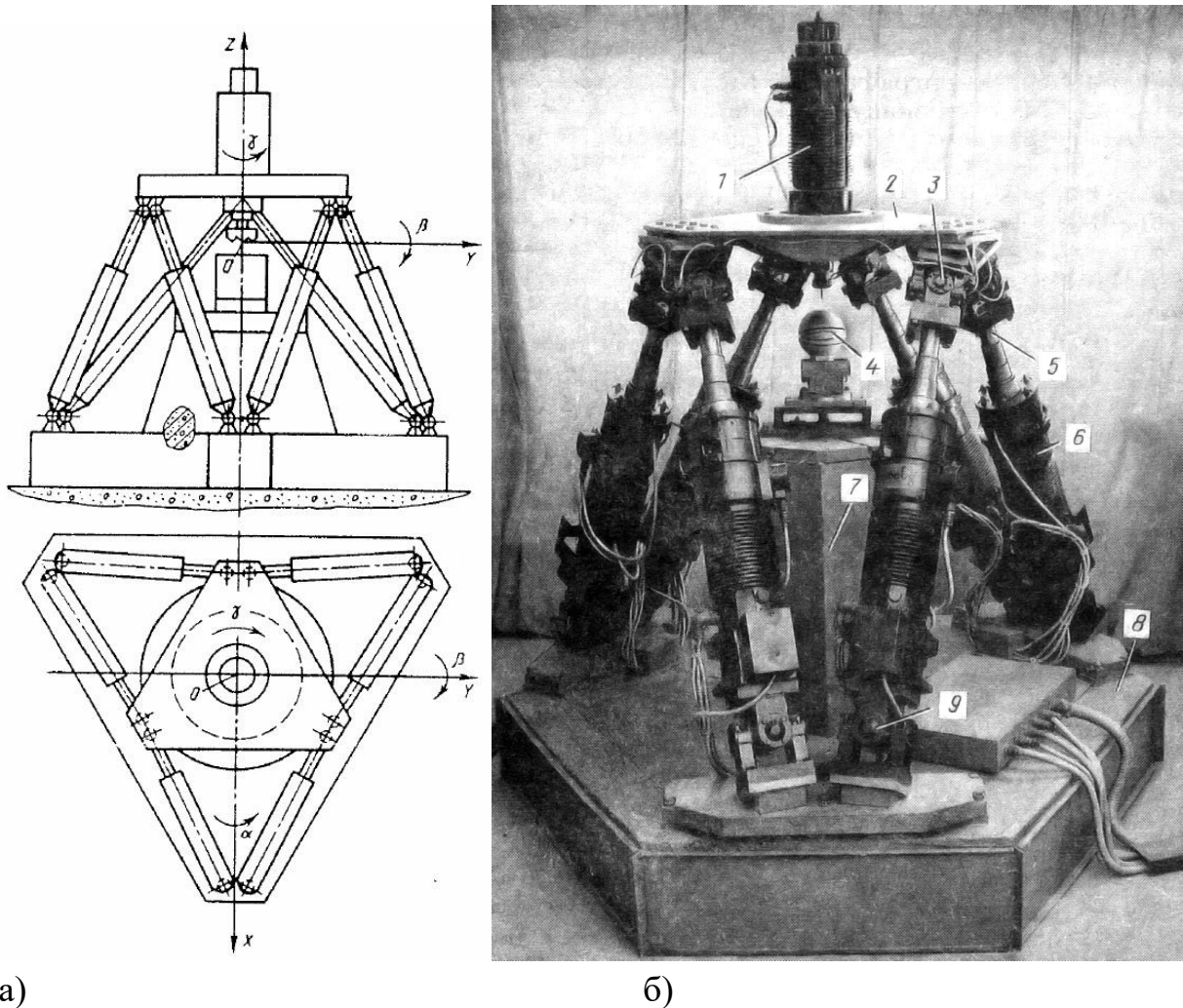


Рис. 1.2. Дослідний верстат Новосибірського електротехнічного інституту:
а) схема; б) зовнішній вигляд

Переміщення шпиндельного вузла здійснюється шляхом зміни довжин штанг за допомогою системи ЧПУ “УНІКОН-20”. Задана траєкторія шпинделя програмується у системі координат деталі, а його положення у будь-якій точці траєкторії може бути задано трьома лінійними координатами кінця інструмента та двома кутовими координатами, які визначають кут нахилу осі інструмента. Таким чином, верстат може виконувати п’ятикоординатну обробку деталей складної конфігурації.

Технічні характеристики верстата

Найбільша маса оброблюваного виробу, кг 500

Найбільший розмір оброблюваної деталі,
що має форму, мм:

куба	250×250×250
призми	120×450×450
циліндра	Ø600×120
Конус для кріплення інструмента в шпинделі за ГОСТ 15945-82. . . .	40
Хід гвинта штанги, мм	400
Максимальне переміщення шпинделя, мм:	
по осям X та Y	760
по осям Z.	460
Максимальне зусилля подачі при лінійних переміщеннях, кН:	
по осям X та Y	25
по осям Z.	40
Діапазон зміни робочої подачі:	
лінійної по осям X та Y, мм/хв.	1.6-16000
те ж по осі Z, мм/хв	1.1-11000
кутової, градус/с	0,002-30
Кількість координат, що управляються одночасно.	6
Точність лінійного позиціонування, мкм	30
Точність кутового позиціонування, кут. с	20
Розміри верстата, мм	2000×2200×2300

Пізніше, у 1987 р. аналогічні розробки почала фірма Ingersoll (США), а фірми Gidding&Lewis (США) та Geodetic Technology International (Швейцарія) звернули увагу на подібне технологічне обладнання у 1988 р.

У 1994 році на International Manufacturing Technology Show у Чикаго фірмою Gidding&Lewis (США) представлено перший промисловий зразок верстата VARIAX (рис. 1.3). Верстат побудований у вигляді октаедра, що забезпечує високу міцність штанг та жорсткість верстата у цілому.

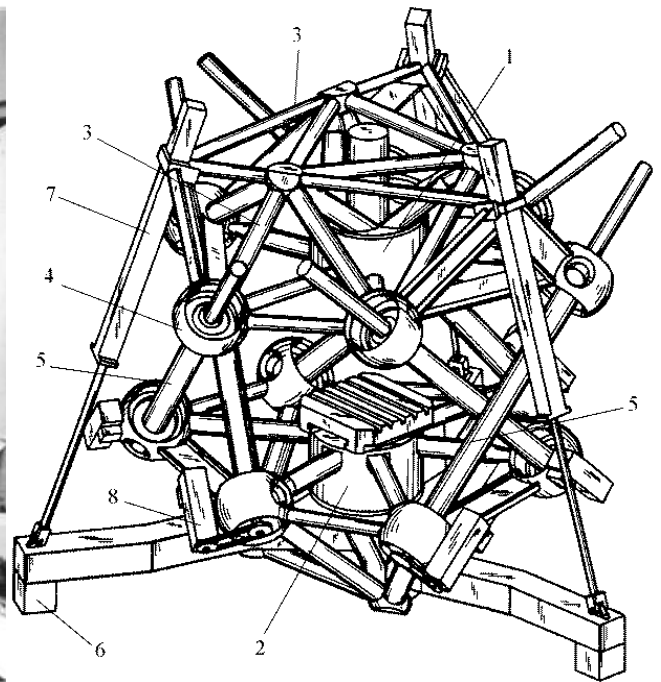


Рис. 1.4. Верстат мод. VARIAX фірми Giddings&Lewis (США)

Верхня (шпиндельна) 1 та нижня (з вбудованим робочим столом) 2 платформи з'єднані між собою кількома стійками 3. На перетинах цих стійок встановлені карданні шарніри 4, які зв'язують три пари взаємно перетинаючихся телескопічних штанг 5 з верхньою платформою. Верстат змонтований на спеціальних віброізолюючих подушках 6, розташованих на кінцях трьох штанг, виступаючих з нижньої платформи. Верхня платформа може переміщуватися у вертикальному чи горизонтальному напрямку, а також нахилитися на кут до 25° , що дозволяє позиціонувати шпиндель відносно шести осей координат. На нижній платформі верстата розташовані три газових демпфера 7, з'єднаних з верхньою платформою, які виконують роль противаг. У кожному з шести штанг вбудований індивідуальний привід 8 потужністю 6 кВт.

На верстаті можуть бути встановлені пристрої зміни заготовок, розміщені на пристроях-супутниках розміром 630×630 мм (час зміни не більше як 10 с) та інструментів (час зміни – 6 с), а також 50-позиційний інструментальний магазин з поворотним маніпулятором.

Основною особливістю цього верстата є система обробки даних, яка дозволяє компенсувати зміну деяких його характеристик, що виникають у

процесі експлуатації. Наприклад, теплові деформації впливають на довжину штанг. Тому у кожному штангу вбудований лазерний інтерферометр, який постійно контролює її довжину та передає отриману інформацію на ЕОМ системи управління. Після обробки інформації видається команда на збільшення чи зменшення кожної штанги, внаслідок чого шпиндель переміщується по заданій траєкторії. ЕОМ враховує також кінематичні та теплові похибки розмірів деталей верстата, які виникають внаслідок теплових деформацій або їх спрацювання, та вносить у довжини штанг відповідну корекцію.

За інформацією фірми-виробника, точність кожної координатної осі складає 10 мкм, що наближає верстат за цим параметром до координатних вимірювальних машин. Жорсткість верстата складає 175 Н/мкм. Швидкість установчих переміщень – 66 м/хв, а робочих – до 15 м/хв; зусилля подачі досягає 31,5 кН.

З початку 1990-х років розпочалася інтенсивна розробка, виробництво та впровадження технологічного обладнання з паралельною кінематикою у багатьох країнах світу, таких як США, Англія, Німеччина, Японія, Франція, Австрія, Італія та Росія. Вже в 1999 році на виставці ЕМО (*Exposition mondiale de la Machine Outil* – Міжнародна виставка верстатного обладнання) показано кілька промислових верстатів з паралельною кінематикою, і з того часу їх кількість невпинно зростає.

Науково-дослідні центри та проектні організації у галузі конструювання, проектування та дослідження принципово нового технологічного обладнання сформувалися на виробничих фірмах та в університетах практично усіх індустріально розвинених країн. Ними створені різноманітні за кінематичною структурою, технологічними можливостями, кількістю ступенів вільності, компоновкою та конструктивним виконанням технологічне обладнання – роботизовані обробні центри, робототехнічні та вимірювальні системи, а також

оригінальні конструкції пристроїв для орієнтації, позиціонування та маніпулювання на основі механізмів паралельної структури.

1.2. Механізми з n 'ятьма ступенями вільності

Механізми з 5 ступенями вільності також базуються на пасивних обмежувачах, особливій геометрії або конструкції. Вони особливо цікаві для застосування у верстатному обладнанні для п'ятикоординатної обробки, оскільки 6 ступенів вільності не обов'язково потрібні для різання – обертання шпинделя додає шосту ступінь вільності.

Приклади механізмів з пасивними обмежувальними ланками [2] показані на рис. 1.5. Такі механізми досить цікаві з точки зору жорсткості, яка приблизно дорівнює жорсткості відповідного механізму з 6 ступенями вільності, за винятком ступені вільності, обмеженої пасивною ланкою. Але робочий простір обмежується внаслідок взаємодії пасивної ланки з іншими.

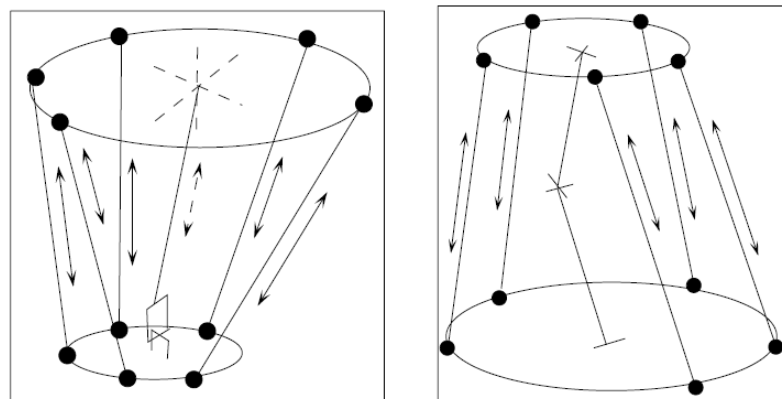


Рис. 1.5. Механізми з пасивними обмежувальними ланками

Інша можливість одержати 5 ступенів вільності – застосування приводної ланки, яка обмежує одну ступінь вільності платформи, як показано на рис. 1.6 [3], [4], або ж особливе розміщення шарнірів з метою обмежити обертання платформи відносно її осі (рис. 1.7).

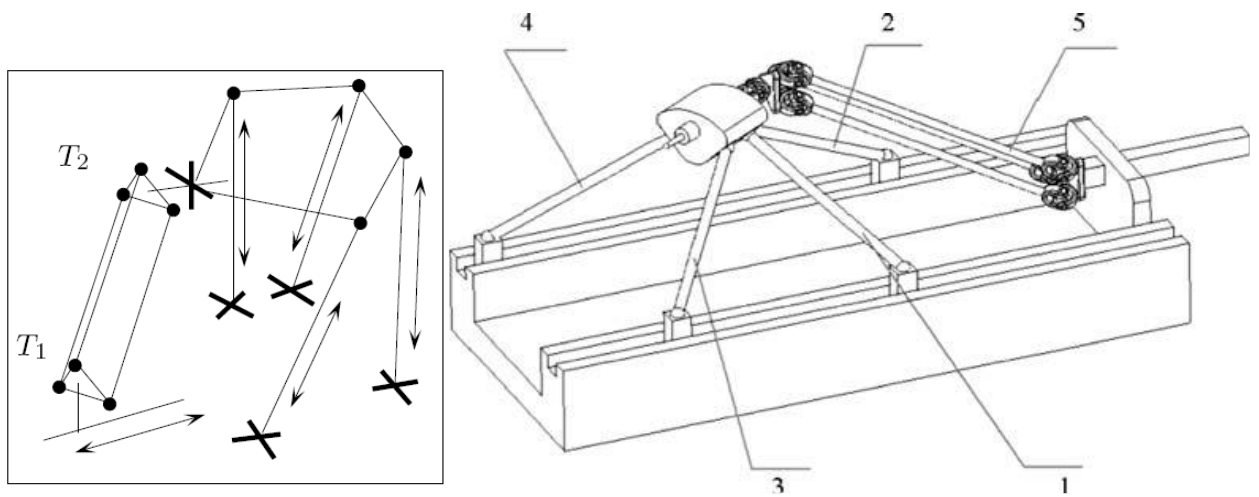


Рис. 1.6. Механізми обмежувальною приводною ланкою:
а) із штангами постійної довжини; б) із штангами змінної довжини

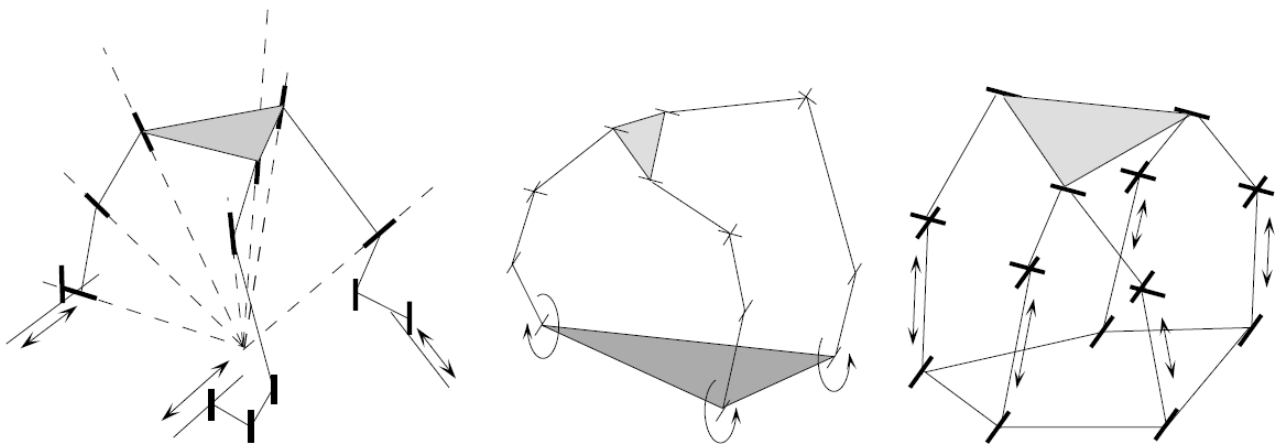


Рис. 1.7. Механізми, у яких особливе розміщення осей поворотних шарнірів виключає обертання платформи навколо її нормальної осі

1.3. Конструкції багатокоординатного обладнання з паралельною кінематикою

У якості прикладів багатокоординатного обладнання з паралельною кінематикою можна навести наступні конструкції верстатів.

В основу побудови технологічного обладнання з паралельною кінематикою та кінематичними ланками (штангами) змінної довжини покладено механізм поступального переміщення. Він складається з прецизійної кульково-гвинтової передачі, електродвигуна, вмонтованих датчиків швидкості і положення та електромагнітних пристроїв гальмування.

Технологічне обладнання з штангами змінної довжини може бути з трьома штангами (триподи), п'ятьма штангами (пентаподи) та з шістьма штангами (гексаподи).

Наприклад, технологічне обладнання з паралельною кінематикою типу гексапод містить чотири основні підсистеми:

1. нижня платформа або жорстка корпусна конструкція (несуча система) з вбудованим робочим столом для установки заготовок;
2. шість регульованих в осьовому напрямку штанг змінної довжини з індивідуальними приводами, які одним кінцем з'єднані з корпусом або нижньою платформою (несучою системою), а іншим – з рухомою інструментальною головкою або інструментальним блоком;
3. інструментальна головка або шпиндельний блок з індивідуальним приводом головного руху;
4. ЕОМ для одночасного управління усіма координатами (крім того, необхідні системи управління частотою обертання шпинделя, подачею змащувально-охолоджувальної рідини та іншими допоміжними функціями).

В останні роки на міжнародних верстатобудівних виставках демонструється все більша кількість технологічного обладнання з паралельною кінематикою типу гексапод різних фірм. При єдиній концепції побудови технологічне обладнання різних фірм відрізняється компоновкою, конструктивним виконанням та розташуванням штанг у просторі, а також наявністю додаткових пристроїв.

Фрезерний верстат-гексапод моделі 6X фірми MIKROMAT (Німеччина) (рис. 1.8), розроблений спільно з розміщеним у м. Кемніц Фраунгоферовським інститутом верстатів та ковальсько-пресового обладнання, є першим німецьким представником технологічного обладнання з паралельною кінематикою.



Рис. 1.8. Верстат-гексапод моделі 6X фірми MIKROMAT (Німеччина)

Верстат-гексапод моделі 6X (рис. 1.9) має шість штанг змінної довжини з вмонтованими у них лінійними вимірювальними системами. Регулювання довжини штанг виконується беззасорними кульково-гвинтовими парами від цифрових приводів фірми INDRAMAT. Заготовки зі сталі, чавуну, алюмінієвих та мідних сплавів встановлюються на робочому столі розміром 630×630 мм вантажопід'ємністю 1000 кг.

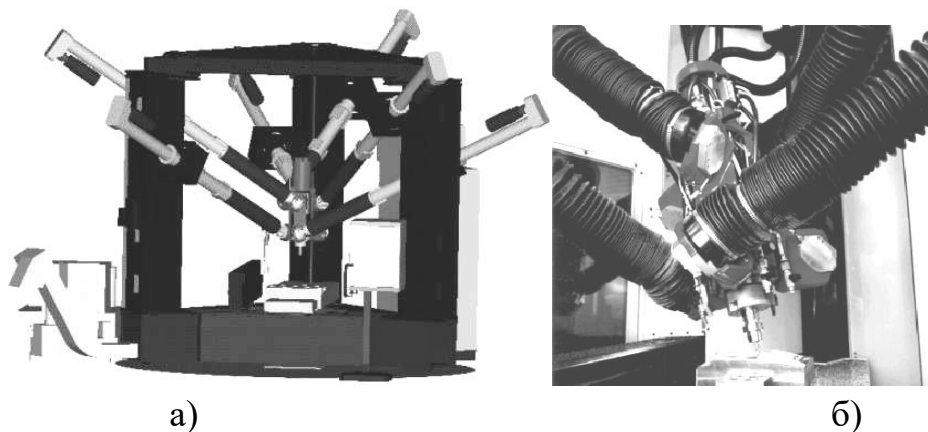


Рис. 1.9. Компонівка верстата-гексапода мод. 6X (а) і його робоча зона (б)

Розміри робочої зони (рис. 1.9, б) по осям X, Y, Z складають 630×630×630 мм. Мотор-шпиндель потужністю 16 кВт має можливість нахилу у середині робочої зони у будь-якому напрямку на кут до 30°, а по її межах – на кут до 15°. Він виготовляється з водяним охолодженням та за 1.5 с досягає

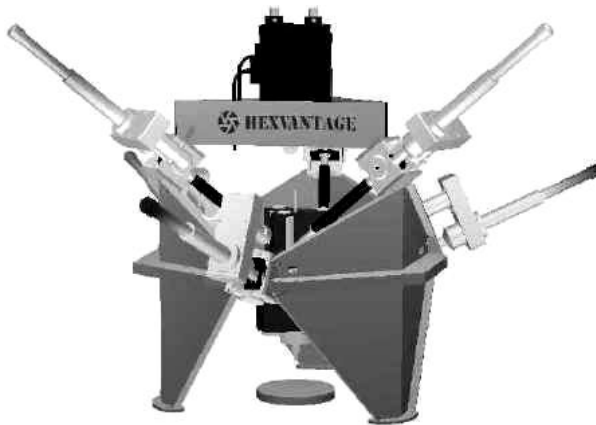
максимальної частоти обертання 30 000 хв⁻¹. До частоти обертання 9000 хв⁻¹ крутний момент складає не менше 17 Н·м.

На верстаті встановлено пристрій ЧПУ мод. ANDRONIC 400 фірми ANDRON (Німеччина) з часом зміни кадрів 0.5 мс. Шестипозиційний інструментальний магазин дозволяє здійснювати напівчистову та чистову обробку складних фасонних інструментів, пресформ, штампів та гравюр. Діаметр фрез, які розміщуються у магазині, досягає 70 мм при довжині 200 мм та масі 5 кг. Зміна інструментів виконується за 6 с. Габаритні розміри верстата (довжина × ширина × висота) становлять 5.4×6.2×4.0 м, а маса його не перевищує 11 т. Сумарна потужність усіх двигунів досягає 100 кВт·А.

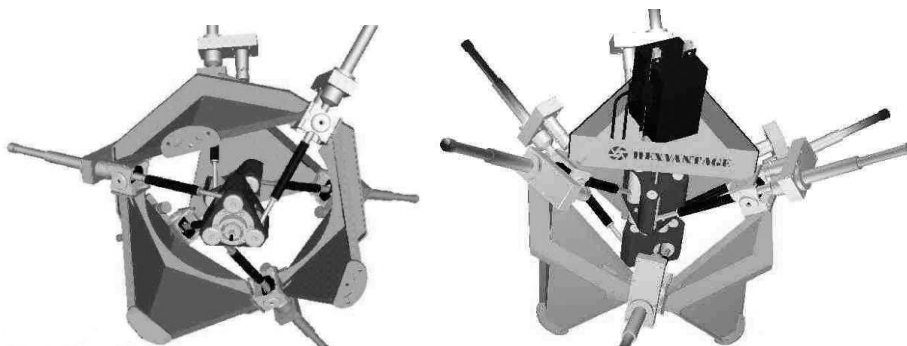
П'ятикоординатний верстат-гексапод мод. HEXVANTAGE фірми PATHFINDERS INCORPORATED (США) (рис. 1.10) призначений для обробки деталей з металу, пластмаси та інших матеріалів.

На верстаті мод. HEXVANTAGE можна оброблювати заготовки діаметром до 160 мм та висотою до 180 мм з точністю $\pm 0,0125$ мм. Максимальний кут нахилу шпинделя від вертикальної осі складає 15°. Максимальна подача виконавчого органу – 75 м/хв. Частота обертання шпинделя до 25000 хв⁻¹. Управління верстатом здійснюється від персонального комп'ютера.

На відміну від верстата мод. VARIAX, у верстата мод. G500 (рис. 1.11) фірми GEODETIC (Великобританія) шпиндель встановлений на платформі значно менших розмірів та шарнірно зв'язаний з кінцями шести штанг, корпуси яких виготовлені з вуглепластика.

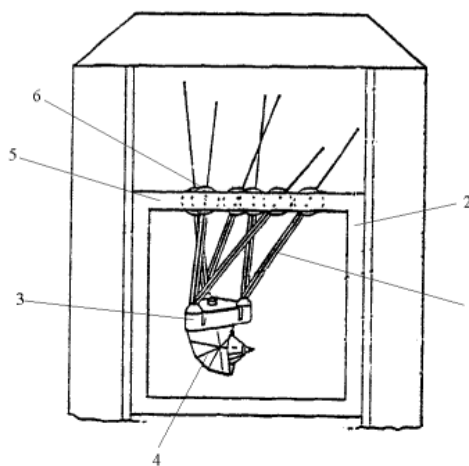
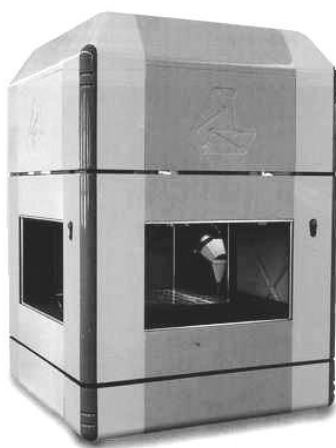


а)



б) в)

Рис. 1.10. П'ятикоординатний верстат-гексапод мод. HEXVANTAGE фірми PATHFINDERS INCORPORATED (США) (а) і його робоча зона: б – вид знизу; в – вид зверху



а б

Рис. 1.11. Верстат-гексапод мод. G500 фірми GEODETIC (Великобританія): а – загальний вигляд; б – схема

Штанги 1 (рис. 1.11, б) з'єднані з несучою системою 2 верстату, яка виконана у вигляді рами, а їх кінці виступають за її верхню частину. При функціонуванні верстата штанги входять у робочу зону або виходять з неї, що забезпечує відповідні переміщення шпиндельної платформи 3. Додаткові шарнірні з'єднання 4 забезпечують нахил шпинделя на кут до 90° . Крім того, шпиндельна платформа також може нахилятися. На рамі, яка може бути встановлена на опорах різних типів, розташовані усі двигуни та механізми для переміщення штанг та шпиндельної платформи. На такому верстаті реалізується 8-координатна обробка деталей.

На верхній платформі 5 розташовані шість приводів 6, за допомогою яких забезпечується переміщення штанг. Кожний привод штанг має спеціальні сферичні втулки, вентильний електродвигун постійного струму, пристрій кодування сигналів управління.

Для з'єднання окремих елементів верстату призначені спеціальні затискувачі. Позиціонування одного елементу верстату відносно іншого забезпечується вводом трьох циліндрів, установлених на одному елементі, у три пари напівсферичних гнізд, розташованих на іншому елементі. Завдяки такій системі монтаж та демонтаж вузлів верстату може здійснюватись з точністю, яка досягає долей мікрометра. Це дозволяє вільно знімати відповідні модулі верстату для обслуговування або ремонту, а потім встановлювати їх практично без налагодження.

На шпиндельній платформі змонтовано декілька змінних шпинделів. Привод такого шпинделя здійснюється від вентильного електродвигуна постійного струму потужністю 4 кВт. Шпиндель має безступінчасте регулювання частоти обертання до 60000 хв^{-1} . Шпиндель установлений у керамічних підшипниках кочення та має примусове повітряне охолодження, яке також забезпечує видалення стружки та змащувально-охолоджувальної рідини з робочої зони.

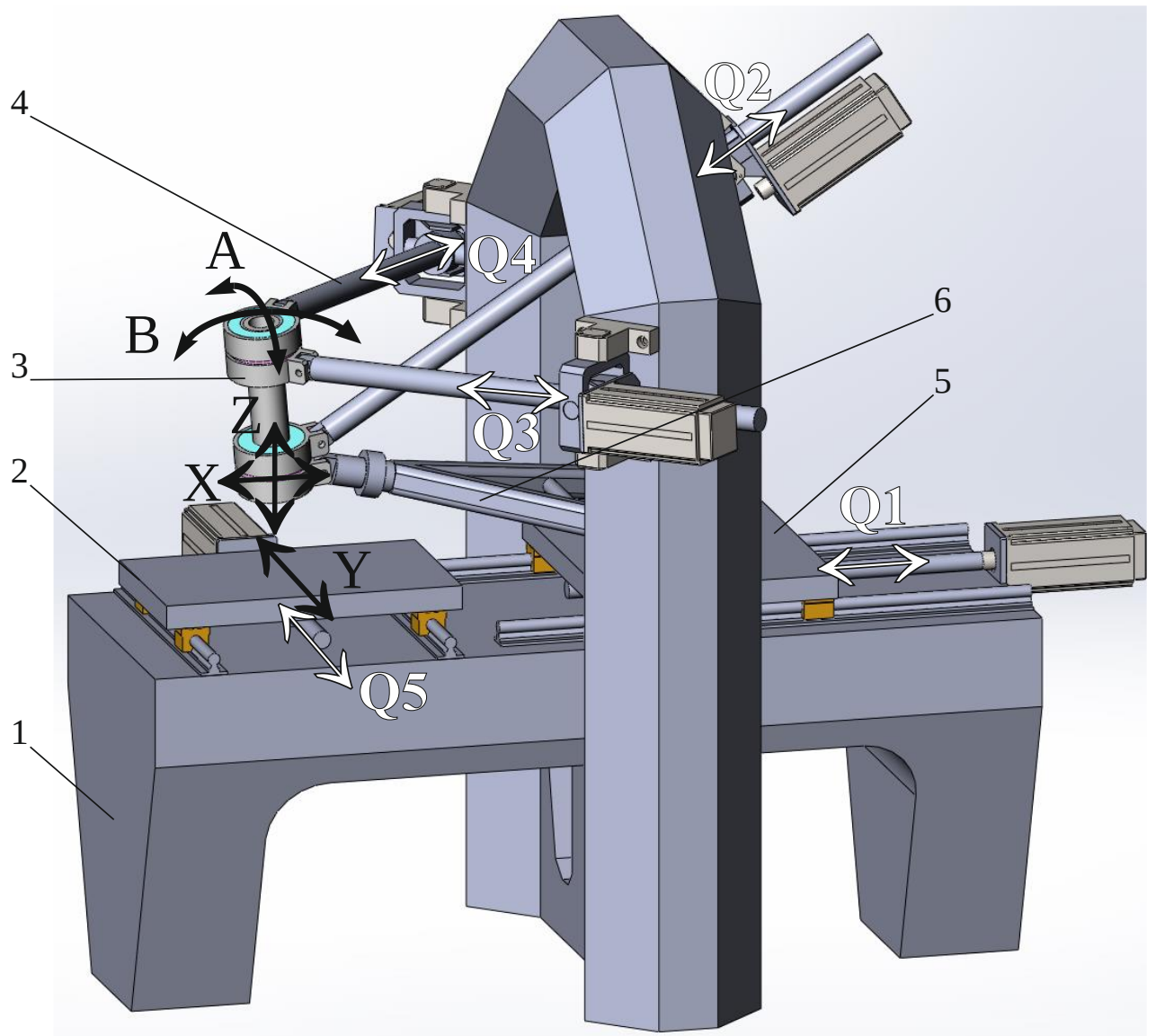
Для синхронізації частоти обертання шпинделів передбачені два зубчастих редуктора, для взаємного навантаження яких служить спеціальний пристрій. Система управління верстатом складається з блоку управління переміщеннями виконавчих органів фірми DELTA TAU (Великобританія). Для забезпечення одночасного переміщення виконавчого органу відносно усіх осей координат з точністю 25 мкм та прискоренням до 3g використовуються спеціальні алгоритми.

2. АНАЛІЗ ПРОСТОРОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ВЕРСТАТА З КОМБІНОВАНИМ МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

2.1. Конструкція верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

Спрощена модель п'ятикоординатного верстата з комбінованим механізмом паралельної структури зображена на рис. 2.1. Механізм складається з основи 1, по напрямним якої переміщується стіл 2 із заготовкою. Робочий орган 3 має чотири співвісні осі шпинделя шарнірні опори, три з яких під'єднані до штанг змінної довжини 4, шарнірно з'єднаних з основою, а четверта – до штанги постійної довжини 6, шарнірно приєднаної до повзуна 5.

Конструкція є подальшим розвитком пентапода, в якому робочий орган містить 5 шарнірів з співвісними осями. В даній конструкції використання штангі постійної довжини дозволяє відібрати в робочого органа додаткову ступінь вільності. Таким чином, механізм паралельної структури забезпечує чотирма приводами Q1-Q4 чотири ступені вільності робочого органа: дві поступальні X, Z та дві обертальні A, B. Поступальне переміщення заготовки по осі Z забезпечується за рахунок переміщення столу Q5.



1 - основа; 2 - стіл; 3 - робочий орган; 4 - штанга змінної довжини; 5 - повзун; 6 - штанга постійної довжини

Рис. 2.1. Схема верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

2.2. Кінематичні залежності механізму

Розрахункова схема механізму зображена на рис. 2.2. З основою механізму зв'язана абсолютна система координат з початком координат у точці O , а з робочим органом з'єднана відносна рухома система координат з початком у точці O' .

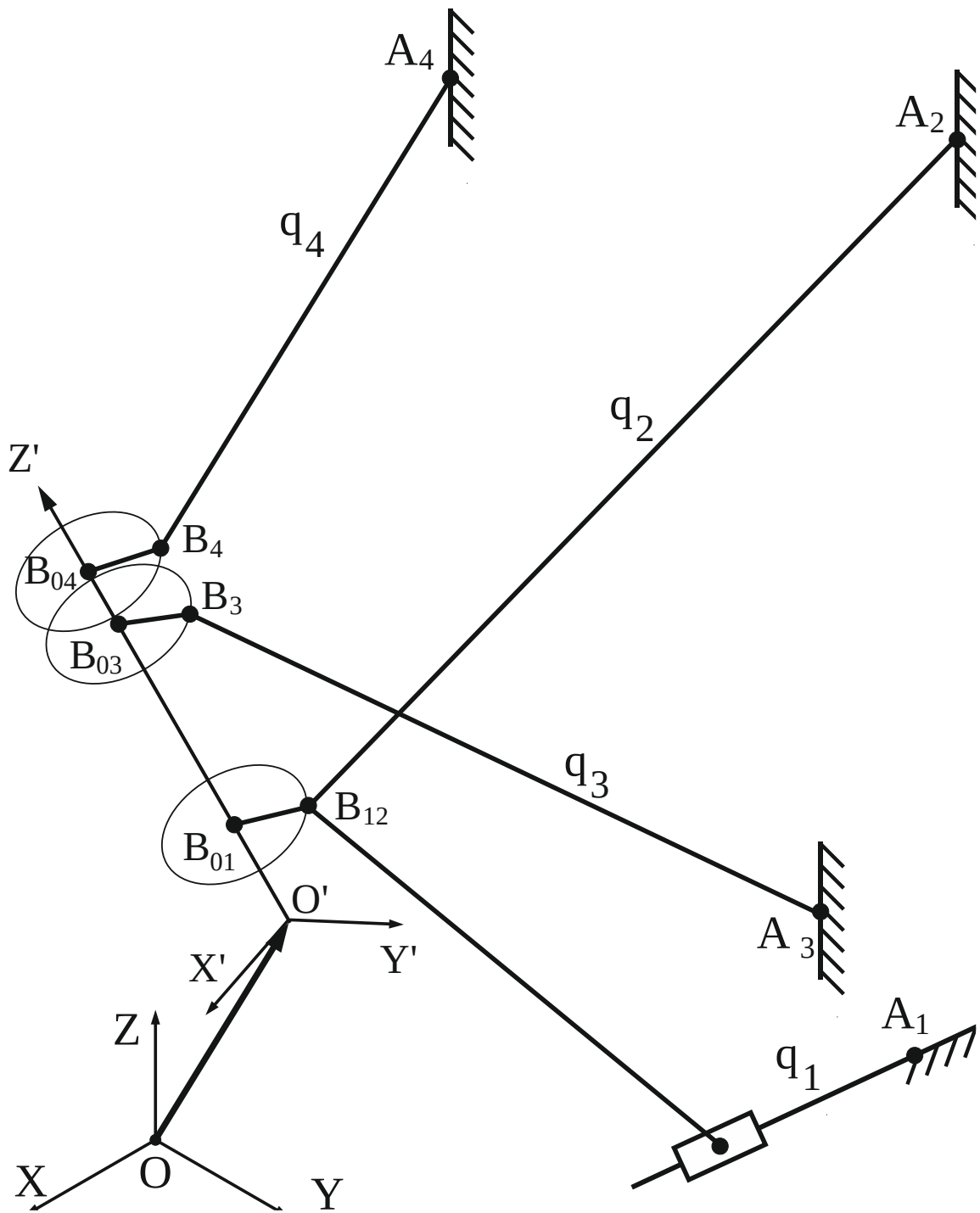


Рис. 2.2. Розрахункова схема механізму

Центри шарнірів основи розміщені в точках A_i , центри шарнірів рухомої платформи (робочого органа) – в точках B_i . Довжина штанг позначається l_i . Радіус-вектори точок A_i в абсолютній системі координат основи дорівнюють $\mathbf{ra}_i = (xa_i, ya_i, za_i)$, радіус-вектори точок B_{0i} у системі координат робочого органа дорівнюють $\mathbf{rb0}'_i = (0, 0, zb0_i)$, радіус-вектори точок B_i у відносній

системі координат робочого органа дорівнюють $\mathbf{rb}'_i = (xb'_i, yb'_i, zb'_i)$, радіус-вектор початку координат робочого органа в системі координат основи $\mathbf{r0} = (x_0, y_0, z_0)$.

Координати шарнірів основи A_i в системі координат робочого органа можна визначити з векторного рівняння

$$\mathbf{ra}'_i = R^{-1}(\mathbf{ra}_i - \mathbf{r0}), \quad (2.1)$$

де $\mathbf{ra}'_i$ – радіус-вектор центра шарніра основи в системі координат робочого органа; $\mathbf{ra}_i$ – радіус-вектор центра шарніра основи в системі координат основи; R – матриця повороту системи координат робочого органа відносно системи координат основи (матриця напрямних косинусів, що встановлює зв'язок вектора в рухомій системі координат з цим самим вектором в нерухомій системі)

$$R = \begin{pmatrix} v1 & v2 & v3 \\ v4 & v5 & v6 \\ v7 & v8 & v9 \end{pmatrix}. \quad (2.2)$$

Матриця повороту є ортонормованою, тобто відповідає наступним умовам: сума квадратів елементів будь якого рядка матриці напрямних косинусів дорівнює одиниці; сума попарних добутків елементів двох рядків матриці напрямних косинусів дорівнює нулю. Будь-який елемент матриці напрямних косинусів дорівнює власному алгебраїчному доповненню. Тільки три з напрямних косинусів можуть бути довільними, решта однозначно визначається ними.

Матриця повороту є ортонормованою, тобто відповідає наступним умовам: сума квадратів елементів будь якого рядка матриці напрямних косинусів дорівнює одиниці; сума попарних добутків елементів двох рядків

матриці напрямних косинусів дорівнює нулю. Будь-який елемент матриці напрямних косинусів дорівнює власному алгебраїчному доповненню. Тільки три з напрямних косинусів можуть бути довільними, решта однозначно визначається ними.

Для визначення відносного просторового положення рухомої платформи можна скористатися кількома відомими варіантами кутів орієнтації. Наприклад, кутами Ейлера (рис. 2.3, а), які мають назву ψ – прецесії, ϑ – нутації, а φ – ротації.

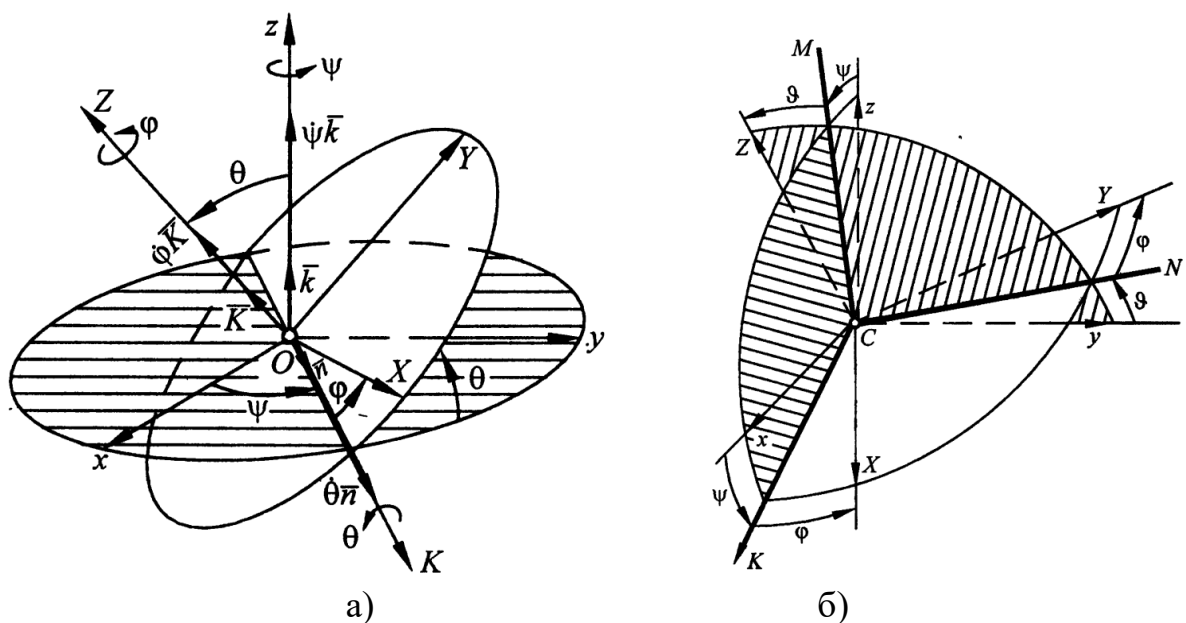


Рис. 2.3. Послідовність кутів орієнтації: а) Ейлера; б) Крилова

У прикладній механіці та теорії гіроскопів більше застосування знайшов інший тип послідовних поворотів – навколо кожної із трьох координатних осей, що характеризуються кутами Крилова (рис. 2.3, б). Перевагою кутів Крилова є симетричність. На відміну від кутів Ейлера, малому відхиленню від початкового положення завжди відповідають малі значення кутів Крилова.

Нехай система координат OXYZ, жорстко зв'язана з робочим органом, у початковому положенні співпадає своїми осями з осями нерухомої системи

координат Охуz. Тоді кути Крилова визначаються наступним чином: кут ψ – кут між віссю Сх та лінією ОК перетину координатних площин Охz та ОХУ; кут φ – кут між лінією ОК та віссю ОХ; кут ϑ – кут між віссю ОZ та лінією ОМ перетину площин Охz та ОZу.

Якщо ОХ – поздовжня вісь рухомого об'єкта, то кут φ характеризує поворот об'єкта у площині горизонту і називається кутом рискання, кут ψ визначає нахил поздовжньої осі об'єкта до площини горизонту і називається кутом тангажу (у літаках), або диференту (у надводних та підводних суднах), а кут ϑ визначає поворот об'єкта навколо поздовжньої осі і називається кутом крену.

Кути Ейлера відповідають наступній матриці повороту

$$R_E = \begin{pmatrix} \cos\varphi\cos\psi - \sin\varphi\cos\theta\sin\psi & -\cos\varphi\sin\psi + \sin\varphi\cos\theta\cos\psi & \sin\varphi\sin\theta \\ \sin\varphi\cos\psi + \cos\varphi\cos\theta\sin\psi & \cos\varphi\cos\theta\cos\psi - \sin\varphi\sin\psi & -\cos\varphi\sin\theta \\ \sin\theta\sin\psi & \sin\theta\cos\psi & \cos\theta \end{pmatrix}, \quad (2.3)$$

а кути Крилова

$$R_K = \begin{pmatrix} \cos\vartheta\cos\varphi & -\cos\vartheta\sin\varphi & \sin\vartheta \\ \cos\psi\sin\varphi + \sin\psi\cos\varphi\sin\vartheta & \cos\psi\cos\varphi - \sin\psi\sin\varphi\sin\vartheta & -\sin\psi\cos\vartheta \\ \sin\psi\sin\varphi - \cos\psi\cos\varphi\sin\vartheta & \sin\psi\cos\varphi + \cos\psi\sin\varphi\sin\vartheta & \cos\psi\cos\vartheta \end{pmatrix}. \quad (2.4)$$

Матриця повороту R має своїми стовпчиками одиничні вектори осей першої системи координат у другій системі координат. Строки матриці R – одиничні вектори осей другої системи координат у першій системі. Внаслідок цього зворотна матриця обертання дорівнює транспонованій $R^{-1} = R^T$. Визначник матриці повороту дорівнює нулю $|R| = 0$.

Знаючи координати точок A_i та B_{0i} в системі координат робочого органа, відповідно до схеми (рис. 2.4) можна визначити довжину штанги A_iB_i наступним чином

$$l_1 = \sqrt{\left(\sqrt{x_{Ai}^2 + y_{Ai}^2} - r\right)^2 + \left(z_{Ai} - z_{Bi}\right)^2}. \quad (2.5)$$

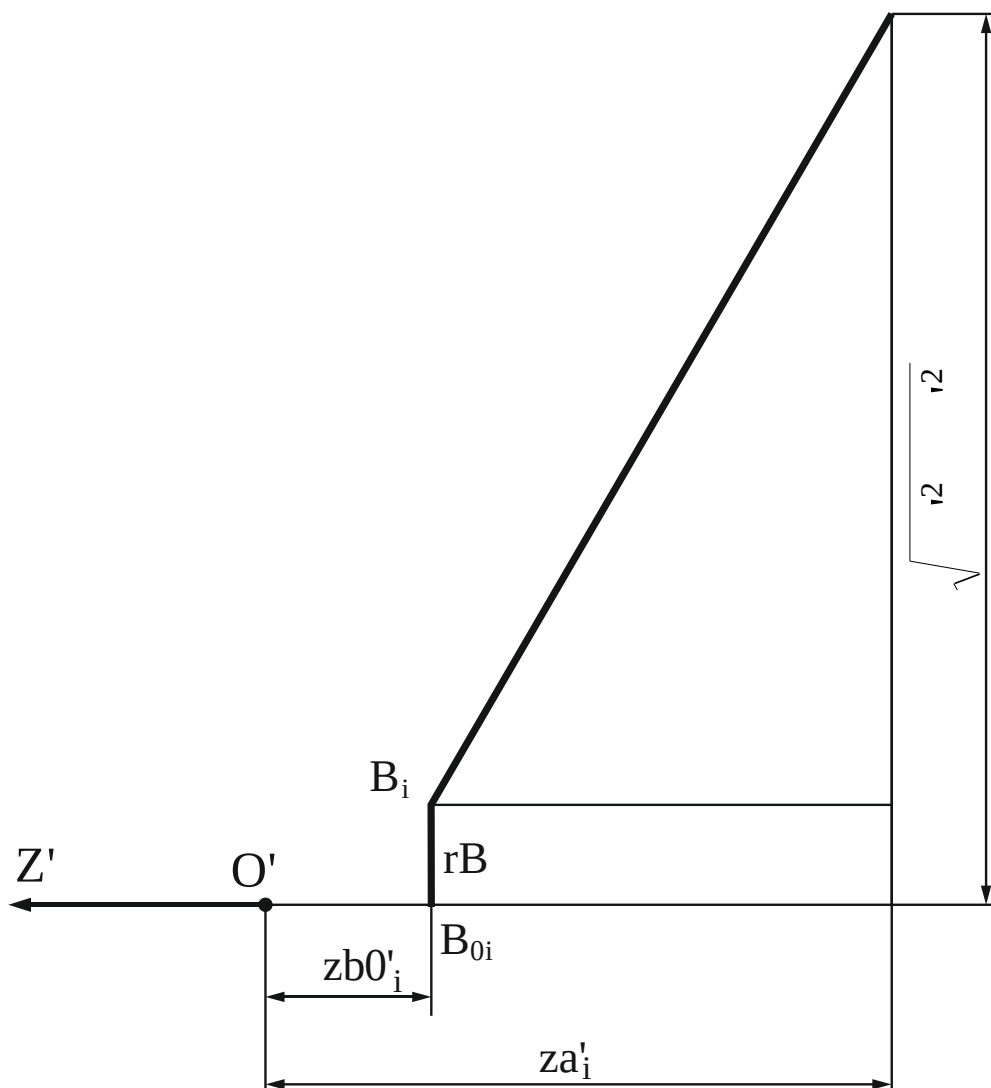


Рис. 2.4. Схема ланки змінної довжини

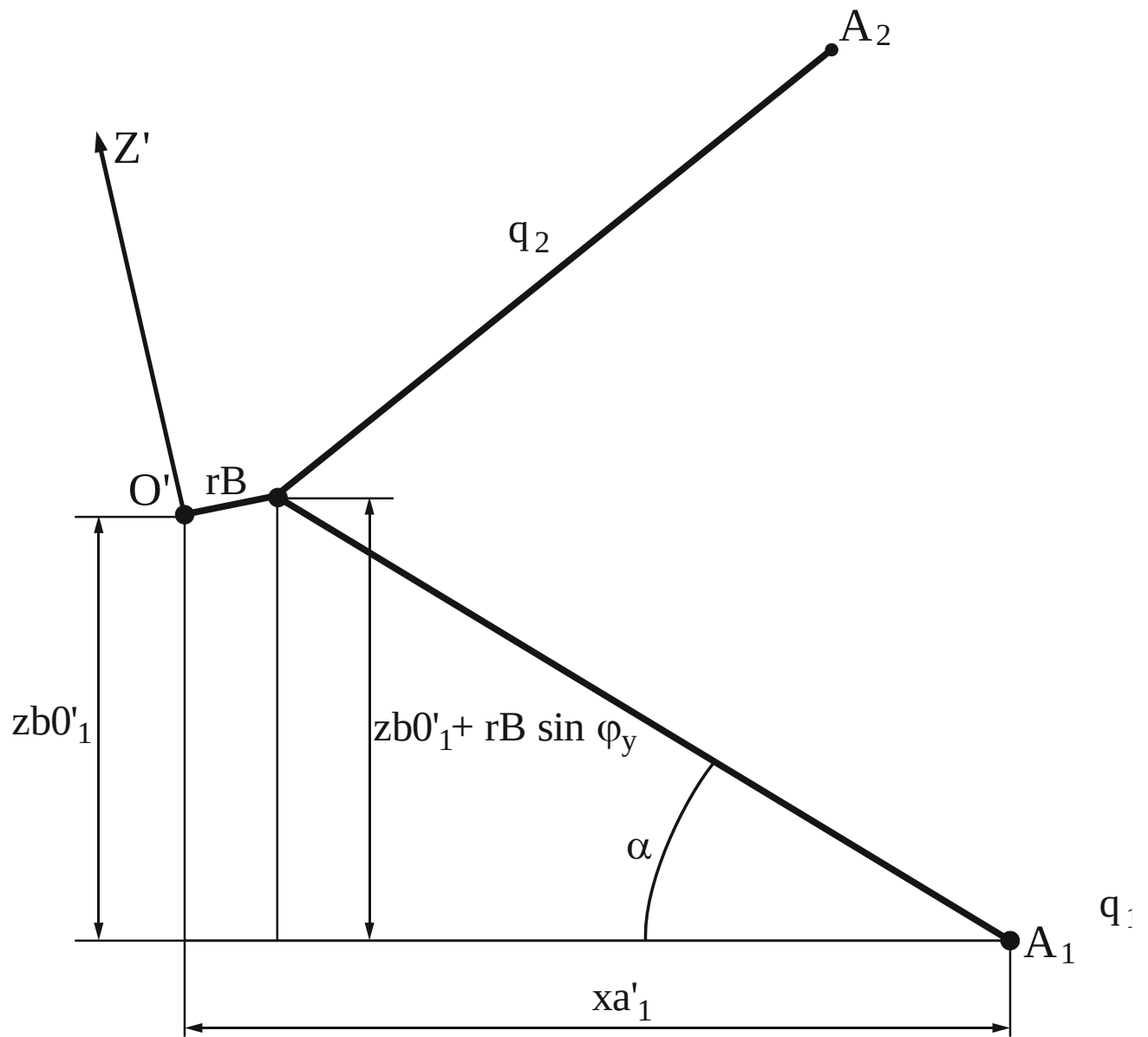


Рис. 2.5. Схема ланки постійної довжини

З пропорційності трикутників можна встановити, що

$$zb1'_i = zB_i - \frac{(za_i - zb_i) \cdot rB}{\sqrt{x_{Ai}^2 + y_{Ai}^2} - rB}. \quad (2.6)$$

Тоді радіус-вектор точки перетину осі штанги з віссю $O'Z'$

$$\mathbf{rb1}'_i = (0, 0, zb1_i). \quad (2.7)$$

В системі координат основи він приймає вигляд

$$\mathbf{rb1}_i = R\mathbf{rb1}'_i + \mathbf{r0}. \quad (2.8)$$

Тоді одиничний вектор осі штанги дорівнює

$$\mathbf{n}_i = \frac{\mathbf{rb1}_i - \mathbf{ra}_i}{|\mathbf{rb1}_i - \mathbf{ra}_i|}. \quad (2.9)$$

2.3. Матриця жорсткості верстатів з паралельною кінематикою

Як і у будь-якого технологічного устаткування традиційної компоновки для устаткування на основі механізмів паралельної кінематики важливо забезпечити задану точність і жорсткість.

Розглянемо рівновагу пружної системи механізму паралельної структури з зовнішнім зусиллям (рис.2.6), прикладеним у точці А, яка може розміщуватись на робочому органі і бути центром системи координат $X_A Y_A Z_A$. При цій умові, зміна прикладеного навантаження $\mathbf{W}$ викликає пружне переміщення робочого органа. Зокрема, система координат, прив'язана до точка А, перетвориться на $X'_A Y'_A Z'_A$. У найбільш загальному випадку, відбудеться зсув та поворот системи координат. У декартовій системі координат можна визначити вектори 6×1 для пружних переміщень ΔS та зовнішнього навантаження $\mathbf{W}$

$$\Delta S = (\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \psi, \Delta \theta, \Delta \phi)^T \quad (2.10)$$

$$\mathbf{W} = (P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z)^T, \quad (2.11)$$

де $\Delta x, \Delta y, \Delta z$ – різниця між координатами та $\Delta \psi, \Delta \theta, \Delta \phi$ – різниця між кутами Кривої систем координат $X'_A Y'_A Z'_A$ та $X_A Y_A Z_A$ у обраній нерухомій системі координат $X_0 Y_0 Z_0$; P_x, P_y, P_z – складові сили, діючі у точці А у напрямках осей

X , Y та Z відповідно; M_x, M_y, M_z – складові моменти, діючі у точці A відносно осей X , Y та Z відповідно.

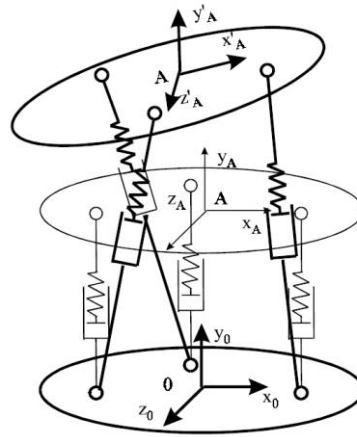


Рис. 2.6. Пружна система механізму паралельної структури

Зв'язок між переміщенням робочого органа під навантаженням та величиною останнього встановлюється законом Гука в матричній формі

$$\mathbf{W} = \mathbf{K} \Delta \mathbf{S}, \quad (2.12)$$

де $\mathbf{K}$ – матриця просторової жорсткості розмірністю 6×6 , яка характеризує загальну жорсткість обладнання з паралельною кінематикою

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_x^{Px} & k_x^{Py} & k_x^{Pz} & k_x^{Mx} & k_x^{My} & k_x^{Mz} \\ k_y^{Px} & k_y^{Py} & k_y^{Pz} & k_y^{Mx} & k_y^{My} & k_y^{Mz} \\ k_z^{Px} & k_z^{Py} & k_z^{Pz} & k_z^{Mx} & k_z^{My} & k_z^{Mz} \\ k_\psi^{Px} & k_\psi^{Py} & k_\psi^{Pz} & k_\psi^{Mx} & k_\psi^{My} & k_\psi^{Mz} \\ k_\theta^{Px} & k_\theta^{Py} & k_\theta^{Pz} & k_\theta^{Mx} & k_\theta^{My} & k_\theta^{Mz} \\ k_\phi^{Px} & k_\phi^{Py} & k_\phi^{Pz} & k_\phi^{Mx} & k_\phi^{My} & k_\phi^{Mz} \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

елементи якої k_{ji} описують жорсткість системи в напрямку i -ї узагальненої координати при дії j -ї компоненти узагальненої сили.

Елементи матриці жорсткості мають неоднорідні розмірності. Якщо виразити силу в $[H]$ та переміщення в $[m]$, матриця $\mathbf{K}$ складається з чотирьох підматриць з наступними розмірностями

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} H/m & H \\ H & H \cdot m \end{bmatrix}.$$

Визначити переміщення робочого органа під навантаженням можна з матричного рівняння

$$\Delta S = K^{-1} W = C W, \quad (2.14)$$

де $C = K^{-1}$ – матриця податливості, зворотна до матриці жорсткості.

Матриця податливості C має розмірність 6×6 . Фізичний зміст елементів c_{ik} – зміщення в напрямку i -ї осі від дії одиничної узагальненої сили w_k .

2.4. Методи розрахунку матриці жорсткості

2.4.1. За допомогою матриць Якобі

Матрицю жорсткості можна розрахувати з використанням матриць Якобі. Матриця жорсткості визначається конфігурацією і жорсткістю елементів структури, в даному випадку кінематичних ланцюгів [4]. Вважатимемо, що жорсткість кінематичних ланцюгів визначається жорсткістю її приводних механізмів (якщо це передача гвинт-гайка кочення, то означає її жорсткістю). Основні підходи отримання M_c розглянемо на прикладі «гексапода» із змінними довжинами штанг. Для механізму із змінними довжинами штанг це буде жорсткість штанг. Тоді вектор реакцій $N = (N_1, N_2, N_3, N_4, N_5, N_6)$, який складений з векторів реакцій, направлених уздовж штанг, що виникають при додатку силового вектора до вихідної ланки. В результаті цих реакцій змінюватимуться довжини штанг запишемо вектор, складений з цих приростів $\Delta L = (\Delta L_1, \Delta L_2, \Delta L_3, \Delta L_4, \Delta L_5, \Delta L_6)$. Величини приростів залежатимуть від жорсткості кожної штанги. Між векторами N і ΔL існує залежність, яка визначається за формулою

$$N = MCL \cdot \Delta L, \quad (2.15)$$

де $MCL = \text{diag}(C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6)$ – діагональна матриця, складена з жорсткості кожної штанги.

Виходячи з рівності робіт, запишемо рівняння

$$F \cdot \Delta p = N \cdot \Delta L \quad (2.16)$$

Використовуючи співвідношення де $\Delta q = \Delta L$, а також використовуючи вирази після перетворення одержимо формулу

$$F = (J^1) \cdot MCL \cdot (J^1)^T \cdot \Delta p \quad (2.17)$$

Таким чином, матриця жорсткості визначається як $M_c = (J^1) \cdot MCL \cdot (J^1)^T$

Дана модель дозволяє враховувати не тільки жорсткості штанг, але і шарнірів.

Позначимо жорсткості шарнірів кріплення штанги на підставу і вихідній ланці як C_B і C_A відповідно, а жорсткість штанги C_L . У кінематичному ланцюзі вказані елементи із заданими величинами жорсткості сполучені послідовно, тоді позначивши загальну жорсткість ланцюга C згідно запишемо співвідношення:

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_A} + \frac{1}{C_B} + \frac{1}{C_L} \quad (2.18)$$

Отже, загальна жорсткість ланки визначається як

$$C = \frac{C_A C_B C_L}{C_B C_L + C_A C_L + C_A C_B} \quad (2.19)$$

Підставляючи значення жорсткості ланцюгів з урахуванням жорсткості всіх її елементів в матрицю MCL модель дозволяє враховувати характеристики всіх основних елементів структури.

Такий підхід дозволяє розрахувати жорсткість будь-якого устаткування паралельної кінематики. При цьому існують деякі специфічні особливості розрахунку, які пов'язані з розрахунком устаткування, вихідну ланку якого має менше ніж шість мір свободи в цьому випадку кінематичні ланцюги характеризуються не однією реакцією а декількома. Розберемо приклад розрахунку жорсткості «трипода» із змінними довжинами штанг. Нехай кінематика забезпечує три переміщення вихідної ланки. При переміщенні вихідної ланки змінюються довжини трьох штанг. Тому матриця Якобі має розмірність 3×3 . Тому якщо розрахувати матрицю жорсткості, то вона також матиме розмірність 3×3 . При цьому діагональної матриця MCL буде складена з трьох величин лінійної жорсткості штанг. В результаті одержуємо

співвідношення, що зв'язує три проекції сили, прикладеної до вихідної ланки, і три переміщення вихідної ланки. Аналогічна модель використовується на роботі для розрахунку «трипода». Дана модель є спрощеною, оскільки в ній не враховується той факт, що штанги в кінематичних ланцюгах працюють не тільки на розтягування і стиснення, але і на кручення. Для обліку цього нами пропонується ввести «умовний гексапод» на основі даної структури. Вважатимемо, що вихідну ланку має шість мір свободи, а кінематичні ланцюги, окрім приводів для зміни довжин штанг, містять приводу, що дозволяють штангам обертатися навколо своїх осей. Цими діями не одим ще три узагальнені координати, щоб одержати «гексапод». Завдання в цьому випадку зводиться до розрахунку жорсткості «гексапод», який одержаний введенням додаткових узагальнених координат, вибраних, так, щоб визначати положення вихідної ланки від деформацій в ланцюгах (лінійних і кутових), які ми хочемо враховувати при розрахунку жорсткості. В даному випадку слід врахувати крутильну жорсткість штанг ланцюгів. Позначимо матрицю Якобі введеного «гексапод» J_{FC} . Назвемо цю матрицю умовною матрицею Якобі. Можна записати формули.

$$\Delta p = J_{FC} \cdot \Delta q \quad (2.20)$$

$$\Delta q = J_{FC}^{-1} \cdot \Delta p \quad (2.21)$$

Тут вектор Δp аналогічний розглянутому вище, а вектор Δq , складений з узагальнених координат, таким чином $\Delta q = (\Delta L_1, \Delta \varphi_1, \Delta L_2, \Delta \varphi_2, \Delta L_3, \Delta \varphi_3)$, де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - кути поворотів штанг. В цьому випадку матриця JFC для «трипода» дозволяє розрахувати матрицю жорсткості, як . Тут діагональна матриця складена з лінійних і кутових характеристик жорсткості штанг ланцюгів $MCL = \text{diag}(CL_1, C\varphi_1, CL_2, C\varphi_2, CL_3, C\varphi_3)$. Запропонований нами підхід дозволяє проводити розрахунок жорсткості і будь-яких інших механізмів паралельної кінематики. Наприклад, для «біпода», щоб одержати «умовний гексапод» на його основі необхідно ввести по дві обертальні узагальнені координати в кожен з двох його кінематичних ланцюгів. Це пов'язано з тим, що у «біподі» штанги

окрім розтягування і стиснення випробовують ще по два обертальні моменти, у взаємноперпендикулярних площинах. Тоді матриця MCL приймає вигляд:

$$MCL = \text{diag}(C_{L1}, C_{\phi1}, C_{\alpha1}, C_{L2}, C_{\phi2}, C_{\alpha2}) . \quad (2.22)$$

2.4.2. На основі теорії гвинтів

Матрицю жорсткості можна розрахувати і з використанням теорії гвинта. Розглянемо цей підхід на прикладах «гексаподів» із змінними довжинами штанг і з поступальними механізмами.

Для «гексапода» із змінними довжинами штанг необхідно визначити математичні зв'язки поряд параметрів. По-перше, необхідно записати формулу, що зв'язує вектора F і N, тобто необхідно розрахувати матрицю M_{FL} у виразі

$$F = M_{FL} \cdot N \quad (2.23)$$

Ця матриця складається з плюккерових координат одиничних ортов направлених по осях штанг [6]

Такий результат можна отримати, розглядаючи силові гвинти або проектуючи векторні рівняння з урахуванням рівності нулю всіх сил і моментів, що діють на вихідна ланка.

$$M_{FL} = \begin{pmatrix} x_1 & x_2 & x_3 & x_4 & x_5 & x_6 \\ y_1 & y_2 & y_3 & y_4 & y_5 & y_6 \\ z_1 & z_2 & z_3 & z_4 & z_5 & z_6 \\ x_1^0 & x_2^0 & x_3^0 & x_4^0 & x_5^0 & x_6^0 \\ y_1^0 & y_2^0 & y_3^0 & y_4^0 & y_5^0 & y_6^0 \\ z_1^0 & z_2^0 & z_3^0 & z_4^0 & z_5^0 & z_6^0 \end{pmatrix} \quad (2.24)$$

Взаємозв'язок Δp і ΔL з використанням теорії гвинта має вигляд

$$\Delta L = M_L \cdot \Delta p \quad (2.25)$$

Матриця M_L розраховується як

$$M_L = \begin{pmatrix} x_1 & y_1 & z_1 & x_1^0 & y_1^0 & z_1^0 \\ x_2 & y_2 & z_2 & x_2^0 & y_2^0 & z_2^0 \\ x_3 & y_3 & z_3 & x_3^0 & y_3^0 & z_3^0 \\ x_4 & y_4 & z_4 & x_4^0 & y_4^0 & z_4^0 \\ x_5 & y_5 & z_5 & x_5^0 & y_5^0 & z_5^0 \\ x_6 & y_6 & z_6 & x_6^0 & y_6^0 & z_6^0 \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

Зробивши певні підстановки одержуємо вираз:

$$F = M_{FL} \cdot M_{CL} \cdot M_L \cdot \Delta \quad (2.27)$$

Тоді матриця жорсткості визначається як:

$$M_C = M_{FL} \cdot M_{CL} \cdot M_L \quad (2.28)$$

Якщо нам задана структура з кількістю k ланцюгів із змінними довжинами штанг, то в матричній формі рівняння приймає вигляд:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 & x_2 & \dots & x_k \\ y_1 & y_2 & \dots & y_k \\ z_1 & z_2 & \dots & z_k \\ x_1^0 & x_2^0 & \dots & x_k^0 \\ y_1^0 & y_2^0 & \dots & y_k^0 \\ z_1^0 & z_2^0 & \dots & z_k^0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} C_{1A} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & C_{ik} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1 & y_1 & z_1 & x_1^0 & y_1^0 & z_1^0 \\ x_2 & y_2 & z_2 & x_2^0 & y_2^0 & z_2^0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_k & y_k & z_k & x_k^0 & y_k^0 & z_k^0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta A \\ \Delta B \\ \Delta C \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

Якщо звернутися до завдання з «триподом», то дана модель дозволить нам розрахувати жорсткість по всіх лінійних і кутових напрямках, але тільки з урахуванням того, що штанги працюють на розтягування або стиснення. Для коректування результату через те, що штанги в «триподі» ще випробовують крутний момент ми повинні ввести поправочні коефіцієнти на одержувані результати жорсткості. Можна поступити і по іншому. Для цього необхідно вводити, як і в моделях на основі матриць Якобі, «умовний гексапод» за вказаними вище правилами. При цьому потрібно скласти матриці M_{FL} , і M_L , виходячи з векторів ΔL і N введеного «умовного гексапода». В цьому випадку зміниться і структура даних матриць і відповідно структура матриць в рівнянні.

Розглянемо тепер «гексапод» з поступальними механізмами в кінематичних ланцюгах. Для нього матриці M_{FH} , і M_H приймають вигляд

$$M_{FL} = \begin{pmatrix} x_{n1} & y_{n1} & z_{n1} & x_{n1}^0 & y_{n1}^0 & z_{n1}^0 \\ x_{n2} & y_{n2} & z_{n2} & x_{n2}^0 & y_{n2}^0 & z_{n2}^0 \\ x_{n3} & y_{n3} & z_{n3} & x_{n3}^0 & y_{n3}^0 & z_{n3}^0 \\ x_{n4} & y_{n4} & z_{n4} & x_{n4}^0 & y_{n4}^0 & z_{n4}^0 \\ x_{n5} & y_{n5} & z_{n5} & x_{n5}^0 & y_{n5}^0 & z_{n5}^0 \\ x_{n6} & y_{n6} & z_{n6} & x_{n6}^0 & y_{n6}^0 & z_{n6}^0 \end{pmatrix} \quad (2.30)$$

$$M_n = \begin{pmatrix} x_{n1} & y_{n1} & z_{n1} & x_{n1}^0 & y_{n1}^0 & z_{n1}^0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{n6} & y_{n6} & z_{n6} & x_{n6}^0 & y_{n6}^0 & z_{n6}^0 \end{pmatrix} \quad (2.31)$$

$$\text{де } x_{n1} = \frac{x_1}{\cos(\alpha_1)}, \quad y_{n1} = \frac{y_1}{\cos(\alpha_1)}, \quad z_{n1} = \frac{z_1}{\cos(\alpha_1)}, \quad x_{n1}^0 = \frac{x_1^0}{\cos(\alpha_1)}, \quad y_{n1}^0 = \frac{y_1^0}{\cos(\alpha_1)},$$

$$z_{n1}^0 = \frac{z_1^0}{\cos(\alpha_1)}.$$

Відповідно вираз, що зв'язує силовий вектор і вектор переміщень мають вигляд

$$F = M_{FL} \cdot M_{CL} \cdot M_{\Pi} \cdot \Delta p \quad (2.32)$$

У цьому виразі матриця M_{CL} є діагональною матрицею складену з жорсткості приводів, тобто жорсткості переміщення повзунів тих, що уподовж направляють. У матричному вигляді вираз для k -ланцюгів приймає вигляд

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nk} \\ y_{n1} & y_{n2} & \dots & y_{nk} \\ z_{n1} & z_{n2} & \dots & z_{nk} \\ x_{n1}^0 & x_{n1}^0 & \dots & x_{nk}^0 \\ y_{n1}^0 & y_{n1}^0 & \dots & y_{nk}^0 \\ z_{n1}^0 & z_{n1}^0 & \dots & z_{nk}^0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_{n1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \ddots & & \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & C_{nk} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{n1} & y_{n1} & z_{n1} & x_{n1}^0 & y_{n1}^0 & z_{n1}^0 \\ x_{n2} & y_{n2} & z_{n2} & x_{n2}^0 & y_{n2}^0 & z_{n2}^0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{nk} & y_{nk} & z_{nk} & x_{nk}^0 & y_{nk}^0 & z_{nk}^0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta A \\ \Delta B \\ \Delta C \end{pmatrix} \quad (2.33)$$

Розглянемо детальніше повзун з тією, що направляє (рис.2.5). Сила, яка передається повзуну через штангу, розкладається на три складові, три її проекції в системі координат пов'язаної з тією, що напрямною F_x^h, F_y^h, F_z^h . Причому вісь Z системи направлена такою, що уподовж напрямної. Нехай жорсткість в

кожному з трьох напрямів буде C_X^h, C_Y^h, C_Z^h . У побудованій моделі враховувалася тільки жорсткість C_Z^h . Якщо брати до уваги жорсткості по інших двох напрямках X і Y , то можна записати, що $F_X^h = C_X^h \cdot \Delta x^h$, $F_Y^h = C_Y^h \cdot \Delta y^h$, $F_Z^h = C_Z^h \cdot \Delta z^h$, де Δx^h , Δy^h , Δz^h - величини переміщення по відповідних осях системи координат тієї прямої. Отже, повзун переміститься по прямій ΔH , яка не паралельна таким, що направляє, а визначається величинами жорсткості по трьох напрямках. Ця величина переміщення обчислюється з виразу: [7, 8]

$$\Delta H = \sqrt{(\Delta x^h)^2 + (\Delta y^h)^2 + (\Delta z^h)^2}, \quad (2.34)$$

а загальна сила $F = \sqrt{(\Delta F_X^h)^2 + (\Delta F_Y^h)^2 + (\Delta F_Z^h)^2}$. Тоді сумарна жорсткість по даному напрямку визначається як

$$C = \frac{F}{\Delta H} \quad (2.35)$$

Одержуємо модель, що враховує жорсткість повзуна на тій, що направляє в трьох взаємно перпендикулярних напрямках

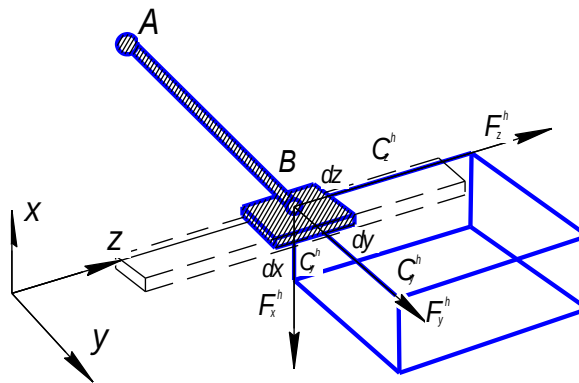


Рис.2.7. Модель кінематичного ланцюга з штангою постійної довжини і повзуном для розрахунку жорсткості.

Розглянемо кінематичний ланцюг з обертальним механізмом (рис.2.8)

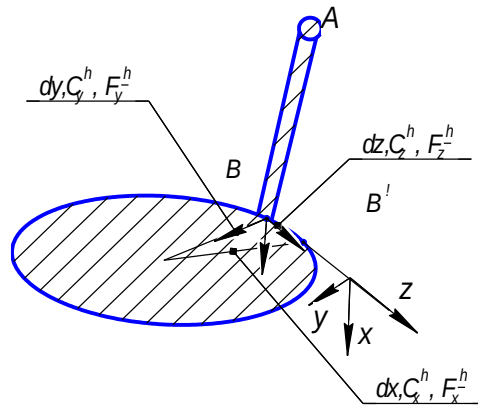


Рис.2.8. Модель кінематичного ланцюга з штангою постійної довжини з диском для розрахунку жорсткості

При повороті диска на кут φ точка В переміщається у В'. Оскільки кут φ малий, те це переміщення можна розглядати не як по дузі, а як по прямій. Тоді завдання зводиться до попередньої, тобто до завдання кінематичного ланцюга з поступальним механізмом. Направляє напрямна по прямій BB' . Враховуючи жорсткості в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, ми коректуємо переміщення напрямної.

Розглянемо випадок, коли механізм паралельної кінематики містить кінематичні ланцюги різних структур. Тоді в пропонуємо побудувати дві моделі для розрахунку жорсткості. Перша модель має на увазі, що в кожному кінематичному ланцюзі абсолютно не жорстка тільки штанга з шарнірами незалежно від типу ланцюга. Це може бути і мета з поступальним або обертальним початковим механізмом. Тоді можна розрахувати матрицю жорсткості такої структури. Позначимо цю матрицю як M_C^L . Друга модель має на увазі, що в кожному кінематичному ланцюзі штанга з шарнірами абсолютно жорстка. А ось напрямна з повзуном не абсолютно жорсткі. Якщо ланцюг містить обертальний механізм, то необхідно ввести параметри її жорсткості враховуючи, що вона замінена напрямною згідно схемі (див. рис. 3.2). Якщо ж ланцюг реалізований штангою змінної довжини, то жорсткості C_x^h, C_y^h, C_z^h , визначатимуть жорсткість кріплення шарніра на основі. Якщо ми вважаємо, що

це кріплення абсолютно жорстке, то необхідно ввести великі значення величин жорсткості, наприклад,

10^6 Н/мкм. Матрицю жорсткості другої моделі позначимо M_C^H . Для розрахунку загальної матриці жорсткості M_C такої структури введемо операцію (Ψ). Якщо елементи матриці M_C^L позначити як c_{ij}^L , а матриці M_C^H як c_{ij}^H , то елементи c_y матриці M_C , яка визначається даною операцією знаходяться з $M_C = M_C^L(\Psi)M_C^H$ наводяться формули

$$c_y = \frac{c_{ij}^L \cdot c_{ij}^H}{c_{ij}^L + c_{ij}^H} \quad (2.36)$$

Виходячи з цього можна записати рівняння що описує подібні структури, яке зв'яже силовий вектор і вектор переміщень вихідної ланки

$$F = (M_{FL} \cdot M_{CL} \cdot M_L(\Psi) \cdot M_{FH} \cdot M_{CH} \cdot M_H) \cdot \Delta p \quad (2.37)$$

Тоді матриця жорсткості визначається виразом

$$M_C = M_{FL} \cdot M_{CL} \cdot M_L(\Psi) \cdot M_{FH} \cdot M_{CH} \cdot M_H. \quad (2.38)$$

Фактично в одержаній моделі вага ланцюга розглядаються як структури що містять штангу з шарнірами заданої жорсткості, яка пов'язана з повзуном, що переміщається по напрямній. Характеристики жорсткості установки повзуна на напрямній задані трьома величинами жорсткості. Ця модель описує більшість можливих структур ланцюгів.

Якщо у всіх ланцюгах містяться тільки штанги змінної довжини, то вважаємо, що повзуни встановлені абсолютно жорстко і вводимо великі значення жорсткості Тоді, одержувана матриця жорсткості відповідає матриці одержуваної. Якщо ж механізм містить ланцюги тільки з поступальними механізмами, то, рахуючи штанги з шарнірами абсолютно жорсткими, відображаючи це великими величинами їх жорсткості, одержуємо матрицю жорсткості відповідну матриці розрахованої. Дана модель, дозволяє розраховувати жорсткість структури, враховуючи не тільки жорсткість установки повзуна, але і жорсткості штанг і шарнірів подібного ланцюга. Таким

чином, можливо розраховувати жорсткість будь-якої структури з різною кількістю кінематичних ланцюгів і комбінаціями їх структур. Причому можна враховувати різні складові ланцюгів для розрахунку жорсткості всієї структури устаткування.

Запропонована методика є універсальною. Один аналітичний вираз, дозволяє розрахувати широкий спектр можливих структур паралельної кінематики використовуваних в технологічному устаткуванні.

2.4.3. Методом синтезу з простих пружин

Слід відмітити, що в загальному випадку для опису матриці жорсткості механізму паралельної структури необхідні лінійні та крутильні пружини. У схемі на рис.2.2, а одна проста лінійна пружина з'єднана з тілом сферичним шарніром, а з основою – універсальним. Інша проста крутильна пружина з'єднує тіло з основою за допомогою двох універсальних шарнірів та призматичного з'єднання.

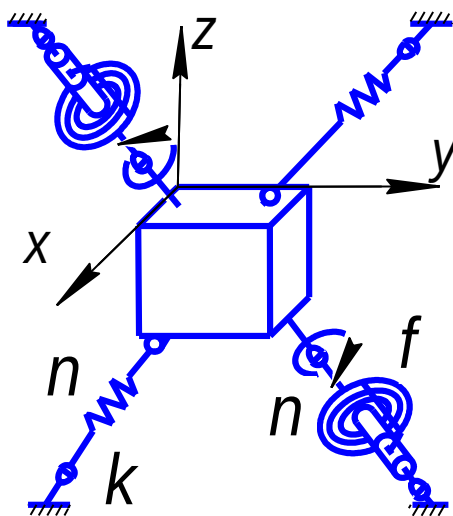


Рис. 2.9. Схема синтезу жорсткості з простих пружин

Матриця жорсткості ланки індивідуальної простої пружини з жорсткістю k має вигляд:

$$K = k\mathbf{w}\mathbf{w}^T, \quad (2.39)$$

де $\mathbf{w}$ – шестивимірний вектор, що називається закручуванням пружини.

Для виключно поступальних простих пружин

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} \mathbf{n} \\ \mathbf{r} \times \mathbf{n} \end{bmatrix}, \quad (2.40)$$

де $\mathbf{n}$ – одиничний вектор, що задає напрямок пружини, $\mathbf{r}$ – вектор, що задає розташування довільної точки на лінії дії пружини.

Для виключно обертальних пружин

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{n} \end{bmatrix}, \quad (2.41)$$

де одиничний вектор $\mathbf{n}$ задає вісь обертання пружини.

Для простих пружин закручування задовольняє алгебраїчному співвідношенню, відомому як умова однорідності. Це означає, що перші три компоненти закручування $\mathbf{w}$ ортогональні останнім трьом

$$\mathbf{w}^T \Delta \mathbf{w} = 0. \quad (2.42)$$

У фізичному розуміння умова (2.33) означає, що прості пружини можуть передавати лише сили або лише моменти. У механічному розумінні, крок h виключно поступального закручування нескінченний, а виключно обертального – нульовий.

Можна бачити, що для механізму паралельної структури закручування пружин відповідає плюкеровим (променевим) координатам ліній ланок, а жорсткість пружин – осьовій або крутильній жорсткості ланок. Таким чином, матриця жорсткості просторового механізму паралельної структури, у якому робочий орган з'єднано з основою кількома ланками, що зазнають лише стискання та розтяг, або передають обертальний момент, може бути визначена як поєднання матриць жорсткості ланок, які розглядаються як прості пружини. Паралельному з'єднанню m ланок відповідає матриця жорсткості

$$K = \sum_{i=1}^m k_i \mathbf{w}_i \mathbf{w}_i^T, \quad (2.43)$$

де k_i та $\mathbf{w}_i$ – жорсткість та закручування i -ї пружини.

Відомо, що лінія у просторі може бути описана плюкеровими (променевими) координатами. Розглянемо дві точки на лінії, наприклад M_1 та M_2 , та систему координат R_0 з початком відліку у точці O (рис. 2.10).

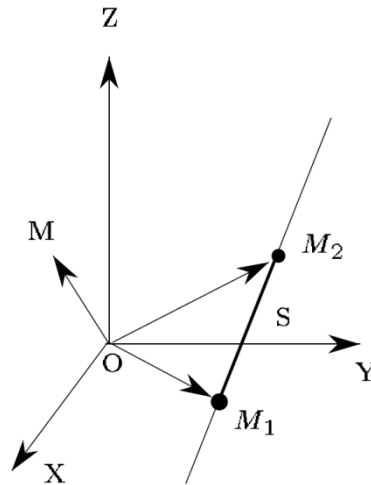


Рис. 2.10. Схема до визначення плюкерових координат

Визначимо два тривимірних вектора S та M :

$$S = M_1M_2$$

$$M = OM_1 \times OM_2 = OM_2 \times S = OM_1 \times S.$$

Зібравши ці вектори у шестивимірний вектор, одержимо вектор U плюкерових координат даної лінії

$$U = [S_x, S_y, S_z, M_x, M_y, M_z]^T. \quad (2.44)$$

Нормалізований вектор U' визначається як

$$U' = \frac{U}{|S|} = [S'_x, S'_y, S'_z, M'_x, M'_y, M'_z]^T. \quad (2.45)$$

Можна бачити, що перші три компоненти цього вектора – компоненти одиничного вектора n_i лінії. Останні три компоненти визначаються як $OM \times n_i$, де M – будь-яка точка на лінії.

2.5. Методика теоретичного дослідження жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

Проведемо аналіз жорсткості верстата з верстата з комбінованим механізмом паралельної структури. У верстаті штанги окрім розтягування і стиснення випробовують ще по три обертальні моменти, у взаємноперпендикулярних площинах. Для нашого механізму складаємо схему (рис.2.11). Для кожної ланки визначаємо одиничний вектор $\mathbf{n}_i$, що задає напрямок ланки або вісь обертання і шестивимірний вектор $\mathbf{w}_i$, який називається вектором закручування. Потім знаходимо жорсткість кожної ланки за формулою

$$K = k_i \mathbf{w}_i \mathbf{w}_i^T,$$

де k_i та $\mathbf{w}_i$ – жорсткість та закручування i -ї ланки.

Отже, визначаємо жорсткість $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6, K_7$ для ланок $O_1B_1, O_2B_2, A_0, A'_0, A'A$ під час стиснення, кручення та обертання.

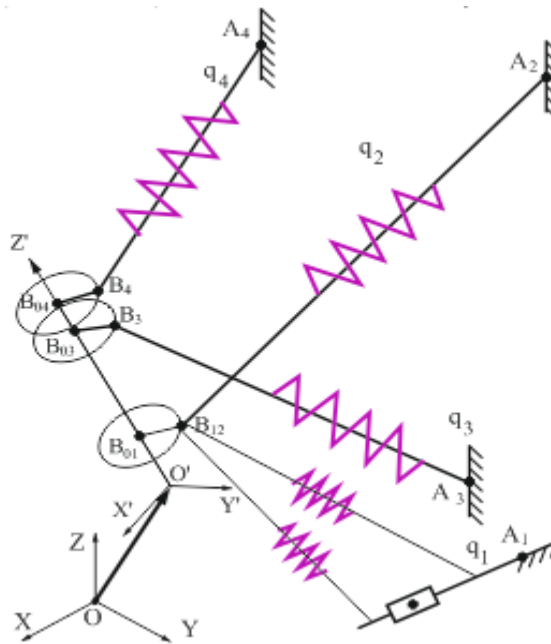


Рис.2.11. Розрахункова схема верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

Для ланки O_1B_1 вектор закручування такий:

$$w_{O_1B_1} = \begin{bmatrix} n_{O_1B_1} \\ r_{O_1B_1} \times n_{O_1B_1} \end{bmatrix}, \quad (2.46)$$

де $n_{O_1B_1}$ – одиничний вектор, який задає напрямок ланки O_1B_1

$$n_{O_1B_1} = \frac{\begin{pmatrix} C \\ -B \\ H \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} a \cos \theta \cos \psi + b \sin \theta + c \cos \theta \sin \psi \\ a \sin \theta \cos \psi - b \cos \theta + c \sin \theta \sin \psi \\ -a \sin \psi + c \cos \psi \end{pmatrix}}{\left\| \begin{pmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi - b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ -B - a \sin \theta \cos \psi + b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \end{pmatrix} \right\|}, \quad (2.47)$$

де r_{O_1}, r_{B_1} – радіус-вектори точок O_1 та B_1 у системі координат основи.

$$r_{O_1} = \frac{\begin{pmatrix} C \\ -B \\ H \end{pmatrix}}{\left\| \begin{pmatrix} C \\ -B \\ H \end{pmatrix} \right\|}. \quad (2.48)$$

Тоді жорсткість ланки:

$$K_1 = k_1 \cdot w_{O_1B_1} \cdot w_{O_1B_1}^T \quad (2.49)$$

Для ланки O_2B_2 вектор закручування такий:

$$w_{O_2B_2} = \begin{bmatrix} n_{O_2B_2} \\ r_{O_2B_2} \times n_{O_2B_2} \end{bmatrix} \quad (2.50)$$

де $n_{O_2B_2}$ – одиничний вектор, який задає напрямок ланки O_2B_2

$$n_{O_2B_2} = |r_{O_2} - r_{B_2}| = \frac{\begin{pmatrix} C \\ B \\ H \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} a \cos \theta \cos \psi - b \sin \theta + c \cos \theta \sin \psi \\ a \sin \theta \cos \psi + b \cos \theta + c \sin \theta \sin \psi \\ -a \sin \psi + c \cos \psi \end{pmatrix}}{\left\| \begin{pmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi + b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ B - a \sin \theta \cos \psi - b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \end{pmatrix} \right\|} \quad (2.51)$$

де r_{O_2}, r_{B_2} – радіус-вектори точок O_2 та B_2 у системі координат основи.

$$r_{O_2} = \frac{\begin{pmatrix} C \\ B \\ H \end{pmatrix}}{\left\| \begin{pmatrix} C \\ B \\ H \end{pmatrix} \right\|} \quad (2.52)$$

Тоді жорсткість ланки:

$$K_2 = k_2 \cdot w_{O_2B_2} \cdot w_{O_2B_2}^T \quad (2.53)$$

Для ланки A_0 вектор закручування такий:

$$w_{A_0} = \begin{bmatrix} n_{A_0} \\ r_A \times n_{A_0} \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

$$r_A = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.55)$$

Координати точки A виконавчого органу в системі координат основи визначаються радіус-вектором:

$$n_{A_0} = \frac{\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}}{\left\| \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \right\|} \quad (2.56)$$

$$K_3 = k_3 \cdot w_{A_0} \cdot w_{A_0}^T \quad (2.57)$$

Для ланки A'O вектор закручування такий:

$$w_{A'O} = \begin{bmatrix} n_{A'O} \\ r_{A'O} \times n_{A'O} \end{bmatrix} \quad (2.58)$$

$$r_{A'O} = \frac{\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ H \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ H \end{pmatrix}} \quad (2.59)$$

$$K_4 = k_4 \cdot w_{A'O} \cdot w_{A'O}^T \quad (2.60)$$

Внаслідок дії моменту жорсткість ланок A'O і A'O визначається так:

$$w_{f_1} = \begin{bmatrix} 0 \\ r_{A'O} \times n_{A'O} \end{bmatrix}, \quad K_5 = f_1 \cdot w_{f_1} \cdot w_{f_1}^T \quad (2.61)$$

$$w_{f_{1'}} = \begin{bmatrix} 0 \\ r_{A'O} \times n_{A'O} \end{bmatrix}, \quad K_6 = f_{1'} \cdot w_{f_{1'}} \cdot w_{f_{1'}}^T \quad (2.62)$$

де $f_1, f_{1'}$ - коефіцієнти крутильної жорсткості ланок.

Для ланки A'A вектор закручування такий:

$$w_{A'A} = \begin{bmatrix} 0 \\ r_{A'A} \times n_{A'A} \end{bmatrix}, \quad n_{A'A} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2.63)$$

$$r_{A'A} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \quad K_7 = f_2 \cdot w_{A'A} \cdot w_{A'A}^T \quad (2.64)$$

Загальна жорсткість механізму:

$$K = \sum_{i=1}^7 K_i.$$

$$K = k_1 \cdot w_{O1B1} \cdot w_{O1B1}^T + k_2 \cdot w_{O2B2} \cdot w_{O2B2}^T + k_3 \cdot w_{A'O} \cdot w_{A'O}^T + \\ + k_4 \cdot w_{A'O} \cdot w_{A'O}^T + f_1 \cdot w_{f_1} \cdot w_{f_1}^T + f_{1'} \cdot w_{f_{1'}} \cdot w_{f_{1'}}^T + 2 \cdot f_2 \cdot w_{A'A} \cdot w_{A'A}^T \quad (2.65)$$

3. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПРОСТОРОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ВЕРСТАТА З КОМБІНОВАНИМ МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

3.1. Визначення впливу раціонального розташування опор штанг змінної довжини

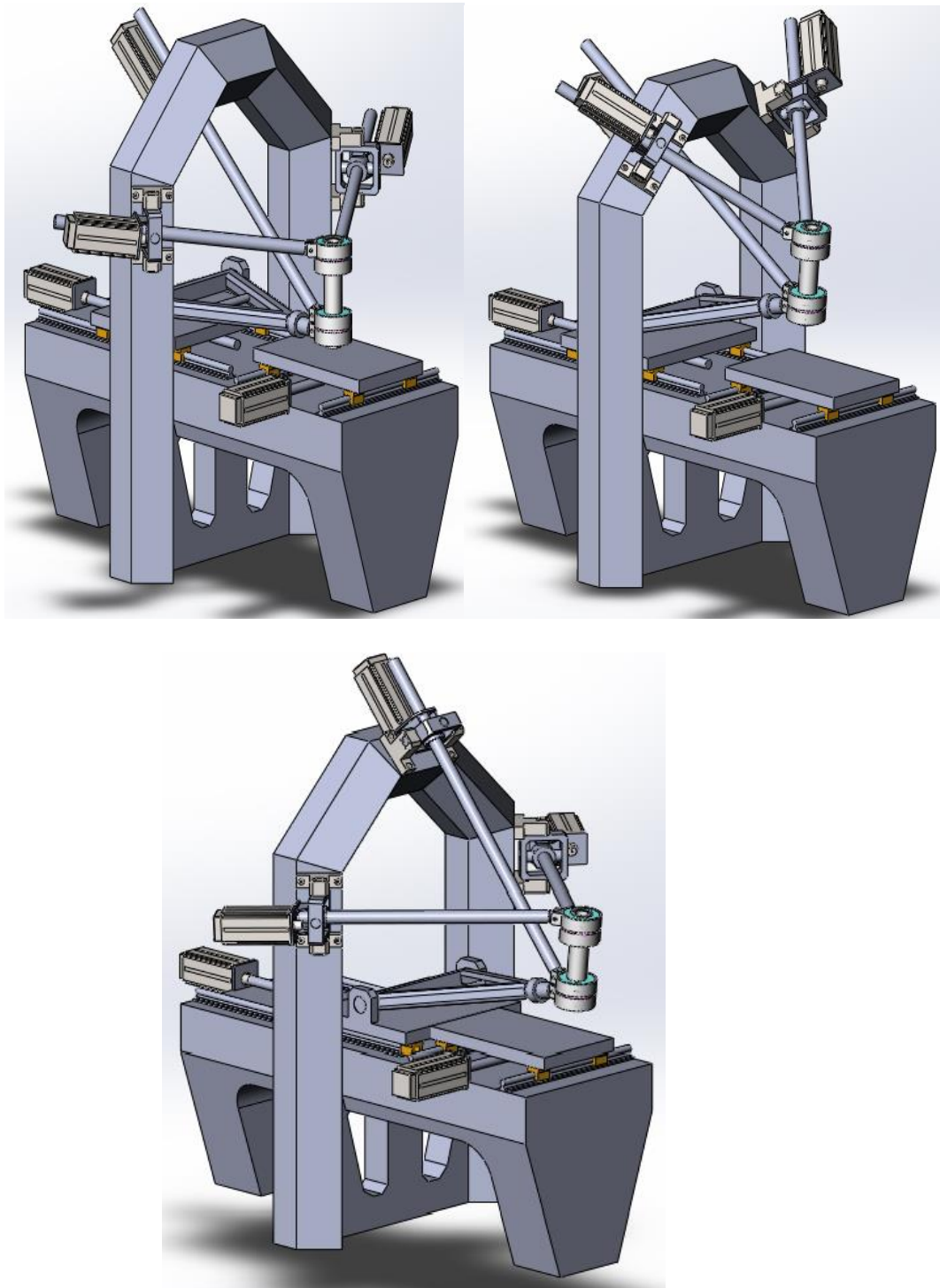


Рис. 3.1. Компоновки верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

3.2. Розрахунок коефіцієнтів крутильної жорсткості ланок

Вихідні дані: $L = 0,9$ м – довжина робочого органа, $B = 0,6$ м – ширина робочого органа, $H = 0,5$ м – висота робочого органа, $C = 0,2$ м, $a = 0,8$ м, $b = 0,05$ м, $c = 0,08$ м, $j_{\pi} = 350 \cdot 10^3$ Н/м – жорсткість підшипників.

Визначаємо коефіцієнт крутильної жорсткості ланок A_0 , A'_0 :

$$f_1 = \frac{8,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,08^3 \cdot 0,05 \cdot 0,9^2 \cdot 350 \cdot 10^3}{2 \cdot (0,9^3 \cdot 350 \cdot 10^3 + 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,08^3 \cdot 0,05)} = 1,4 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2}{\text{рад}}$$

Коефіцієнт крутильної жорсткості ланки $A'A$:

$$f_2 = \frac{8,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,08 \cdot 0,05^3 \cdot 0,9^2 \cdot 350 \cdot 10^3}{2 \cdot (0,9^3 \cdot 350 \cdot 10^3 + 8,1 \cdot 10^{10} \cdot 0,08 \cdot 0,05^3)} = 1,56 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2}{\text{рад}}.$$

Лінійна жорсткість ланок O_1B_1 , O_2B_2 :

$$k_1 = \frac{1}{7,3 + 4,5 + 5 + 1,3 + 3 + 0,028 + 2,33 + 0,16} \cdot 10^{-9} = 42,34 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2}{\text{рад}}$$

Коефіцієнт лінійної жорсткості ланок A_0 і A'_0 (рис.2.13) визначається за формулою:

$$k_2 = \frac{2 \cdot 0,08 \cdot 0,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 150 \cdot 10^6}{2 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot 0,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} + 2 \cdot 150 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot 0,05 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} + 120 \cdot 10^6 \cdot 150 \cdot 10^6} = 64,12 \cdot 10^6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}^2}{\text{рад}}.$$

3.3. Обчислення матриці жорсткості

Визначаємо вектор закручування ланок O_1B_1 , O_2B_2 , A_0 , A'_0 , $A'A$, а потім обчислюємо за вище приведеними формулами матриці жорсткості ланок і визначаємо загальну жорсткість верстата. [10]

Вектор закручування для ланки O_1B_1 :

$$w_{O_1B_1} = \begin{pmatrix} -0,663 \\ -0,663 \\ 0,4 \\ 0,586 \\ -0,764 \\ -0,237 \end{pmatrix}$$

Вектор закручування для ланки O₂B₂:

$$w_{O_2B_2} = \begin{pmatrix} -0,656 \\ 0,591 \\ 0,468 \\ -0,018 \\ -0,523 \\ 0,635 \end{pmatrix}$$

Вектор закручування для ланки A0:

$$w_{A0} = \begin{pmatrix} 0,995 \\ 0,078 \\ 0,067 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Вектор закручування для ланки A'0:

$$w_{A'0} = \begin{pmatrix} 0,995 \\ 0,078 \\ 0,067 \\ -0,078 \\ 0,995 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Вектор крутильної жорсткості ланки A0:

$$wf_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0,995 \\ 0,078 \\ 0,067 \end{pmatrix}$$

Вектор крутильної жорсткості ланки A'0:

$$wf_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0,995 \\ 0,078 \\ 0,067 \end{pmatrix}$$

Вектор крутильної жорсткості ланки A'A:

$$w_{A'A} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Матриця жорсткості ланки O₁B₁:

$$K_1 = \begin{pmatrix} 18,625 & 17,766 & -11,228 & -2,662 & 14,336 & 18,268 \\ 17,766 & 16,947 & -10,71 & -2,54 & 13,675 & 17,426 \\ -11,228 & -10,71 & 6,768 & 1,605 & -8,642 & -11,012 \\ -2,662 & -2,54 & 1,605 & 0,381 & -2,049 & -2,611 \\ 14,336 & 13,675 & -8,642 & -2,049 & 11,035 & 14,061 \\ 18,268 & 17,426 & -11,012 & -2,611 & 14,061 & 17,918 \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

Матриця жорсткості ланки O₂B₂:

$$K_2 = \begin{pmatrix} 18,242 & -16,434 & -13,02 & 0,503 & 14,543 & -17,653 \\ -16,434 & 14,805 & 11,729 & -0,453 & -13,102 & 15,903 \\ -13,02 & 9,292 & 9,292 & -0,359 & -10,38 & 12,599 \\ 0,503 & -0,359 & -0,359 & 0,014 & 0,401 & -0,486 \\ 14,543 & -13,102 & -10,38 & 0,401 & 11,594 & -14,073 \\ -17,653 & 15,903 & 12,599 & -0,489 & -14,073 & 17,083 \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

Матриця жорсткості ланки A0:

$$K_3 = \begin{pmatrix} 63,447 & 4,961 & 4,252 & 0 & 0 & 0 \\ 4,961 & 0,388 & 0,332 & 0 & 0 & 0 \\ 4,252 & 0,332 & 0,285 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

Матриця жорсткості ланки A'0:

$$K_4 = \begin{pmatrix} 63,447 & 4,961 & 4,252 & -4,961 & 63,447 & 0 \\ 4,961 & 0,388 & 0,332 & -0,388 & 4,961 & 0 \\ 4,252 & 0,332 & 0,285 & -0,332 & 4,252 & 0 \\ -4,961 & -0,388 & -0,332 & 0,388 & -4,961 & 0 \\ 63,447 & 4,961 & 4,252 & -4,961 & 63,447 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

Матриця жорсткості ланки A0:

$$K_5 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1,385 & 0,108 & 0,093 \\ 0 & 0 & 0 & 0,108 & 8,469 & 7,259 \cdot 10^{-3} \\ 0 & 0 & 0 & 0,093 & 7,259 \cdot 10^{-3} & 6,222 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

Матриця жорсткості ланки A'0

$$K_6 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1,4 & 1,393 & 0,109 & 0,093 \\ 0 & 0 & 1,393 & 1,385 & 0,108 & 0,093 \\ 0 & 0 & 0,109 & 0,108 & 8,469 \cdot 10^{-3} & 7,259 \cdot 10^{-3} \\ 0 & 0 & 0,093 & 0,093 & 7,259 \cdot 10^{-3} & 6,222 \cdot 10^{-3} \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

Матриця жорсткості ланки A'A:

$$K_7 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3,12 & 3,104 & 0,243 & 0,208 \\ 0 & 0 & 3,104 & 3,087 & 0,241 & 0,207 \\ 0 & 0 & 0,204 & 0,241 & 0,019 & 0,016 \\ 0 & 0 & 0,208 & 0,207 & 0,016 & 0,014 \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

Отже, загальна матриця жорсткості механізму з паралельною кінематикою типу «біпод» має такий вигляд:

$$K = \begin{pmatrix} 163,762 & 11,254 & -15,743 & -7,121 & 92,326 & 0,615 \\ 11,254 & 32,528 & 1,684 & -3,38 & 5,534 & 33,329 \\ -15,743 & 1,684 & 21,15 & 5,41 & -14,418 & 1,888 \\ -7,121 & -3,38 & 5,41 & 6,64 & -6,151 & -2,705 \\ 92,326 & 5,534 & -14,418 & -6,151 & 86,112 & 0,019 \\ 0,615 & 33,329 & 1,888 & -2,705 & 0,019 & 35,027 \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

3.4. Аналіз жорсткості у робочому просторі верстата

Для оцінки жорсткості верстата проведено розрахунок матриць жорсткості і побудовано графіки за допомогою пакету Mathcad. На першому графіку представлено жорсткість верстата внаслідок дії лінійних і обертальних переміщень робочого органу (рис. 3.2).

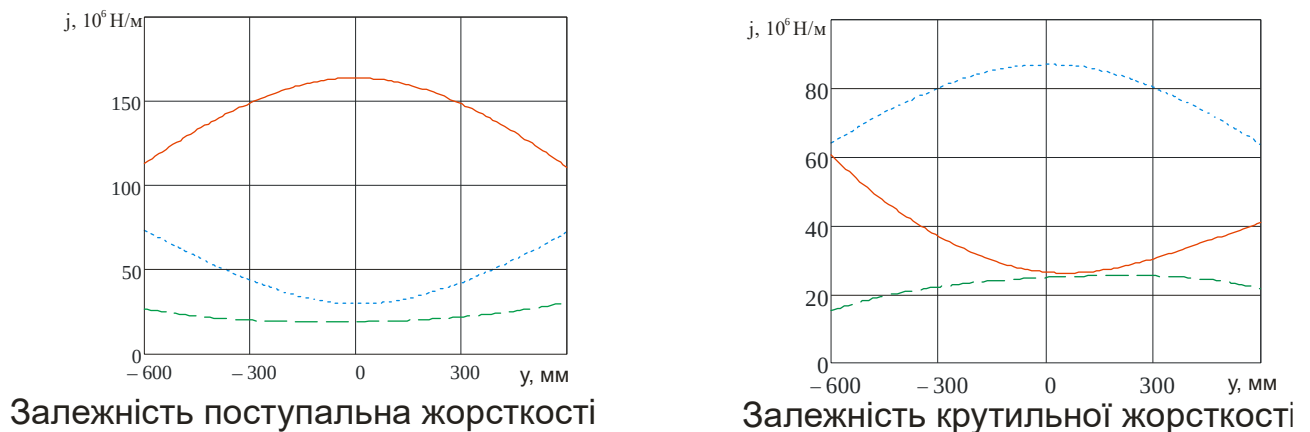


Рис.3.2. Залежність жорсткості від координат робочого органа

Жорсткість по осі x – найбільша, по осям y і z – менша в 2-3 рази. Жорсткість по осі X максимальна в центральному положенні робочого органа і зменшується з наближенням до границь робочого простору, а жорсткість по осям y та z мінімальна в центральному положенні і зростає з наближенням до границь робочого простору.

В наступних графіках (рис. 3.3) показані значення жорсткості в робочому просторі по кожній осі координат окремо.

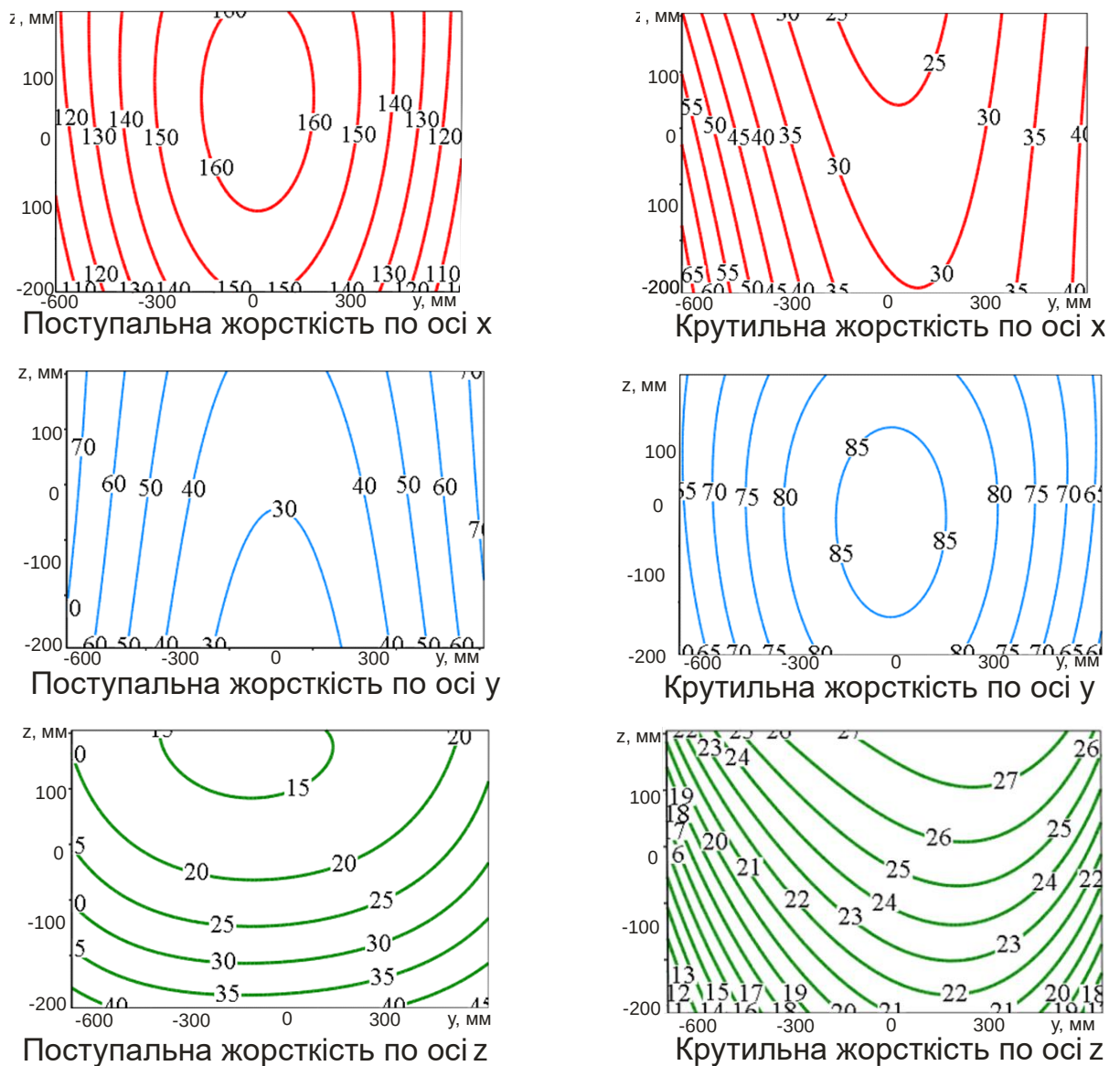


Рис.3.3. Розподіл жорсткості в робочому просторі:

3.5. Шляхи підвищення жорсткості

Проаналізувавши вплив жорсткості конструктивних елементів на координатну жорсткість верстата в робочому просторі, розрахувавши матрицю просторової жорсткості, можна сказати, що одним із методів підвищення жорсткості є збільшення діаметра гвинта у телескопічній штанзі змінної довжини. На рис.3.4 приведена порівняльна характеристика просторової матриці жорсткості верстата в робочому просторі по трьом осям координат при різному діаметрі гвинта штанги змінної довжини. [11]

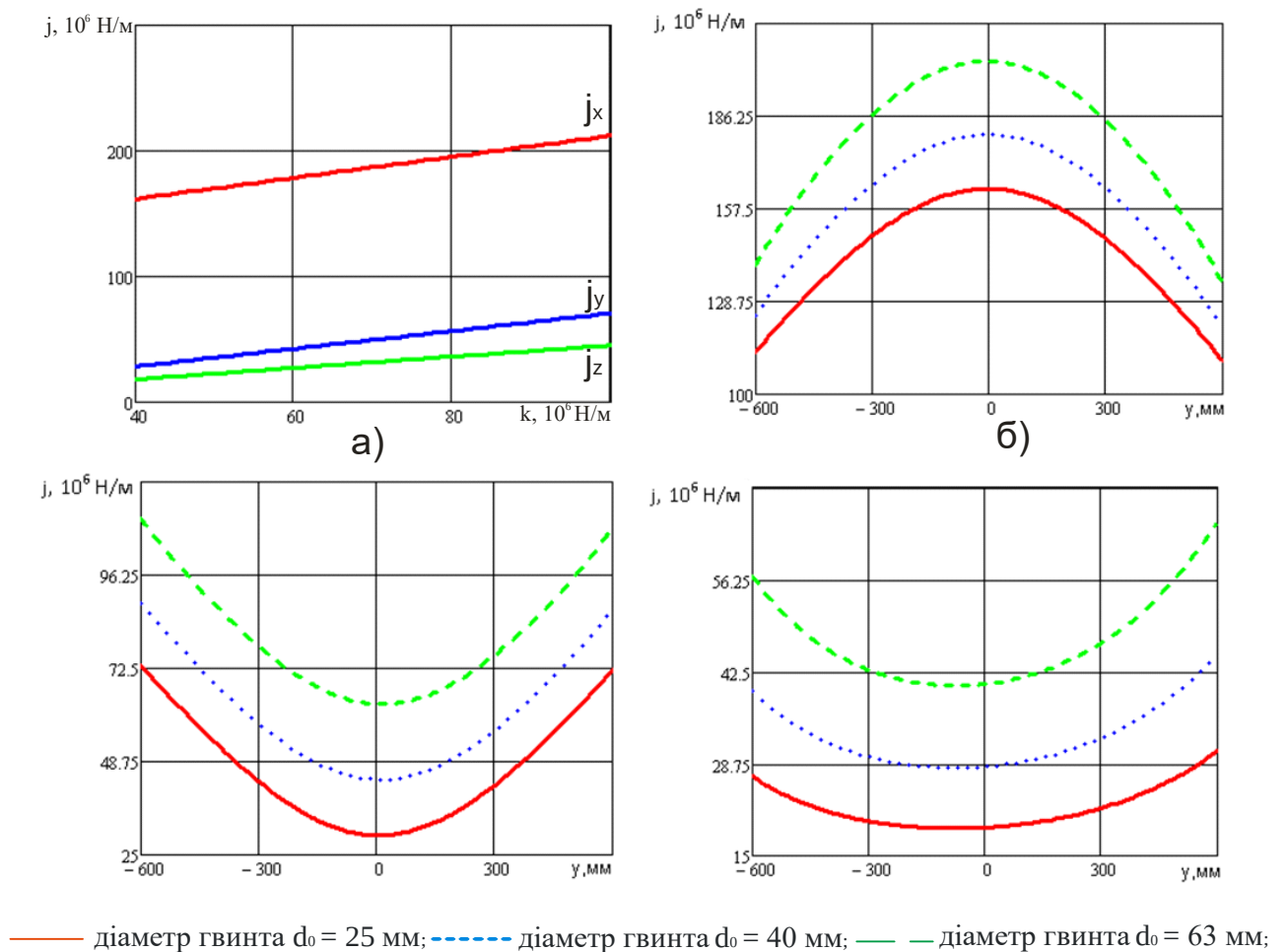


Рис.3.4. Залежність жорсткості від координат робочого органа: а) залежність координатної жорсткості від жорсткості штанги змінної довжини; б) залежність жорсткості від діаметра гвинта штанги

Отже, чим більший діаметр гвинта, тим більша жорсткість штанги змінної довжини, а відповідно і більша просторова жорсткість верстата в робочому просторі. Збільшення діаметру кулькогвинтової передачі з 25 мм до 63 мм дозволяє підвищити жорсткість по осі X в 1,3 рази, по осі Y – в 2 рази, по осі Z – в 2,5 рази.

4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ ВЕРСТАТА

4.1. Загальні вихідні дані

Для вирішення питання про економічну ефективність нової конструкції необхідно обрати базу, яку приймають за основу для виявлення техніко-економічних переваг нового конструкторського рішення і визначення економічного ефекту впровадження спроектованої конструкції у виробництво.

В якості бази для порівняння приймаємо зарубіжний аналог проєктованого верстата, також призначений для фрезерування металовиробів. Але, на відміну від базового, новий верстат вітчизняного виробництва, при тих же масо-габаритних розмірах, є значно дешевшим та більш продуктивнішим.

Застосування у верстаті, розробленому в даному дипломному проєкті, підвищеної швидкості переміщень і подачі дозволить збільшити продуктивність обробки, знизити експлуатаційні витрати на виготовлення продукції та зекономити чисельність операторів.

Техніко-економічні показники базового та проєктного варіантів зведено до табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та проєктного верстатів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1.	Програма випуску деталей	шт./рік	10000	10000
2.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	—	5
2.	Штучний час обробки	хв.	2,8	1,45
3.	Площа, яку займає верстат	м ²	6,5	6,7
4.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	13,5	12,0
6.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	25/18	21/13
7.	Розряд роботи:			
	а) верстатника	розряд	4	4
	б) наладчика	розряд	5	5
8.	Оптова ціна верстата	грн.	3720000	-

4.2. Конструкторська підготовка виробництва

Конструкторська підготовка виробництва складається з етапів проектування верстату з послідовним розвитком та уточненням окремих розрахунків та конструкторських рішень. Роботи виконуємо в такій послідовності.

1) Встановлюємо етапи конструкторської підготовки виробництва: технічне завдання; технічна позиція; ескізний, технічний, та робочий проекти.

2) Визначаємо кількість деталей, які підлягають розробці, диференціюючи їх за видами. За допомогою коефіцієнтів переводу [1] деталі різних видів переводимо в "умовні деталі".

3) Трудомісткість технічного і робочого проектів визначаємо як добуток відповідної загальної кількості "умовних деталей" на трудомісткість однієї умовної деталі [1] в залежності від групи новизни та складності верстату, який конструюється.

4) Трудомісткість технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту визначаємо відповідно групі новизни та складності верстата [1].

5) Трудомісткість проектування електричних принципової та монтажної схем, які входять до складу робочого проекту верстата, визначаємо в залежності від їхньої новизни та складності [1].

6) Використовуючи дані трудомісткості етапів робіт конструкторської підготовки виробництва, розроблюємо сітьовий графік, який дозволяє організувати процес проектування так, щоб виконати його в найкоротший термін. Оскільки розрахунки сітьового графіка відносяться до організаційно-планових, доцільно винести їх в окремий розділ, після закінчення економічного обґрунтування.

7) Після визначення трудомісткості робіт розраховуємо витрати на конструкторську підготовку виробництва.

8) Всі отримані результати зводимо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Результати розрахунку трудомісткості та витрат конструкторської підготовки виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проект	Технічний проект	Робочий проект	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Група новизни	гр.	III					
2.	Група складності	гр.	III					
3.	Клас точності	кл.	II					
4.	Кількість деталей × коефіцієнт переводу в "умовні деталі": а) корпусних масою більш ніж 100 кг б) литі і зварні в) оригінальних, які не є литими та корпусними г) застосовані з іншого виробу д) уніфікованих у вузли е) стандартних нормалізованих ж) покупних	шт.				1×5 4×2 145×1 9×0,5 4×7 258×0,15 10×0,5	1×10 4×4 145×1 9×0,2 4×3,5 258×0,15 10×0,15	
5.	Кількість умовних деталей	шт.				234,2	227,0	

Продовження табл. 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6.	Норма на умовну деталь	нормо-год				3,4	4,3	
7.	Трудомісткість виконання етапу робіт	нормо-год	40	370	405	796,28	976,1	
8.	Проектування електросхем: а) принципової б) монтажною	нормо-год					38 32	
10.	Загальна трудомісткість	нормо-год	40	370	405	796,28	1046,1	2657,38
11.	Середньогодинна заробітна плата конструктора	грн./год.	102,95	93,33	88,67	89,81	82,6	
12.	Зарплата основна (Z_o)	грн.	4118,00	34532,1	35911,4	71513,91	86407,86	37221,44
13.	Зарплата додаткова (Z_d): 10% від Z_o	грн.	411,80	3453,21	3591,14	7151,39	8640,79	3722,144
14.	Відрахування у соціальні фонди: 22,0% від ($Z_o + Z_d$)	грн.	996,56	8356,77	8690,55	17306,37	20910,70	15722,33
15.	Накладні витрати: 45% від Z_o	грн.	1853,10	15539,5	16160,1	32181,26	38883,54	104617,45
16.	Всього вартість проекту $B_{пк}$	грн.	7379,46	61881,5	64353,1	128152,9	154842,89	416610,0

4.3. Технологічна підготовка виробництва

Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог "Єдиної системи технологічної підготовки виробництва", яка встановлює такі етапи:

- технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження;
- розробка технологічних процесів:
 - а) виготовлення деталей;
 - б) складання окремих вузлів;
- конструювання оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації;
- виготовлення оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації.

Визначаємо трудомісткість технологічної підготовки виробництва в такій послідовності:

1) В залежності від кількості деталей та вузлів різної технологічної складності, враховуючи диференційні норми часу, визначаємо трудомісткість проектування технологічних процесів виготовлення деталей та складання вузлів [1].

2) Трудомісткість останніх етапів робіт технологічної підготовки виробництва визначаємо в процентах від трудомісткості проектування технологічних процесів обробки деталей та складання вузлів [3].

Після визначення трудомісткості виконання етапів робіт з технологічної підготовки виробництва визначаємо вартість проекту – B_t .

Всі виконання розрахунки зводимо до табл. 4.3.

Таблиця 3

Витрати на технологічну підготовку виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Кількість	Кількість нормо-годин на одиницю	Загальна кількість нормо-годин	Середньогодинна зарплата, грн/год	Заробітна плата основна Z_o , грн	Заробітна плата основна Z_d , грн, 10% від Z_o	Відрахування на соціальні потреби, грн 22% від $(Z_o + Z_d)$	Накладні витрати, грн, 55% від Z_o	Сумарні витрати, грн
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	Технологічний контроль креслень, їх відладка, розмноження, нормо-годин			44,7	96,04	4292,99	429,30	1038,90	2361,14	8122,33
2.	Розробка техпроцесів виготовлення деталей:									
	а) загальна кількість деталей, шт	150		1557,5		138711,1	13871,1	33568,08	76291,08	262441,33
	б) в т.ч по групах технологічної складності:									
	I	45	4,5	202,5	76,36	15462,90				
	II	70	9	630	76,36	48106,80				
	III	22	17	374	96,57	36117,18				
	IV	13	27	351	111,2	39024,18				

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3.	Розробка техпроцесів складання вузлів:									
	а) загальна кількість вузлів, шт.	6		88,2		8487,01	848,70	2053,86	4667,85	16057,42
	б) в т.ч. по групах технологічної складності:									
	II	2	5,6	11,2	76,36	855,23				
	III	1	12,5	12,5	76,36	954,50				
	IV	1	14,9	14,9	92,42	1377,06				
	V	1	17,8	17,8	99,14	1764,69				
	VII	1	31,8	31,8	111,2	3535,52				
4.	Проектування спеціального оснащення та нестандартні засобів механізації та автоматизації, нормо-год			85,4	111,2	9494,77	949,48	2297,73	6171,60	18913,59
5.	Виготовлення спеціального оснащення та нестандартні засобів механізації та автоматизації, нормо-год			34,1	76,36	2603,88	260,39	630,14	3254,85	6749,25
6.	Інші витрати, нормо-год			44,2	76,36	3375,11	337,51	816,78	1856,31	6385,71
7.	Всього вартість проекту $B_{\text{пр}}$			1854,1		166964,81	16696,5	40405,48	94602,84	318670,0

4.4. Визначення повної собівартості та оптової ціни верстата

Після визначення трудомісткості виготовлення проектного верстату розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$З_{\text{оп}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{т}} \cdot T_i, \quad (4.1)$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

$C_{\text{т}}$ – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -й вид робіт з урахуванням умов праці, грн.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на ливарних роботах:

$$З_{\text{оп}}^{\text{л}} = 75 \cdot 92,191 = 6914,33 \text{ грн}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_{\text{о}} = \sum_{i=1}^n З_{\text{оп}i} \cdot \frac{П_{\text{пп}i}}{100}, \quad (4.2)$$

де $П_{\text{пп}i}$ – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, витрати на утримання та експлуатацію обладнання на ливарних роботах:

$$B_{\text{о}}^{\text{л}} = 6914,33 \cdot \frac{277}{100} = 19152,68 \text{ грн}$$

в) цехові витрати:

$$K_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n З_{\text{оп}i} \cdot \frac{П_{\text{цп}i}}{100}, \quad (4.3)$$

де $П_{\text{цп}}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Для ливарних робіт:

$$K_{\text{цех}}^{\text{л}} = 6914,33 \cdot \frac{142}{100} = 9818,34 \text{ грн}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Трудовітність виготовлення та окремі види витрат, які включені до собівартості виготовлення верстата

Види робіт	Трудовітність робіт н-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн/год	Основна заробітна плата робітників $Z_{ор}$, грн	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, B_o , грн		Загальноцехові витрати $K_{цех}$, грн	
					%	грн.	%	грн.
Ливарні	75,0	3	92,191	6914,33	277	19152,68	142	9818,34
Ковальсько-штампувальні	76,1	3	83,249	6335,25	245	15521,36	123	7792,36
Зварювально-заготівельні	64,0	3	95,829	6133,06	285	17479,21	132	8095,63
Механічні	585,6	4	82,586	48362,36	285	137832,7	132	63838,32
Термічні	128,7	3	92,191	11864,98	310	36781,44	182	21594,27
Гальванічні	26,8	3	83,249	2231,07	310	6916,33	182	4060,55
Слюсарсько-складальні	890,0	4	82,586	73501,54	210	154353,2	142	104372,2
Електромонтажні роботи	88,0	4	82,586	7267,57	215	15625,27	132	9593,19
Фарбувальні	5,0	2	65,450	327,25	110	359,98	120	392,70
Пакувальні	12,8	2	60,571	775,31	110	852,84	120	930,37
Інші	58,0	3	74,324	4310,79	220	9483,74	140	6035,11
Всього	2010,0		-	168023,51	-	414358,81	-	236523,02

Повну собівартість верстата розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{вир}} = M_o + M_d + \Pi_n + B_n + T_b - B_{3b} + E_{\text{тех}} + \Pi_{\text{тех}} + \\ + 3_{\text{ор}} + 3_{\text{др}} + B_{\text{сс}} + 3_{\text{цп}} + K_{\text{цех}} + K_{\text{зав}} + B_{\text{ін}}, \quad (4.4)$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

Π_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств, грн.;

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні напівфабрикати зведено до табл. 6.5.

Таблиця 4.5

Склад матеріальних витрат на верстат

№ п/п	Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт, кг)	Ціна, грн	Витрати на виріб, грн
Основні матеріали					
1	Сталь 45	кг	1015	42,18	42812,70
2	Чавун СЧ20	кг	680	64,05	43554,00
3	Сталь 3	кг	346	38,5	13321,00
4	Алюміній	кг	28	318,5	8918,00
5	Сталь легована	кг	496,2	47,25	23445,45
6	Інші основні матеріали	—	—	1281	1281,00
	Всього	—	—		133332,76
Покупні напівфабрикати					
1	Кульково-гвинтова передача	шт.	6	64560,0	96840,0
2	Електродвигун 10 кВт	шт.	1	23520,0	5880,0
3	Електродвигун 1 кВт	шт.	6	7880,0	11820,0
5	Шарнір	шт.	12	2480,0	7440,0
6	Система ЧПК	шт.	1	73600,0	18400,0
7	Підшипники				508,0
8	Інші покупні	—	—		7280,00
	Всього	—	—		165503,76

$T_{\text{в}}$ – транспортно-заготівельні витрати, грн;
 $B_{\text{н}}$ – напівфабрикати власного виробництва, грн;
 $B_{\text{зв}}$ – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн;
 $E_{\text{тех}}, P_{\text{тех}}$ – енергія та паливо на технологічні цілі, грн;
 $Z_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн;
 $B_{\text{с}}$ – відрахування у соціальні фонди (єдиний соціальний внесок),
 грн;

$Z_{\text{цп}}$ – відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн;

$K_{\text{зав}}$ – загальнозаводські витрати, грн;

$B_{\text{ін}}$ – інші виробничі витрати, грн;

$K_{\text{пв}}$ – позавиробничі витрати, грн.

Оптову ціну верстата розраховуємо за формулою:

$$C_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + P_{\text{н}}, \quad (4.5)$$

де $P_{\text{н}}$ – нормативний прибуток, грн.

$$P_{\text{н}} = \frac{P_{\text{с}} \cdot C_{\text{пов}}}{100}, \quad (4.6)$$

де $P_{\text{с}}$ – встановлений рівень рентабельності виробу, %.

$$P_{\text{н}} = \frac{20 \cdot 2125000}{100} = 425000 \text{ грн}$$

$$C_{\text{опт}} = 2125000 + 425000 = 2550000 \text{ грн}$$

Розрахунок собівартості зводимо до табл. 4.6.

Повна собівартість виготовлення верстату та його оптова ціна

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн
1.	Матеріали основні	M_o	табл. 4.5	133332,15
2.	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	5333,29
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	P_n	табл. 4.5	569308,00
4.	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	6% від M_o	7999,93
5.	Транспортно-заготівельні витрати	T_v	5% від $(M_o + M_d + P_n)$	28318,94
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$P_{тех}, E_{тех}$	59,8% від $З_{ор}$	100478,06
7.	Всього матеріальні витрати			828770,50
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{ор}$	табл. 4.4	168023,51
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{др}$	10% від $З_{ор}$	16802,35
10.	Єдиний соціальний внесок	B_c	22,0% від $(З_{ор} + З_{др})$	40661,69
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$З_{уп}$	12,2% від $З_{ор}$	20498,87
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	табл. 4.4	414358,81
13.	Цехові витрати	$K_{цех}$	табл. 4.4	236523,02
14.	Загальнозаводські витрати	$K_{зав}$	221% від $З_{ор}$	371331,95
15.	Інші виробничі витрати	$B_{ін}$	3,4% від $З_{ор}$	5712,80
16.	Виробнича собівартість	$C_{вир}$	$\Sigma(7 \div 15)$	2102683,50
17.	Позавиробничі витрати	$K_{пв}$	1% від $C_{вир}$	21026,83
18.	Повна собівартість	$C_{пов}$	$C_{вир} + K_{пв}$	2125000,0
19.	Прибуток	P_n	20% від $C_{пов}$	425000,00
20.	Оптова ціна	$C_{опт}$	$C_{пов} + P_n$	2550000,0

4.5. Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^m B_i, \quad (4.8)$$

де B_3 – витрати на заробітну плату основну, додаткову та та єдиний соціальний внесок із заробітної плати основних робітників, грн;

B_e – витрати на силову електроенергію, грн;

$B_{мд}$ – витрати на допоміжні матеріали, грн;

B_p – витрати на ремонт обладнання, грн;

$B_{п}$ – витрати на утримання приміщення, грн;

B_n – витрати на наладку, грн;

B_a – витрати на амортизацію обладнання, грн,

$B_{ін}$ – витрати універсального ріжучого інструменту, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування:

$$B_3 = C_r \cdot \frac{T_{нор}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c), \quad (4.9)$$

де $T_{нор}$ – час обробки деталі, хв;

K_d, K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

В базовому варіанті:

$$B_3^6 = 82,586 \cdot \frac{2,8}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 5,1722 \text{ грн}$$

В проектному варіанті:

$$B_3^{np} = 82,586 \cdot \frac{1,45}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 2,6785 \text{ грн}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_e = \frac{N_b \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{шт}}{60} \cdot I_{ел}, \quad (4.10)$$

де N_b – встановлена потужність електродвигунів верстата, кВт;

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

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

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

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

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства – 0,92;

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

$$B_{\text{ел}}^{\text{б}} = \frac{13,5 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{2,8}{60} \cdot 8,235 = 0,9455 \text{ грн}$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{12 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{1,45}{60} \cdot 8,235 = 0,5795 \text{ грн}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{шт}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{п}}, \quad (4.11)$$

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

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

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

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{75,5 \cdot 25 \cdot 2,8}{60 \cdot 100} \cdot 1 = 0,8792 \text{ грн}$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{75,5 \cdot 21 \cdot 1,45}{60 \cdot 100} \cdot 1 = 0,3826 \text{ грн}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{вс}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.12)$$

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.).

$$B_p^{\text{баз}} = \frac{25 \cdot 980 + 18 \cdot 710}{3950} \cdot \frac{2,8}{60} = 0,4405 \text{ грн.}$$

$$B_p^{\text{нр}} = \frac{21 \cdot 980 + 13 \cdot 710}{3950} \cdot \frac{1,45}{60} = 0,1824 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_o \cdot K_d \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.13)$$

де F_o – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м²;

K_d – коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення) [1]:

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м² виробничого приміщення, грн/м².

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{6,5 \cdot 2,5 \cdot 788}{3950} \cdot \frac{2,8}{60} = 0,1512 \text{ грн,}$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{6,5 \cdot 2,5 \cdot 788}{3950} \cdot \frac{1,45}{60} = 0,0808 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.14)$$

де H_a – норма амортизації, %;

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

Балансову вартість верстатів знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = C_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}), \quad (4.15)$$

де $C_{\text{опт}}$ – оптова ціна верстата, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та влаштування фундаменту (0,02...0,08).

Таким чином, балансова вартість:

– базового верстата:

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{б}} = 3720000 \cdot (1 + 0,06 + 0,05 + 0,05) = 4315200 \text{ грн}$$

– проектного верстата

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 2550000 \cdot (1 + 0,06 + 0,05 + 0,05) = 2958000 \text{ грн}$$

$$B_{\text{а}}^{\text{б}} = \frac{4315200 \cdot 20}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{2,8}{60} = 10,1963 \text{ грн}$$

$$B_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{2958000 \cdot 20}{3950 \cdot 100} \cdot \frac{1,45}{60} = 3,6195 \text{ грн}$$

Витрати на експлуатацію універсального різучого інструменту:

$$B_{\text{ip}} = \frac{(S_u + p \cdot S_{\text{пер}}) \cdot \gamma \cdot T_{\text{нор}}}{t_e (p + 1)} K_{\text{вт}}, \quad (4.16)$$

де S_u – первісна вартість універсального різучого інструменту, грн.;

p – кількість переточувань різучого інструменту до повного зносу по лімітуючому розміру різучої грані;

$S_{\text{пер}}$ – вартість однієї переточувань, грн.;

γ – питоме значення машинного часу роботи обладнання в загальному варіанті його роботи;

t_e – економічна стійкість інструменту, хв.;

$K_{\text{вт}}$ – коефіцієнт обліку втрат інструменту.

$$B_{\text{ip}} = \frac{(990 + 20 \cdot 70,2) \cdot 0,6 \cdot 2,8}{480(20 + 1)} \cdot 1,01 = 0,4005 \text{ грн},$$

$$B_{\text{ip}} = \frac{(990 + 20 \cdot 70,2) \cdot 0,6 \cdot 1,45}{480(20 + 1)} \cdot 1,01 = 0,2025 \text{ грн}.$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 4.7.

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Заробітна плата основна, додаткова та єдиний соціальний внесок	B_z	5,1722	2,6785
2.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	0,9455	0,5795
3.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	0,8792	0,3826
4.	Ремонт обладнання	B_p	0,4405	0,1824
5.	Утримання приміщення	$B_{уп}$	0,1512	0,0808
6.	Універсальний інструмент	B_{ip}	0,4005	0,2025
7.	Амортизація обладнання	B_a	10,1963	3,6195
Загальна сума		B_e	18,1854	7,7258

4.6. Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує виробник верстата, розраховуємо за формулою:

$$E_{рв} = (C_{опт}^{пр} - C_{пов}^{пр}) \cdot П_v - E_n \cdot K_v, \quad (4.17)$$

де $C_{опт}^{пр}$ – вартість оптова проектного верстата, грн.;

$C_{пов}^{пр}$ – повна собівартість проектного верстата, грн.;

$П_v$ – програма виробництва верстатів, шт./рік;

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_n = 0,16$);

K_v – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_v = B_{пк} + B_t, \quad (4.18)$$

де $B_{пк}$, B_t – відповідно вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва, грн.

$$K_v = 416610 + 318670 = 735280 \text{ грн.}$$

Економічний ефект:

- від виробництва одного верстата:

$$E_{pv} = (2550000 - 2125000) \cdot 1 - 0,16 \cdot 735280 = 307400 \text{ грн};$$

- від виробництва п'яти верстатів:

$$E_{pv} = (2550000 - 2125000) \cdot 5 - 0,16 \cdot 735280 = 2007400 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача розрахуємо за формулою:

$$E_{pcn} = (B_e^{баз} - B_e^{пр}) \cdot N_d - E_n \cdot K_{cn}, \quad (4.19)$$

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

N_d – річна програма обробки деталі на верстаті;

K_{cn} – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.

$$K_{cn} = \Phi_{бал}^{пр} \cdot Q_{пр} - \Phi_{бал}^{баз} \cdot Q_{баз}, \quad (4.20)$$

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

$$K_{cn} = 2980000 \cdot 1 - 4315200 \cdot 1 = -1335200 \text{ грн.}$$

$$E_c = (18,1854 - 7,7258) \cdot 10000 - 0,16 \cdot (-1335200) = 318300 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника

$$T_{окв} = \frac{K_{\theta}}{(C_{опт}^{пр} - C_{пов}^{пр}) \cdot P_v}, \quad (4.21)$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень:

- від виробництва одного верстата:

$$T_{ок.в} = \frac{735280}{(2550000 - 2125000) \cdot 1} = 1,7 \text{ років};$$

- від виробництва п'яти верстатів:

$$T_{ок.в} = \frac{735280}{(2550000 - 2125000) \cdot 5} = 0,35 \text{ року} = 4,2 \text{ міс.}$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 4.8).

Таблиця 4.8

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного верстатів

№ п/п	Показники	Одиниця	Базовий варіант	Проектний варіант	Зміна, % (+, -)
1	2	3	4	5	6
1.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	—	5	—
2.	Річний випуск виробів	шт./рік	10000	10000	—
3.	Штучний час обробки виробу	хв.	2,8	1,45	-51,8
4.	Повна собівартість виготовлення верстату	грн	—	2125000	—
5.	Оптова ціна верстату	грн	3720000	2550000	-31,5
6.	Собівартість одиниці обробки із застосуванням об'єкта	грн	18,185	7,726	-57,5
7.	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн	—	735280	—
8.	Строк окупності додаткових капітальних витрат від виробництва: - одного верстата - п'яти верстатів	років міс.	— —	1,7 4,2	— —
9.	Річний економічний ефект: а) у виробника (один верстат) б) у виробника (п'ять верстатів) б) у споживача	грн грн грн	— — —	307400 2007400 318300	— — —

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Розроблено модель жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури, яка передбачає представлення конструктивних елементів верстата у вигляді простих елементів.

2. Теоретично визначено матрицю жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури шляхом поєднання матриць жорсткості його конструктивних елементів

3. Визначено вплив розташування опор штанг змінної довжини на координатну жорсткість в робочому просторі та запропоновано шляхи підвищення просторової жорсткості верстата з комбінованим механізмом паралельної структури

4. Проведені техніко-економічні розрахунки ефективності розробки та застосування верстата з комбінованим механізмом паралельної структури. Економічний ефект складає 307400 грн. у виробника і 318300 грн. у споживача, що досягається за рахунок зниження вартості та підвищення продуктивності обробки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. 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.

2. Валявський І.А. Дослідження впливу конструктивних параметрів верстатів-гексаподів на їх просторові рухові характеристики. // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК». Вінниця, 2015. №1 (91). С.98-102

3. Кириченко А. М. Кінематика п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою / А. М. Кириченко, О. В. Шелепко, С. П. Сапон // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки». – Чернігів : ЧДТУ, 2013. – № 3 (67). – С.100-104.

4. Струтинський В. Б. Експериментальне визначення матриці жорсткості моделі гексапода / В. Б. Струтинський, А. М. Кириченко // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград : КНТУ, 2011. – Вип. 40, ч. І. – С. 133-141.

5. Струтинський В. Б. Ідентифікація геометричних параметрів механізмів паралельної структури з ланками змінної довжини / В. Б. Струтинський, А. М. Кириченко // Технологічні комплекси. – Луцьк : Вид-во ЛНТУ, 2011. – № 2(4). – С. 62-67.

6. Кириченко А. М. Матриця жорсткості просторових механізмів паралельної структури з пружними ланками / А. М. Кириченко // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград : КНТУ, 2010. – Вип. 40, ч. І. – С. 256-262.

7. Кириченко А. М. Приведення до зони обробки жорсткості та податливості обладнання з механізмами паралельної структури / А.М.

Кириченко // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування». – К. : НТУУ «КПІ», 2010. – № 59. – С. 205-210.

8. Струтинський В. Б. Інваріанти просторової жорсткості обладнання з паралельною кінематикою / В. Б. Струтинський, А. М. Кириченко // Всеукраїнський н.-т. журнал «Вібрації в техніці та технологіях». – Вінниця : ВНАУ, 2010. – № 1(57). – С. 63-67.

9. Кириченко А. М. Просторова жорсткість обладнання з паралельною кінематикою / А. М. Кириченко, В. Б. Струтинський // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – № 8. – С. 88-97.

10. Кириченко А. М. Показники жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою / А. М. Кириченко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград : КНТУ, 2009. – Вип. 22. – С. 272-282.

11. Струтинський В. Б. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури / А. М. Кириченко, В. Б. Струтинський // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування». – К. : НТУУ «КПІ», 2009. – № 57. – С. 198-207.

12. Потапов В.А. Станки с параллельной кинематикой на выставке ЕМО-2001: концепции, реальность и перспективы // Приводная техника. – 2002. – № 2. – С. 50-57.

13. Расчеты экономической эффективности новой техники. Справочник (2-е издание - дополненное и переработанное. Под ред. К.М. Великанова) – Л., Машиностроение, 1990.

14. Сітьові методи в плануванні та організації виробництва. Укл.: В.М. Глух, І.В. Склярєнко, Л.М. Романюк, - Кіровоград, КІСМ, 1998.