

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до випускної роботи
для освітнього ступеня «МАГІСТР»
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
на тему:

**Проект обладнання для 3Д-друку на основі механізму
паралельної структури типу «поворотна дельта»**

**Design of equipment for 3D printing based on the
mechanism of parallel structure of the "rotary delta" type**

Виконавець: ст. гр. МВ-20М1,9

_____ Олексій ПОЛІЩУК

Керівник: к.т.н., доцент

_____ Віталій МАЖАРА

Рецензент:

_____ Завідувач кафедри ММР

_____ Андрій ГРЕЧКА

ПОЛІЩУК Олексій. Проект обладнання для 3Д-друку на основі механізму паралельної структури типу «поворотна дельта». Випускна кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр»: ЦНТУ, 2022. – 69 с. Матеріали презентації 10 іл.

Отримано підтвердження можливості застосування механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» в якості обладнання для 3Д-друку шляхом розрахунку похибки відхилення виконавчого органу від заданої траєкторії руху. Результати розрахунків представлено у вигляді розподілу похибок.

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів досліджень при конструюванні, виробництві та експлуатації даного механізму паралельної структури складає у споживача 1302 грн.

Актуальність: питання застосування механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» в якості обладнання для 3Д-друку вимагало відповіді щодо достатності технічних характеристик мотор-редукторів повороту приводних важелів для досягнення прийнятної точності відтворення заданої траєкторії руху виконавчого органу; отримані розрахунки підтвердили таку можливість.

Практичне значення: розраховано похибку відхилення від заданої траєкторії руху для механізмів паралельної структури типу «поворотна дельта» при їх використанні в якості обладнання для 3D друку та встановлено необхідні характеристики редукторів приводу подачі.

Ключові слова: механізм паралельної структури, кінематична точність, похибка відхилення.

Summary

POLISHCHUK Oleksii. Design of equipment for 3D printing based on the mechanism of parallel structure of the "rotary delta" type. Graduation thesis for a master's degree: CUNTU, 2022. – 69 p. Presentation materials 10 il.

Confirmation of the possibility of using the mechanism of the parallel structure of the type "rotary delta" as equipment for 3D printing by calculating the error of deviation of the end effector from a given trajectory. The results of the calculations are presented in the form of error distribution.

Expected economic effect from the implementation of research results in the design, manufacture and exploitation of this mechanism of parallel structure makes the consumer 1302 hryvnias.

Keywords: mechanism of parallel structure, kinematic accuracy, deviation error.

ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ	6
1.1 Точність механізмів паралельної структури і її складові	6
1.2 Способи забезпечення точності механізмів паралельної структури	10
1.3 Огляд двигунів приводів механізмів паралельної структури	15
1.4 Огляд механізмів паралельної структури типу «дельта»	17
1.5 Мета і задачі досліджень	23
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	25
2.1 Загальна будова прототипу досліджень. Введення умовних штанг	25
2.2 Пряма задача кінематики	30
2.3 Зворотна задача кінематики	38
2.4 Дослідження похибок відхилення вихідного органу від заданої траєкторії руху	43
РОЗДІЛ 3 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	56
ВИСНОВКИ	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	65

ВСТУП

Актуальність роботи. Широке застосування однієї з найпростіших технологій 3D друку FDM (Fused Deposition Modeling) для своєї реалізації призвело до появи великої кількості обладнання, побудованого за різними кінематичними схемами. Їх можна порівняти з кінематикою технологічного обладнання для здійснення звичайної обробки різанням чи для переміщення деталей (роботи). Послідовна побудова кінематичних ланцюгів дає свою перевагу тільки при невеликих габаритах робочого простору 3D принтера. Так як кінематика 3D принтера FDM друку є, як правило, тривимірною, то подальше зростання розмірів отримуваних деталей призведе до класичних проблем з нагромадженням переміщуваних мас, оскільки хоча з один з приводів подачі буде нести на собі всю масу іншого. Різка зміна напрямку руху робочого органу призводитиме до значних динамічних навантажень. В такому випадку перевагами починає володіти обладнання, побудоване з використанням паралельних кінематичних структур. Загалом для тривимірного друку можна виділити два підходи до створення 3D принтерів з використанням паралельних структур. Перший з них передбачає використання двокоординатних механізмів паралельної структури у комбінації з одноприводним механізмом подачі у напрямку, нормальному до площини переміщення робочого органу, що задається першим механізмом. Другий підход передбачає використання повноцінних трикоординатних механізмів паралельної структури, де рух буде надаватися або столу кріплення майбутньої деталі (така схема не отримала розповсюдження), або друкарській каретці.

Для реалізації другого підходу одними із самих розповсюджених стали механізми паралельної структури типу «дельта». Причому у виконанні «паралельна дельта», де виконавчі елементи приводів рухаються по прямолінійним напрямним. Найчастіше ці напрямні і слугують конструктивними колонами. Проте є й інша схема побудови механізмів

паралельної структури типу «дельта». Це так звана «поворотна дельта». З однієї сторони її конструктивна реалізація більш проста, оскільки всі приводи можна об'єднати в один блок, і в такому випадку вона має переваги у мобільності. З іншої сторони, коливання приводних важелів здійснюється в обмеженому секторі. Використовувані в якості двигунів приводів коливання важелів крокові двигуни відразу мають скорочений діапазон обертання. Тому в такому випадку кінематичний ланцюг обов'язково потрібно доповнити редуктором. Постає питання в характеристиках даного редуктора і забезпечення необхідної кінематичної точності. Механізми паралельної структури типу «поворотна дельта» поки не застосовуються в якості обладнання для 3D друку, тому така постановка питання потребує більш докладного вивчення. І озвучене вище питання кінематичної точності заданої траєкторії рухів буде актуальною задачею.

Метою роботи є проектування обладнання для 3Д-друку на основі механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» з вивченням питання забезпечення необхідної кінематичної точності відтворення заданих траєкторій руху робочого органу. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- аналіз існуючих способів забезпечення точності механізмів паралельної структури;
- огляд існуючих прикладів практичного застосування механізмів паралельної структури типу «поворотна дельта»;
- постановка і розв'язок прямої і зворотної кінематичної задачі для механізму паралельної структури типу «поворотна дельта»;
- розрахунок точності відтворення заданої траєкторії руху при відомих параметрах двигунів приводу подачі робочого органу механізму паралельної структури типу «поворотна дельта».

Додатково до поставленої мети також слід оцінити економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень.

Об'єкт дослідження – обладнання для 3D друку на основі механізму паралельної структури типу «поворотна дельта».

Предмет дослідження – кінематична точність обладнання для 3D друку на основі механізму паралельної структури типу «поворотна дельта».

Наукова новизна одержаних результатів:

Отримані аналітичні залежності розрахунку похибки відхилення від заданої траєкторії руху з урахуванням дискретності крокових двигунів для механізмів паралельної структури типу «поворотна дельта» при їх використанні в якості обладнання для 3D друку.

Практичне значення – розраховано похибку відхилення від заданої траєкторії руху для механізмів паралельної структури типу «поворотна дельта» при їх використанні в якості обладнання для 3D друку та встановлено необхідні характеристики редукторів приводу подачі.

Особистий внесок – проведено теоретичні дослідження точності відтворення заданої траєкторії руху механізмом паралельної структури типу «поворотна дельта» та запропоновано рекомендації щодо вибору характеристики редукторів приводу подачі.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

1.1 Точність механізмів паралельної структури і її складові

3D принтери уже більше десятиліття активно проникають у багато сфер діяльності людини. Звісно, що найбільш розповсюдженими є більш дешеві варіанти. Якщо вести мову про тип друку, то це буде FDM (Fused Deposition Modeling) технологія, або наплавлення пластиком. Простота її реалізації призвела до появи великої кількості обладнання, побудованого за різними кінематичними схемами. В такому вигляді воно нагадує традиційне технологічне обладнання для здійснення обробки різанням чи для проведення операцій переміщення деталей (роботи-маніпулятори і таке інше). Водночас таке обладнання ділиться на механізми з традиційними та паралельними кінематичними структурами. Зростаючі вимоги до габаритів отримуваних деталей висувують наперед задачу вибору оптимальних за будовою і принципом дії 3D принтерів. Традиційні механізми в даному випадку мають обмежену кількість рішень щодо їх кінематичної структури. Залежність від точності виготовлення і складання елементів такого механізму при зростанні габаритів призводить до втрат позитивних якостей такого типу обладнання. Паралельні кінематичні структури завдяки своєму різномайттю можуть запропонувати більшу кількість варіантів реалізації кінематичних структур. Проте частина з них до сих пір залишається невивченою з точки зору можливості застосування у якості 3D принтера.

Одним з таких прикладів являються механізми з паралельною кінематикою типу «поворотна дельта». Запропонована ще у 80-ті роки минулого століття конструкція достатньо вивчена та активно використовується в якості роботів. Проста з точки зору реалізації конструкції схема хоч і є більш складною в управлінні в порівнянні зі схожою схемою «паралельна дельта», проте може мати в якості 3D принтера ряд своїх

переваг. Однак така схема поки не застосовується в якості такого обладнання, тому потребує більш докладного вивчення. І в першу чергу з точки зору точності реалізації рухів.

Доведено, що точність механізмів паралельної структури визначається похибками позиціонування характерної розрахункової точки робочого органу і похибками кутової його орієнтації. Звісно, що у випадку використання робочого органу, який переміщується тільки по лінійним траєкторіям, останню похибку не враховують. Похибки позиціонування визначаються технологічними відхиленнями розмірів ланок механізмів паралельної структури, зазорами в кінематичних парах механізмів паралельної структури та ланцюгах його приводів, деформаціями (пружними й температурними) елементів, а також похибками системи управління і її елементної бази, зокрема, датчиків зворотного зв'язку.

На основі підходу, прийнятому в роботі [1], проаналізуємо докладніше складові точності механізмів паралельної структури і відповідних факторах, що виявляють вагомий вплив на їхні величини, та подамо аналіз відповідно до задач нашої роботи.

1. Похибка системи управління. Основним фактором, що спричиняють вплив на дану похибку, є точність використовуваних датчиків зворотного зв'язку. Використання крокових двигунів дозволяє виключити цю складову з подальшого розгляду.

2. Геометричні похибки. У своїй роботі [2] Масорі (Masory) вивчав вплив на механізм паралельної структури не тільки помилок датчиків, але й допусків на розташування центрів шарнірів. Ехман (Ehmann) та інші [3, 4] здійснив докладний аналіз впливу допусків на довжини опор, неідеальності руху сферичних шарнірів тощо. Проведений аналіз помилок першого й другого порядку показав, що врахування помилок першого порядку цілком достатньо, хоча різниця між ними й збільшується зі зменшенням розмірів механізму паралельної структури. Тишлер (Tichler) у своїй роботі [5] запропонував чисельний метод визначення впливу люфтів у шарнірах.

Доповненням до його роботи можна вважати праці Паренті-Кастеллі (Parenti-Castelli) [6] і Волхарта (Wohlhart) [7]. Ними проведено аналіз впливу зазорів у шарнірах на траєкторію руху робочого органа механізму паралельної структури. Потт (Pott) у своїй роботі [8] запропонував узагальнений підхід до визначення помилок позиціонування для заданого положення робочого органу. Однак він заснований на застосуванні чисельних оцінок, які можна отримати тільки у результаті рішення прямої задачі кінематики, а отже може бути складним в обчислювальному відношенні. З наведених робіт можна зробити узагальнений висновок, що наразі не знайдено загальних закономірностей впливу геометричних помилок, для кожного конкретного випадку необхідно проводити окреме дослідження, тому що вплив геометричних помилок в першу чергу залежить від архітектури, габаритів і робочого простору механізму паралельної структури. Відповідно погрішність траєкторії не є достатньо розглянутою, тому потребує окремої уваги.

3. Теплові похибки. Доведено, що вплив джерел тепла може впливати на точність механізмів паралельної структури і особливо важливо її враховувати для високоточних механізмів паралельної структури. У своїх роботах Клавел (Clavel) [9] і Ніарісірі (Niaritsiry) [10] показали, що досягнення точності переміщень в області нанометричних значень необхідна підтримка температури з точністю 0,01 °C. Але, по-перше, способи компенсації теплових деформацій в наш час вже активно застосовуються, а по-друге, ми будемо в даній роботі розглядати точність переміщення, що на порядки перевищує нанометричні дані. І хоча, наприклад, 3D принтер на основі плавлення матеріалу для друку деталі і працює в зоні підвищеного теплового впливу, проте співвідношення між значеннями температур і порядком необхідної точності механізму дозволяє не розглядати дані похибки.

4. Динамічні похибки. Прітшоу (Pritschow) у своїй роботі [11] відзначає, що для високошвидкісних машин динамічні помилки мають більший вплив на точність, ніж статичні помилки. У якості основних джерел

помилки позиціонування Прітшоу виділяє пружні деформації, власні коливання й помилки двигунів. Проте, наприклад, швидкості 3D друку далекі від таких, що можна вважати високими. Важливу роль у роботі механізмів паралельної структури відіграє різкість зміни траєкторії руху вихідного органу. Врахування даних похибок виходить за межі нашої роботи.

5. Похибки, викликані дією сили ваги. Ніаріцірі у своїй роботі [10] показав, що деформації механізмів паралельної структури невеликих розмірів, викликані дією сили ваги, можуть бути значні й викликати в малому робочому просторі помилки, близькі до геометричних помилок. У доповнення можна зазначити, що за дослідженнями Прітшоу (Pritschow) [11] сила ваги може змінювати кінематику обладнання. Причому він показує, що для машин, побудованих на послідовній кінематиці, цей ефект практично постійний у всій робочій області і його легко коригувати, але для механізмів паралельної структури це не так. Не вдаючись до більш докладного аналізу даної обставини, зазначимо, що врахування даних похибок виходить за межі нашої роботи.

6. Похибка позиціонування центру рухомої платформи (робочого органу), що виникає внаслідок погрішності приводів штанг, залежить від таких факторів як:

- погрішності вильоту штанги.
- конструктивні особливості механізму.
- орієнтації рухомої платформи (робочого органу).

Дану складову опосередковано будемо враховувати у нашій роботі.

7. Похибка, викликана зсувом вихідної ланки під дією прикладеної сили. Вона залежить від таких факторів як:

- величина сили і її напрямок;
- жорсткість механізму паралельної структури.

Проте у деяких технологічних операціях, таких, як 3D друк, дану силу можна не приймати до розрахунків.

Жорсткість механізму паралельної структури верстата залежить від декількох факторів одночасно:

- жорсткості штанг (залежить від характеристик і довжин штанг, а також від жорсткості приводів) [12].
- конструктивної особливості робота.
- орієнтації рухомої платформи (робочого органу).

Незважаючи на те, що дана похибка є найменш вивченою і становить значний інтерес, в нашій роботі ми її не враховуємо, оскільки дослідження проводимо без врахування дії силових факторів.

8. Найгірші з погляду точності положення. По даним Хей (Hay) [13], які він наводить зі своїх числових розрахунків, найгірші значення показників точності положення спостерігаються, як правило, на межі максимально досяжного робочого простору. Сюди ж ми віднесемо і особливі положення механізмів паралельної структури.

1.2 Способи забезпечення точності механізмів паралельної структури

Точність механізмів паралельної структури, згідно наведеної у роботі [1] інформації, може бути забезпечена такими способами.

1) Уточнення розв'язків прямої і зворотної задач кінематики. Розв'язок прямої задачі кінематики дозволить розрахувати погрішність позиціонування центру рухомої платформи (робочого органу).

Вирішувати такі задачі можна різними методами. Серед відомих є методи Денавіта–Хантенберга (матричний), геометричний, за допомогою гвинта й векторний. У нашій роботі ми будемо використовувати геометричний метод трилатерації. Важливо буде аналізувати обидві задачі кінематики.

2) Раціональне компонування й конструювання основних деталей. Механізми паралельної структури володіють значною нелінійністю вихідних

характеристик, таких як жорсткість і точність позиціонування, відносно зміни координат положення у робочому просторі характерної розрахункової точки робочого органу. Ці недоліки обумовлені специфікою даного класу механізмів. Їхній вплив може бути в значній мірі знижений на ранніх стадіях проектування шляхом оптимізації компоновання для заданих умов обробки.

Одними з ефективних методів підвищення точності є застосування методів структурного й параметричного синтезу для визначення раціональних структури й параметрів механізмів паралельної структури.

3) Структурний синтез. Під структурним синтезом розуміється визначення найкращої структури обладнання на основі паралельної кінематики, що відповідає поставленим умовам. Структура механізму у свою чергу визначається взаємним розташуванням, типом (у деяких випадках кількістю) розсувних штанг, шарнірів, приводів. Зазначимо, до поняття механізму паралельної кінематики і паралельних структури є в нашому розумінні однозначними.

Основні підходи, що використовуються для рішення завдань структурного синтезу.

1. Синтез на основі формул рухомості [14, 15, 16]. З використанням формул рухомості визначається число ланок, число, клас і порядок розташування кінематичних пар механізму паралельної структури. Підхід відрізняється відносною простотою, але не бере до уваги геометрію розміщення кінематичних пар, а також при такому підході відсутня можливість раціонального вибору розміщення кінематичних пар з урахуванням траєкторії виконавчої ланки. В нашій роботі просто приймаємо до уваги.

2. Синтез на основі кінематичних груп [17]. Даний підхід враховує вплив тієї або іншої структури на геометричні властивості механізму. Він дозволяє в певній мірі навіть автоматизувати синтез. До обмежень використання даного підходу можна віднести необхідність збереження в

процесі синтезу відповідних груп рухів. В нашій роботі просто приймаємо до уваги.

3. Синтез на основі геометрії кінематичних ланцюгів [18]. Даний підхід дозволяє вибирати структуру, виходячи з бажаної форми і об'єму робочого простору. Він носить оціночний характер, для спрощення математичного апарату. Наша робота буде базуватися на використанні підходів даного синтезу.

4. Синтез на основі кінематичної геометрії. При виборі структури робота враховуються геометричні умови (число ступенів свободи, взаємне розташування) і параметри ланок. Такі завдання вирішуються з використанням теорії гвинта [16, 19]. Проте отримані в результаті розрахунків залежності є досить складними й важко піддаються методам формалізації результатів. В нашій роботі розглядатися не буде.

5. Реконфігурація. Сутність методу полягає в зміні кінематичних структур існуючих ланцюгів або з'єднанні декількох структур ланцюгів, як правило, не більш двох. Показані в роботах [20, 21, 22] такі операції не мають достатнього теоретичного опису й виконуються виходячи з логічних міркувань. Реконфігурацію доцільно використовувати як заключний етап інших методів для внесення змін у конструкцію ланцюгів механізму. В нашій роботі розглядатися не буде.

6. Кінематична розв'язка рухів. Взаємозв'язок рухів приводів безпосередньо відбивається на точності позиціонування рухомої платформи (робочого органу), а повна розв'язка рухів часто приводить до зменшення жорсткості виконавчого механізму, тому останнім часом розглядаються питання часткової розв'язки [23, 24, 25].

Одним з типів такої розв'язки є групова розв'язка. Групова розв'язка – це така розв'язка, при якій один або кілька провідних рухів впливають відразу на кілька ведених рухів, абсолютно не впливаючи на інші.

Повна групова кінематична розв'язка приводів – це відсутність взаємовпливів між групою приводів ланок, що забезпечують поступальні

переміщення робочого органа механізму паралельної структури, і групою приводів, що забезпечують його обертання. Неповна групова кінематична розв'язка приводів – це відсутність впливу однієї із цих груп на іншу при наявності зворотного впливу. В нашій роботі кінематична розв'язка рухів розглядатися не буде.

4) Параметричний синтез. Під параметричним синтезом розуміється вибір оптимальних параметрів механізму, що відповідають заданим умовам.

Параметричний синтез механізмів паралельної структури являє собою більш широку область досліджень і має ряд особливостей, які необхідно враховувати. Наприклад, деякі критерії, використовувані при параметричному синтезі, є конфліктними. Прикладом таких критеріїв можуть служити точність і обсяг робочого простору механізму паралельної структури: пристрої, що мають велику точність, як правило, будуть мати невеликий робочий простір, і навпаки. Тому при параметричному синтезі завжди доводиться вибирати компромісне рішення. Таким чином, методологія параметричного синтезу повинна забезпечити не тільки одне єдине рішення, але й по можливості усі можливі рішення для розрахунку, або, принаймні, певний набір рішень для наступного проектування.

Основні підходи параметричного синтезу.

1. Апроксимаційний метод [26]. У якості вихідних даних використовуються проміжні дані, що задають положення вихідної ланки в процесі руху. Необхідно забезпечити такі розміри структури, які дозволять досягнути такі положення. Для оцінки використовується коефіцієнт відношення об'єму механізму паралельної структур до об'єму робочого простору. Недоліком даного методу є складність обґрунтування й вибору координат проміжних даних, що характеризують положення вихідної ланки.

2. Апроксимаційно-інтернаціональний метод. Основна ідея методу полягає в розгляді декількох точок, які є гранями деякої об'ємної фігури. Необхідно забезпечити вписування цієї фігури в обсяг робочого простору заданого механізму.

3. Функціональні методи. У якості вихідних даних використовуються функції, що задають траєкторії руху вихідної ланки механізму. При синтезі широко використовується теорія гвинта [19, 27], методи з використанням перетворення руху [28], з використанням кінематичних відображень [29, 30]. Також використовуються різні математичні апарати: диференціальна геометрія, лінійчата поверхня, теорія плоских централ [19, 31]. У багатьох випадках ці методи спрямовані на рішення задач синтезу механізмів конкретної конструкції.

4. Метод на основі нейронних мереж [32]. Основна ідея полягає у використанні системи штучного інтелекту на основі нейронних мереж. Особливістю нейронних мереж є можливість навчання для розв'язку конкретної задачі.

5) Корекція «на люфт». Вплив люфтів у шарнірах на траєкторію переміщення робочого органа розглядається для роботів послідовної і паралельної структур, наприклад, в роботі [33]. В ній стверджується, неможливо виявити тенденції, які визначають вплив геометричних помилок: необхідне проведення аналізу в кожному конкретному випадку, тому що ефект дуже сильно залежить від архітектури механізму, розмірів його і його робочого простору.

6) Компенсація теплових деформацій. Селгрєн (Sellgren) у своїй роботі [34] запропонував використовувати для усунення цих ефектів датчики температури, причому визначення місця розташування таких датчиків є однією із задач проектування. Проте, Прітшоу [11] показав, що більш ефективним заходом є охолодження, тому що тепла модель механізму паралельної структури досить складна. В якості прикладу він наводить дані, що внутрішнє охолодження робота 6-UPS може зменшити помилку зміни довжини опори на 50%. Однак охолодження може використовуватися не у всіх випадках, зокрема, буде недоцільним з технологічної точки зору. А застосування датчиків температури для компенсації теплових деформацій є актуальним тільки для високоточних механізмів.

7) Поліпшення алгоритму й процедури калібрування. Іншим засобом поліпшення якості роботи механізмів паралельної структури є калібрування. Методи й процедури, використовувані для калібрування механізмів паралельної структури, мало відрізняються від таких для обладнання на основі послідовної структури, крім того, що відомі зворотні кінематичні рівняння й позиціонування платформи є набагато чутливішими до геометричних помилок [17, 35]. До того ж, шуми вимірювань, що виникають у процесі калібрування, впливають і можуть привести до дивних результатів. Наприклад, класичний метод найменших квадратів може привести до параметрів, що задовольняють не всім обмеженням навіть при врахуванні шумів вимірювань. Було також експериментально доведено, що класичне моделювання механізму паралельної структури приводить до рівнянь обмежень, що не мають рішень безвідносно шуму вимірювання. Крім того, калібрування дуже чутливе до вибору положення механізму, у якому воно здійснюється; представляється, що оптимальним є вибір положення поблизу межі робочого простору.

8) Застосування більш досконалих двигунів. На цьому питанні зупинимося більш докладно.

1.3 Огляд двигунів приводів механізмів паралельної структури

Найбільш підходящими для паралельних робіт є два типи двигунів - двигуни постійного струму й крокові двигуни.

Асинхронні двигуни погано функціонують в умовах роботи зі змінними швидкостями або реверсування обертання вала, тому що обертаючий момент залежить не тільки від струму в статорі, але й від швидкості обертання вала, а струм, що індукується у роторі, регулювати важко.

Недолік двигунів постійного струму – їх велика маса. Потужність і обертаючий момент таких двигунів на одиницю маси дуже малі. Масу

не можна суттєво знизити, тому що вона визначається здебільшого несучою конструкцією. Також існують проблеми, пов'язані із втратами й нагріванням (необхідний примусовий відвід тепла).

До останнього часу синхронні двигуни застосовувалися рідко. У режимі автоматичної комутації обмоток вони могли б замінити двигуни постійного струму. Живлення фаз у них залежить від положення ротора, а робочі характеристики дуже близькі до характеристик двигунів постійного струму. Ці двигуни володіють рядом переваг:

- магніти розташовуються не в роторі, а обмотки в статорі;
- замість системи колектор-щітка використовується надійний електронний пристрій комутації, у якому полегшений відвід тепла.

Недолік цих двигунів полягає в тому, що їх обертаючий момент сильно змінюється, тому що число фаз невелике.

Крокові двигуни по конструкції є синхронними, а отже мають усі їх переваги і недоліки, але ці двигуни відкривають широкі можливості для їхньої установки, якщо мова йде про малі переміщення. Крокові двигуни дозволяють із високою точністю перетворювати цифровий електричний сигнал безпосередньо в дискретні кутові переміщення (кроки) ротора. У порівнянні з іншими приладами, які можуть виконувати ці ж або подібні функції, система керування, яка використовується в крокових двигунах, має такі переваги:

- відсутність зворотного зв'язку, зазвичай необхідного для управління положенням або частотою обертання;
- не накопичується помилка положення;
- крокові двигуни мають високу сумісність із сучасними цифровими пристроями, до того ж меншими за вартістю.

Зараз, з розвитком мікропроцесорної технології, застосування крокових двигунів буде ставати усе більш різноманітним і популярним. Це пов'язане з тим, що крокові двигуни мають рядом особливостей, що відрізняють їх від інших типів двигунів.

1. Двигун повертається за кожний імпульс управління на певний фіксований кут. Чим менше крок, тим більша частота обертання може бути досягнута. Крокові двигуни можуть забезпечити маленький крок (до 1000 кроків за один оберт). Зрозуміло, що в останньому випадку частота обертання таких двигунів буде невеликою. Найбільш оптимальні крокові двигуни за співвідношенням вартість-характеристики мають 200-240 кроків за один оберт.

2. Крокові двигуни можуть забезпечити високу точність частоти обертання. Двигуни конструюють так, щоб у відповідь на вхідний імпульс вони поверталися на певний кут і зупинялися в певному положенні.

3. Відношення електромагнітного моменту до моменту інерції для крокових двигунів вище, чим для звичайного електричного двигуна. Справа в тому, що крокові двигуни у відповідь на появу вхідного імпульсу або послідовності імпульсів повинні рухатися з максимальним прискоренням і швидко зупинятися при перериванні послідовності імпульсів.

1.4 Огляд механізмів паралельної структури типу «дельта»

Історія розвитку механізмів паралельної структури типу «дельта» почалася у 80-их роках минулого століття, коли Реймонд Клавел (професор Федерального політехнічного університету Лозани, Швейцарія) придумав

блискучу ідею використання принципу паралелограмів для створення паралельного робота із трьома поступальними, і однією обертальною ступенями рухомості. У той час ніхто не підозрював, що на рубежі століть його винахід утвердиться, як один із самих успішних проектів паралельного робота, з декількома сотнями активних роботів в усьому світі. В 1999 професорові Клавелу присуджують нагороду "Золотий Робот", яка спонсорується корпорацією «ABB Flexible Automation» (до речі, одного з провідних виробників даного типу обладнання), за його інноваційну роботу над дельта-паралельними роботами. Конструкція оригінального механізму такого робота представлено на рисунку 1.1.

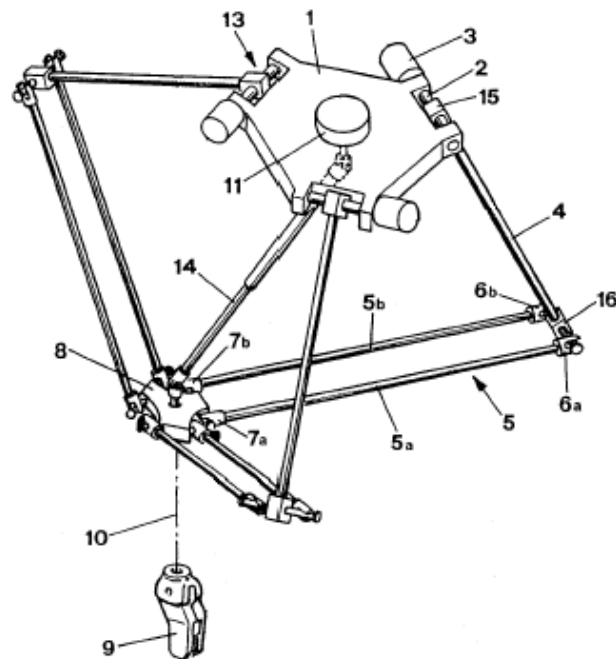


Рис. 1.1. Схема з патенту US4976582 «Пристрій для переміщення і позиціонування елемента у просторі»

Основна ідея дельта паралельного робота - використання паралелограмів. Використання паралелограмів дозволяє маніпулятору залишатися нерухомим відносно конструкції при нерухомості приводів. Використання трьох таких паралелограмів дає можливість пересуватися маніпулятору по всій площі робочої зони, а четверта ланка надає йому

обертовий рух. Ланки складаються з качалок, закріплених на сервомоторах, а ті у свою чергу кріпляться на нерухомій платформі. До кінця качалок кріпляться тяги, що забезпечують більш велику зону роботи робота.

Проте у техніці знайшло широке розповсюдження і виконання зазначеного механізму без ланки обертового руху. Схематично такий механізм показаний на рис. 1.2.

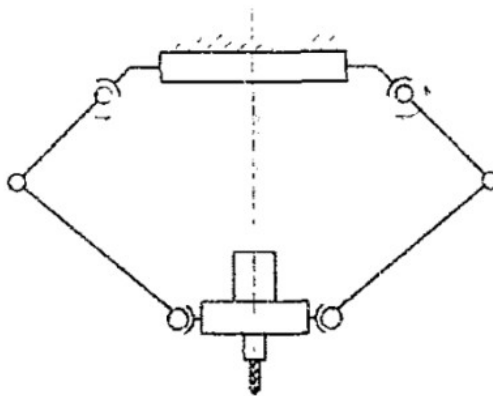


Рис 1.2. Схема механізму паралельної структури типу «дельта» із приводами обертальної дії (третій привод не показаний)

В такому випадку перетворення рухів реалізується шляхом примусового обертання опорних шарнірів, розташованих на нерухомому стаціонарному блоці. Формотвірні рухи від шарнірно поєднаних штанг передаються рухомій платформі з виконавчим органом, що містить інструментальний шпиндель з електричним або пневматичним приводом. У механізмах типу «дельта» приводи переміщень кінематичних ланок розміщені на нерухомій несучій системі, яка забезпечує значне зменшення рухомих мас і дозволяє виконавчому органу досягати величини прискорення до 50g в експериментальних моделях і 10-12g у реальних зразках технологічного обладнання [36, 37]. Крім того, кінематичні ланки механізму паралельної структури у вигляді паралелограма забезпечують точне позиціонування виконавчого органу в просторі, а верстати, побудовані на основі подібних механізмів, мають просту форму робочого простору, що

забезпечило їхній інтенсивний розвиток за останні роки. На рис. 1.3 – 1.5 показано приклади сучасних зразків роботів «дельта».



Рис. 1.3. Робот типу «дельта» фірми «Hitachi Seiki» (Японія)



Рис. 1.4. Робот типу «дельта» FlexPicker фірми «ABB» (Швеція)



Рис. 1.5. Роботи типу «дельта» моделей C33 фірми «Demarex» і SE33 фірми «The SIG Group» (обидві – Швейцарія)

Створенням і дослідженням подібних механізмів займаються не тільки виробничі фірми, але й наукові лабораторії університетів Мічигану, Мериланда, Генуї, Цюриха, Токіо й інших, які запропонували більше 30 варіантів механізмів паралельної структури типу «дельта».

Аналіз існуючих механізмів паралельної структури типу «дельта» показує, що всі вони діляться на дві групи: із приводами обертальної (рис. 1.2) і поступальної (рис. 1.6) дії.

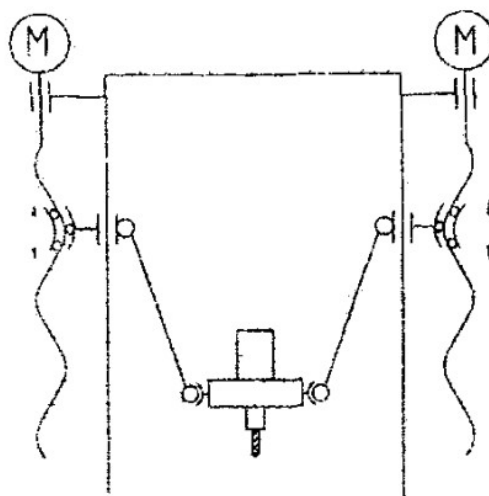


Рис. 1.6. Схема механізму паралельної структури типу «дельта» із приводами поступальної дії (третій привод не показаний)

Механізми типу «дельта» із приводами поступальної дії від електродвигунів через кулько-гвинтові передачі значно складніші конструктивно внаслідок необхідності використання напрямних, які можуть мати різні положення в просторі.

Переміщення виконавчого органу із приводами обертання інструмента, які розміщено на рухомій платформі, здійснюється при переміщенні опорних шарнірів уздовж напрямних. Відповідні шарніри розміщені по обидві сторони штанг постійної довжини.

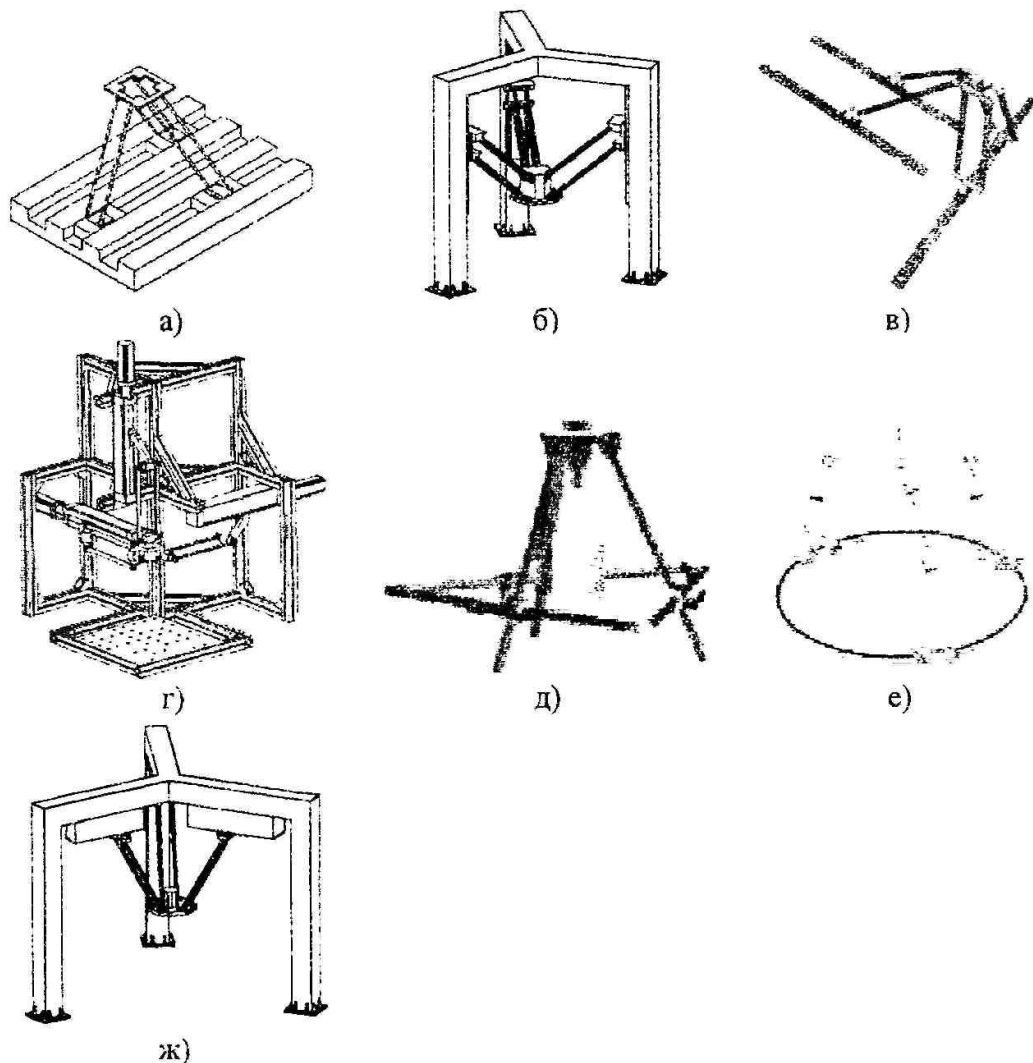


Рис. 1.7. Схеми розташування напрямних механізмів паралельної структури типу «дельта»: прямі паралельні горизонтальні (а) і вертикальні (б), перпендикулярні (в), ортогональні (г), у формі трикутника (д), кругові (е), зіркоподібні (ж)

Різне розташування напрямних у просторі (рис. 1.7) визначається технологічними завданнями, певною формою й розмірами робочого простору, який суттєво впливає на компонування й конструкцію верстата з паралельною кінематикою [38, 39].

1.5 Мета і задачі досліджень

Навіть достеменно вивчений механізм в інших умовах застосування потребує додаткового вивчення. 3D принтери уже більше десятиліття активно проникають у багато сфер діяльності людини. Звісно, що найбільш розповсюдженими є більш дешеві варіанти. Широке застосування однієї з найпростіших технологій 3D друку FDM (Fused Deposition Modeling) для своєї реалізації призвело до появи великої кількості обладнання, побудованого за різними кінематичними схемами. В своїй більшості воно нагадує технологічне обладнання для здійснення традиційної обробки різанням чи для переміщення деталей (роботи). З точки зору кінематики таке обладнання ділиться на механізми з традиційними та паралельними кінематичними структурами. Зростання габаритів отримуваних деталей ставить задачу вибору оптимальних за будовою і принципом дії 3D принтерів. Традиційні механізми в даному випадку мають обмежену кількість рішень щодо їх кінематичної структури. Залежність від точності виготовлення і складання елементів такого механізму при зростанні габаритів призводить до зниження точності отримуваних виробів. Паралельні кінематичні структури завдяки своєму різномайттю можуть запропонувати більшу кількість варіантів реалізації кінематичних структур. І деякі з них вже показали свою ефективність при використанні в якості 3D. Інші представники механізмів паралельних структур ще потребують вивчення щодо можливостей для застосування в якості 3D принтера.

Одним з таких прикладів являються механізми з паралельною кінематикою типу «поворотна дельта». Запропонована ще у 80-ті роки минулого століття конструкція достатньо вивчена та активно використовується в якості роботів. Проста з точки зору конструктивної реалізації схема хоч і є більш складною в управлінні в порівнянні зі схожою схемою «паралельна дельта», проте може мати в якості 3D принтера ряд своїх переваг. Однак така схема поки не застосовується в якості такого обладнання, тому потребує більш докладного вивчення. І в першу чергу з точки зору точності реалізації рухів, що є актуальною задачею.

Метою роботи є проектування обладнання для 3Д-друку на основі механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» з вивченням питання забезпечення необхідної кінематичної точності відтворення заданих траєкторій руху робочого органу. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- аналіз існуючих способів забезпечення точності механізмів паралельної структури;
- огляд існуючих прикладів практичного застосування механізмів паралельної структури типу «поворотна дельта»;
- постановка і розв’язок прямої і зворотної кінематичної задачі для механізму паралельної структури типу «поворотна дельта»;
- розрахунок точності відтворення заданої траєкторії руху при відомих параметрах двигунів приводу подачі робочого органу механізму паралельної структури типу «поворотна дельта».

Додатково до поставленої мети розрахувати економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Загальна будова прототипу досліджень. Введення умовних штанг

Механізми паралельної структури типу «поворотна дельта», що використовуються в якості роботів, є доволі поширеними в наш час. Їх виготовляє чимало фірм. Для прикладу при описанні його будови візьмемо дельта-робот італійської фірми «Sipro» [40], зображення якого представлено на рис. 2.1.

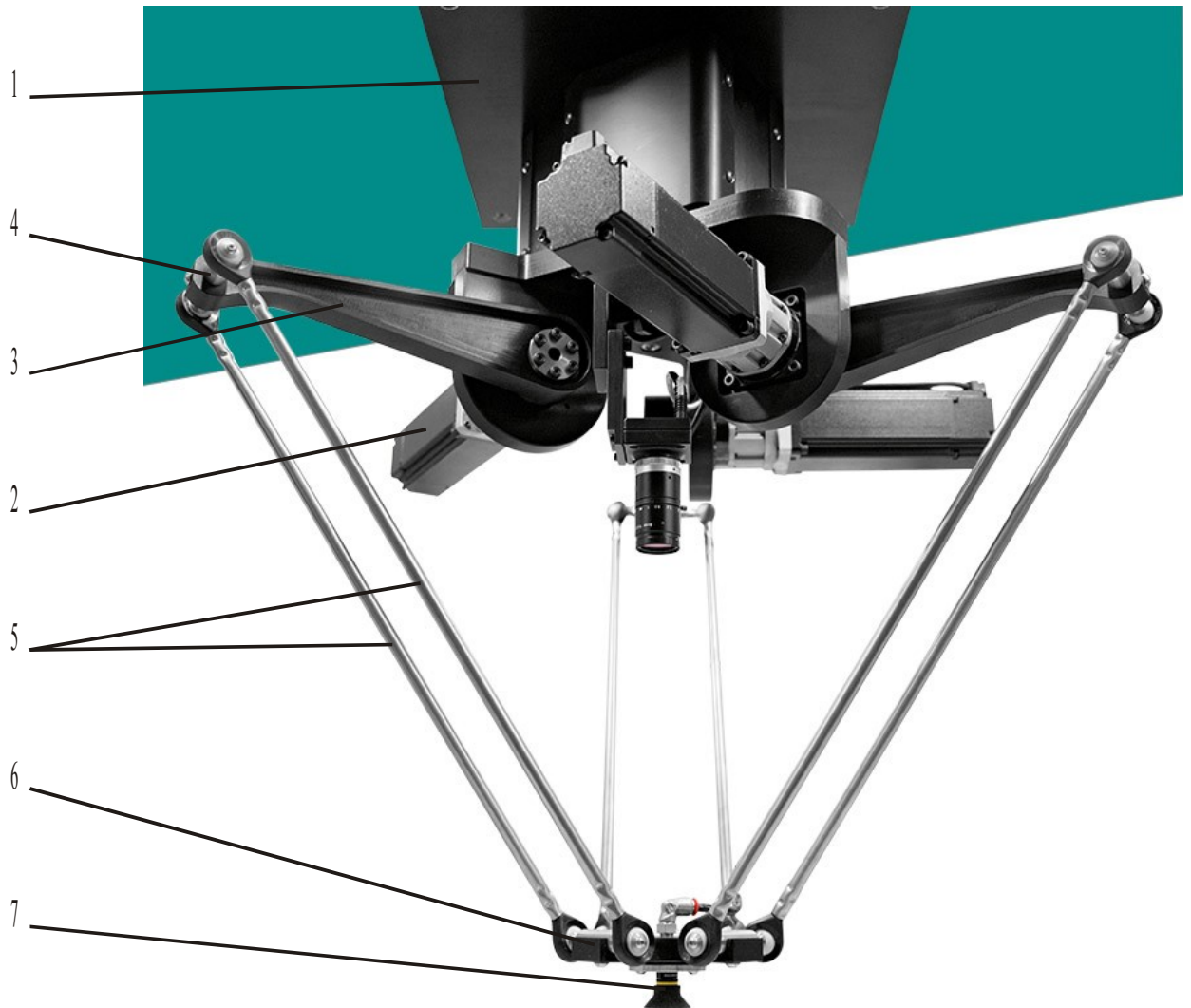


Рис. 2.1. Дельта-робот фірми «Sipro»

Всі приводи механізму монтуються на одному блоці 1. До корпусу блока 1 кріпляться три двигуни 2. Вихідні вали двигунів 2 жорстко з'єднані з приводними важелями 3, які працюють в режимі коромисел, тобто можуть коливатися в межах певного сектору. На іншому кінця кожен з приводних важелів 3 має кронштейни 4. Кожен з кронштейнів 4 через пару штанг постійної довжини 5 кріпиться до рухомої платформи 6. До платформи 6 кріпиться виконавчий пристрій 7. В принципі саме рухому платформу 6 можна вважати виконавчим органом механізму в цілому, оскільки виконавчі пристрої 7 можуть бути різними за технологічним призначенням.

Кожна пара штанг постійної довжини 5 кріпиться до кронштейну 4 та рухомої платформи 6 за допомогою шарнірів. Відстань між шарнірами на кронштейні 4 та рухомій платформі 6 рівні між собою. За умови рівності довжин пари штанг постійної довжини 5 матимемо шарнірно поєднаний паралелограм. Три такі шарнірно поєднані паралелограми забезпечують відсутність будь-яких кутових переміщень рухомої платформи 6. Тобто виконавчий орган механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» виконує виключно лінійні переміщення. Як правило, кути між площинами коливання приводних важелів 3 рівні між собою, тобто становлять 120° .

Аналізуючи принцип роботи такого механізму, приходимо до висновку, що геометричні залежності, знайдені для одного приводного механізму, що складається з двигуна, приводного важеля і шарнірно поєднаного паралелограму, будуть справедливими і для двох інших, якщо виконується умова рівності довжин приводних важелів між собою, всіх паралельних штанг між собою, та симетричного розташування приводних елементів навколо вертикальної осі. Для спрощення наступних математичних викладок введемо умовні штанги. На першому етапі кожен пару паралельних штанг можна замінити однією еквівалентною, а враховуючи симетричність механізму ці еквівалентні штанги також будуть рівними між собою. Отже, кожен реальну пару паралельних штанг шарнірно поєднаного паралелограму зводимо до однієї еквівалентної штанги шляхом перенесення по колу

радіусом r (довільний конструктивний параметр) розташуваннях даних пар штанг на відстань, рівну m , якщо за $2m$ взяти відстань між паралельними штангами на рухомій платформі механізму. Очевидно, що центр отриманої еквівалентної штанги кожної паралельної пари буде розташовуватися на тому ж колі, що і реальні штанги. Схема такого перенесення зображена на рис. 2.1.

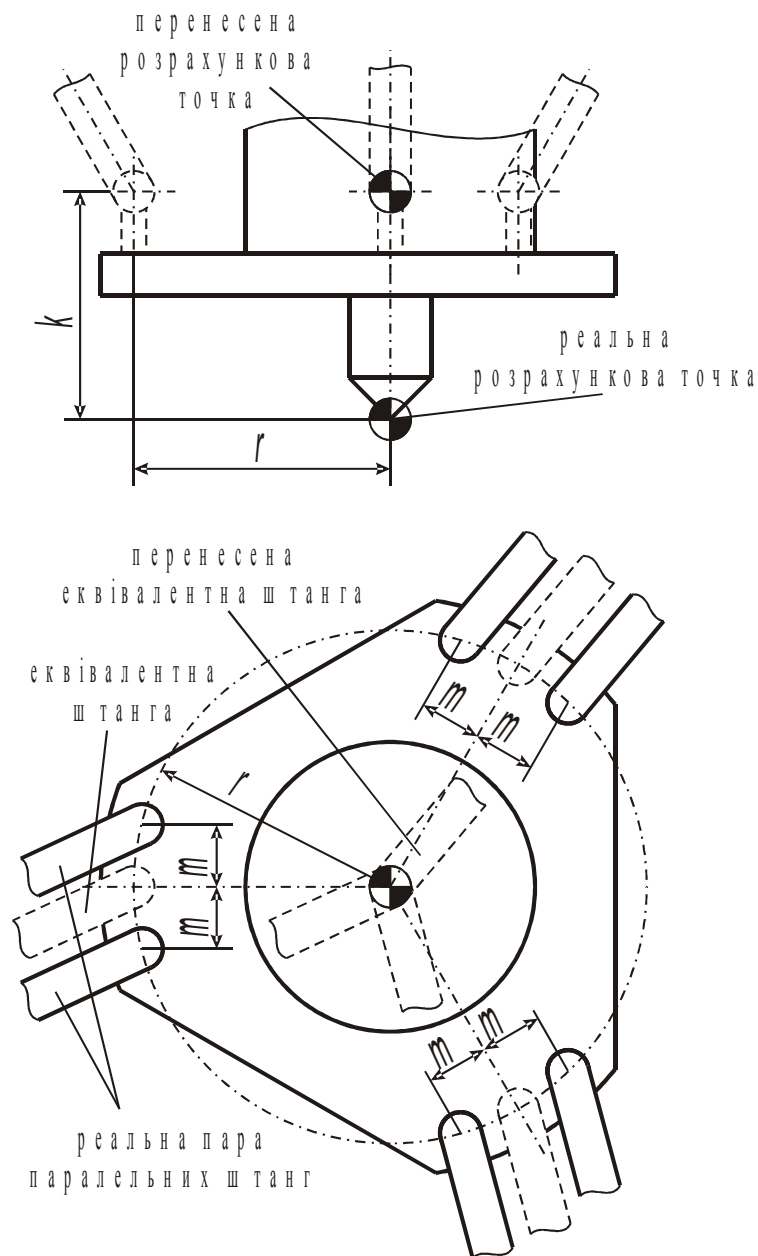


Рис. 2.2. Схема перенесення розрахункової точки для пар паралельних штанг механізму

Приймаємо, що кожна еквівалентна штанга поєднується з приводним важелем та вихідним органом механізму за допомогою сферичного шарніру, а довжиною штанги буде відстань між центрами даних шарнірів на одній штанзі.

На другому етапі перенесення виконаємо приведення центрів шарнірів отриманих трьох еквівалентних штанг в одну точку на рухомій платформі, що співпадає з центром кола, на якому розташовуються реальні штанги. Таким чином, відстань наступного перенесення дорівнює r .

Положення отриманої перенесеної розрахункової точки механізму (надалі просто розрахункова точка) відрізняється від положення його реальної розрахункової точки. Це пояснюється тим, що як правило в якості останньої найчастіше використовуються вершина інструмента або виконавчого пристрою, розміщеного на вихідному органі механізму паралельної структури. При цьому положення осі, що проходить через реальну розрахункову точку механізму паралельно площині розташування центрів паралельних штанг на виконавчому органі також найчастіше співпадає з центром кола радіуса r . Приймаємо аналогічне правило для механізму, що розглядається у даній роботі. Відтак матимемо, що реальна і перенесена розрахункові точки розташовуватимуться на відстані k вздовж осі, що проходить через центра кола радіуса r . Дану обставину необхідно буде враховувати при зворотних перетвореннях.

Зведення еквівалентних штанг в одну точку, що співпадає з центром кола радіуса r відобразиться також і на розташуванні центрів обертання приводних важелів механізму подачі поворотної дельти. Для пояснення звернемося до схеми, представленої на рис. 2.3. Для зручності сприйняття на схемі з рисунку 2.3 показаний лише один з трьох приводних механізмів приводу подачі. Для інших двох пояснення аналогічне.

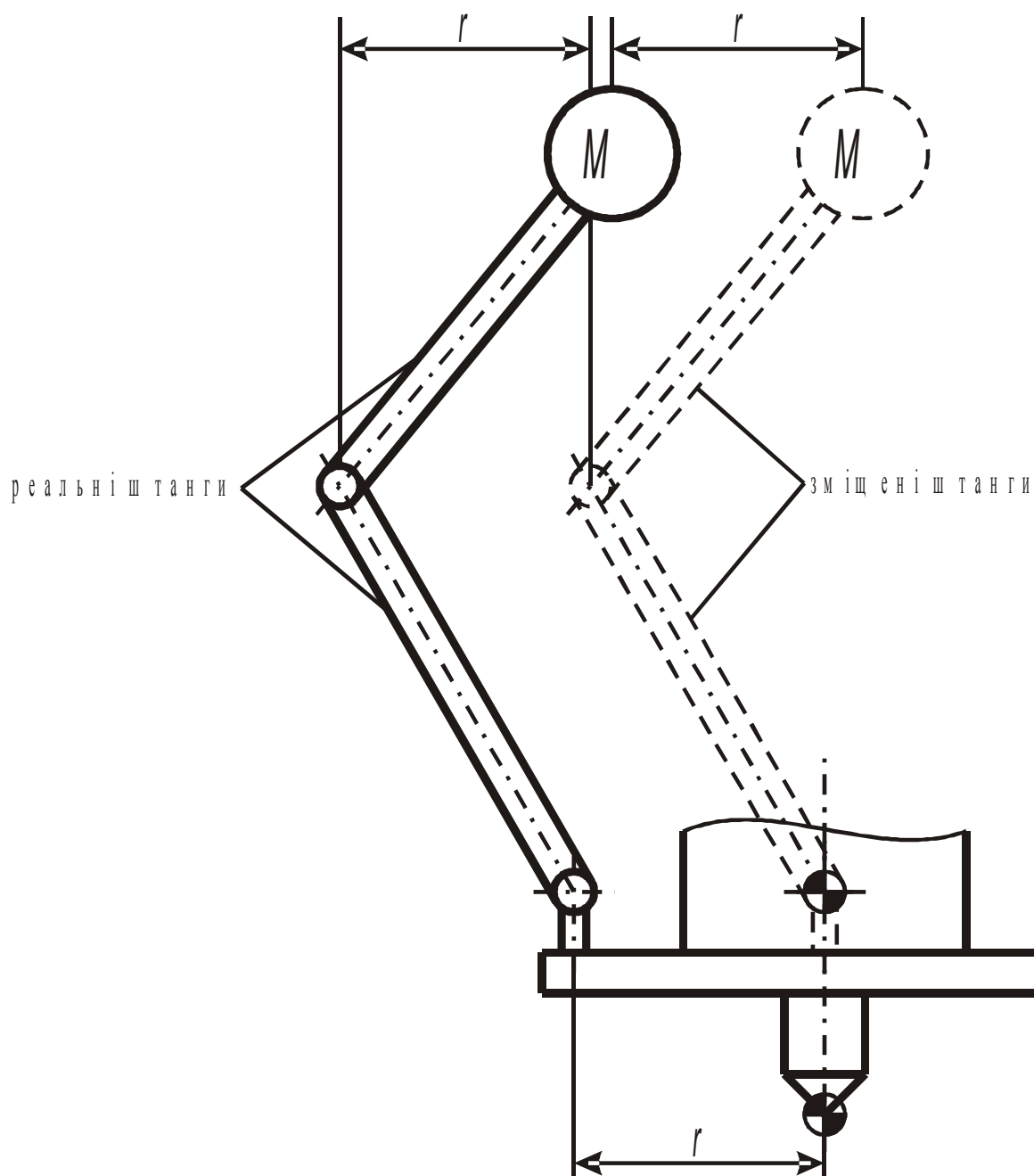


Рис. 2.3. Схема перенесення центру обертання приводного важеля внаслідок приведення еквівалентних штанг в одну точку

Як зрозуміло з даної схеми, маємо справу з паралельним переносом шарнірів приводу та центрів обертання приводних важелів у площинах обертання даних важелів та рівнобіжних їм площинах, які проходять через центри шарнірів еквівалентних штанг, розташованих на вихідному органі механізму паралельної структури. Дану обставину також необхідно буде враховувати при зворотних перетвореннях.

2.2 Пряма задача кінематики

Пряма задача кінематики починається після розв'язання задачі синтезу конструктивних параметрів механізму. Задача синтезу в обсяг нашої роботи не входить. Будемо приймати, що розміри механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» забезпечують перебування розрахункової точки вихідного органа в межах робочого простору діаметром D і висотою H . Розв'язок кінематичних задач нам необхідний для вирішення задач відтворення заданої траєкторії руху виконавчого органу механізму, який в даному випадку буде представлено розрахунковою точкою. Розпочнемо з представлення прямої задачі кінематики.

За її основу приймемо відомий метод трилатерації [41]. Цитата з джерела [41]: «Трилатерація – один з методів визначення на місцевості координат пунктів геодезичних мереж, що здійснюється шляхом побудови системи трикутників та вимірювання всіх їх сторін. На відміну від триангуляції, де здійснюється вимірювання кутів усіх трикутників, у трилатерації застосовують саме вимірювання сторін» (цитата завершена). Відомі два підходи до вирішення задачі трилатерації: з перетворенням координат центрів сфер та без такого перетворення координат центрів сфер. Скористаємося другим методом [42].

Схематично представимо механізм паралельної структури типу «поворотна дельта» у двох проекціях (рис. 2.4). На першій, яку умовно назвемо «вигляд зверху», покажемо проекцію механізму на площину основи. Прийmemo що в даній площині розташовуватимуться осі X і Y прийнятої системи координат. Вісь Z спрямовуватиметься вертикально уверх перпендикулярно до даної площини, тобто від робочого столу нарощування майбутньої деталі. У першій проекції один з відрізків, що відповідатиме проекції приводного важеля у площині XOY , сумістимо з віссю X . У другій проекції схеми з рис. 2.4 покажемо геометричні залежності тільки для кінематичного ланцюга, проекція приводного важеля якого суміщена з віссю

Х у попередній проекції. Для інших кінематичних ланцюгів схема роботи приводного важеля буде аналогічна, тільки з урахуванням його повороту на кут φ . Для симетричної конструкції механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» цей кут становитиме 120° .

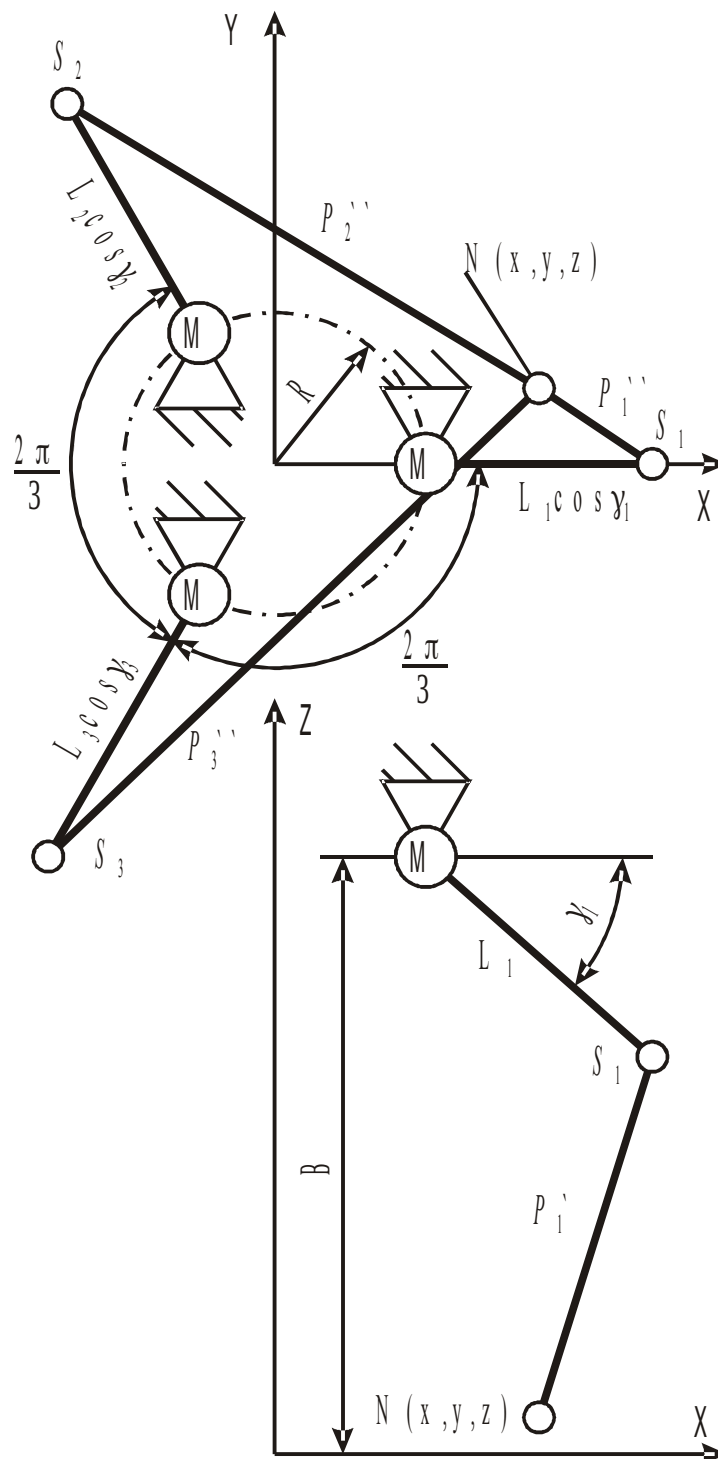


Рис. 2.4. Схема механізму для вирішення кінематичних задач

Приймаємо, що довжина приводного важеля (відрізок MS) становить L . Довжина еквівалентної штанги (відрізок SN) становить P . Розрахункова точка N вихідного органу механізму має координати $N(x,y,z)$. Всі центри обертання приводних важелів з урахуванням корекції r розміщуються на колі радіусом R . Реальне таке коло матиме радіус $R + r$. Оскільки в цих центрах розміщуються двигуни, які на схемах зазвичай позначаються літерою M , відповідні точки також позначатимемо M . Висота розташування точок M відносно площини XOY становитиме B . Кут нахилу приводного важеля до осі X позначимо γ . Прийmemo, що додатні значення кутів γ відповідатимуть додатньому напрямку осі Z . Всі зазначені величини і точки позначатимуться додатково індексами, що відповідатимуть номерам кінематичних ланцюгів.

Далі наведемо розв'язок прямої задачі кінематики близько до перекладу з джерела [42]. Оскільки величини кутів γ і довжини приводних важелів L нам в прямій задачі кінематики відомі, то можемо знайти координати точок S як центрів шарнірних з'єднань приводних важелів з еквівалентними штангами. Координати точок S матимуть вигляд:

$$x_1 = R + L_1 \cos \gamma_1; y_1 = 0; z_1 = B + L_1 \sin \gamma_1;$$

$$x_2 = (R + L_2 \cos \gamma_2) \cos \left(\frac{2\pi}{3} \right); y_2 = (R + L_2 \cos \gamma_2) \sin \left(\frac{2\pi}{3} \right); z_2 = B + L_2 \sin \gamma_2;$$

$$x_3 = -(R + L_3 \cos \gamma_3) \cos \left(\frac{2\pi}{3} \right); y_3 = -(R + L_3 \cos \gamma_3) \sin \left(\frac{2\pi}{3} \right); z_3 = B + L_3 \sin \gamma_3.$$

Таким чином, нам необхідно знайти координати шуканої точки $N(x,y,z)$. Дану точку будемо шукати як одну з точок перетину трьох сфер, що мають радіуси P_1, P_2 і P_3 , з центрами в точках $S_1(x_1, y_1, z_1), S_2(x_2, y_2, z_2)$ і $S_3(x_3, y_3, z_3)$. Радіуси P_1, P_2 і P_3 , як було прийнято вище, являються довжинами еквівалентних штанг з індексами 1, 2 і 3. Дані довжини вважатимемо

розрахованими після розв'язку задачі синтезу геометричних параметрів механізму. Як правило, у випадку симетричного механізму їх приймають рівними між собою.

Відстані між центрами сфер:

$$l_{12} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2} ;$$

$$l_{13} = \sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2 + (z_3 - z_1)^2} ;$$

$$l_{23} = \sqrt{(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2 + (z_3 - z_2)^2} .$$

Знайдемо точку S_{12} – центр перетину сфер, утворених довжинами еквівалентних штанг з індексами 1 і 2. Координати цієї точки:

$$x_{12} = x_1 + \alpha(x_2 - x_1); y_{12} = y_1 + \alpha(y_2 - y_1); z_{12} = z_1 + \alpha(z_2 - z_1) .$$

Для знаходження коефіцієнту α скористаємося тим, що:

$$|S_1 S_{12}|^2 + |S_{12} S_0|^2 = P_1^2 .$$

Для сфери, утвореної другою штангою, можна записати аналогічно:

$$|S_2 S_{12}|^2 + |S_{12} S_0|^2 = P_2^2$$

Віднімемо друге рівняння від першого:

$$|S_1 S_{12}|^2 - |S_2 S_{12}|^2 = P_1^2 - P_2^2 .$$

Зробимо перетворення:

$$\delta^2 |S_1 S_2|^2 - (1 - \delta)^2 |S_1 S_2|^2 = P_1^2 - P_2^2.$$

Оскільки $|S_1 S_2| = l_{12}$, то:

$$\delta^2 l_{12}^2 - (1 - 2\delta + \delta^2) l_{12}^2 = P_1^2 - P_2^2;$$

$$l_{12}^2 (\delta^2 - 1 + 2\delta - \delta^2) = P_1^2 - P_2^2;$$

$$2\delta - 1 = \frac{P_1^2 - P_2^2}{l_{12}^2};$$

$$\delta = \frac{1}{2} + \frac{P_1^2 - P_2^2}{2l_{12}^2}.$$

Шукана нами точка лежить у площині, яка проходить через точку S_{12} перпендикулярно відрізка $S_1 S_2$. Відтак для неї виконується рівняння даної площини:

$$\begin{aligned} (x - (1 - \delta)x_1 - \delta x_2)(x_2 - x_1) + (y - (1 - \delta)y_1 - \delta y_2)(y_2 - y_1) + \\ + (z - (1 - \delta)z_1 - \delta z_2)(z_2 - z_1) = 0, \end{aligned}$$

або по-іншому:

$$\begin{aligned} (x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = ((1 - \delta)x_1 + \delta x_2)(x_2 - x_1) + \\ + ((1 - \delta)y_1 + \delta y_2)(y_2 - y_1) + ((1 - \delta)z_1 + \delta z_2)(z_2 - z_1). \end{aligned}$$

Якщо тепер підставити δ , то отримаємо:

$$(x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = \frac{1}{2}(x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2) + \\ + \frac{P_1^2 - P_2^2}{2l_{12}^2}((x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2).$$

Як вже було показано вище, $l_{12}^2 = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2$. Тому маємо:

$$(x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = \frac{1}{2}(x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2) + \frac{P_1^2 - P_2^2}{2}.$$

За аналогією подібні викладки та перетворення можна провести і для випадку перетину сфер з радіусами P_1 і P_3 з центрами в точках $S_1(x_1, y_1, z_1)$ і $S_3(x_3, y_3, z_3)$. Відповідно результатом таких перетворень буде вираз для площини, яка проходить через точку S_{13} перпендикулярно відрізку S_1S_3 :

$$(x_3 - x_1)x + (y_3 - y_1)y + (z_3 - z_1)z = \frac{1}{2}(x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2) + \frac{P_1^2 - P_3^2}{2}.$$

Перетин двох площин, рівняння яких ми отримали, дає пряму, що перпендикулярна до площини трикутника $S_1S_2S_3$. Перетин даної прямої з площиною вказаного трикутника дає точку К – основу перпендикуляра з точки N на площину трикутника. Доповнивши систему рівнянням площини трикутника, отримаємо лінійну систему рівнянь для координат точки К. Рівняння площини трикутника $S_1S_2S_3$ має вид:

$$\begin{aligned}
& ((y_3 - y_1)(z_2 - z_1) - (y_2 - y_1)(z_3 - z_1))(x - x_1) + \\
& + ((z_3 - z_1)(x_2 - x_1) - (z_2 - z_1)(x_3 - x_1))(y - y_1) + \\
& + ((x_3 - x_1)(y_2 - y_1) - (x_2 - x_1)(y_3 - y_1))(z - z_1) = 0,
\end{aligned}$$

$$\text{де } d \rightarrow \begin{pmatrix} (y_3 - y_1)(z_2 - z_1) - (y_2 - y_1)(z_3 - z_1) \\ (z_3 - z_1)(x_2 - x_1) - (z_2 - z_1)(x_3 - x_1) \\ (x_3 - x_1)(y_2 - y_1) - (x_2 - x_1)(y_3 - y_1) \end{pmatrix} - \text{векторний добуток } S_1 S_2 \text{ і } S_1 S_3.$$

Коефіцієнти при координатах шуканої точки К утворюють матрицю розміром 3 на 3. У випадку, якщо центри початкових сфер не лежать на одній прямій, то така матриця невироджена і шукані координати знаходяться після застосування зворотної матриці до правої частини системи. Основна матриця Δ має вид:

$$\Delta = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \\ \vec{x}_d & \vec{y}_d & \vec{z}_d \end{pmatrix}.$$

Додаткові матриці отримуємо шляхом почергової заміни стовпчиків основної матриці Δ виразами вільних членів у рівняннях площин:

$$\begin{pmatrix} \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_2^2}{2} \\ \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_3^2}{2} \\ \vec{x}_d \cdot \vec{x}_1 + \vec{y}_d \cdot \vec{y}_1 + \vec{z}_d \cdot \vec{z}_1 \end{pmatrix}.$$

Отже, маємо:

$$\Delta_1 = \begin{pmatrix} \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_2^2}{2} & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_3^2}{2} & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \\ x_d^- \cdot x_1 + y_d^- \cdot y_1 + z_d^- \cdot z_1 & y_d^- & z_d^- \end{pmatrix};$$

$$\Delta_2 = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_2^2}{2} & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_3^2}{2} & z_3 - z_1 \\ x_d^- & x_d^- \cdot x_1 + y_d^- \cdot y_1 + z_d^- \cdot z_1 & z_d^- \end{pmatrix};$$

$$\Delta_3 = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_2^2}{2} \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + P_1^2 - P_3^2}{2} \\ x_d^- & y_d^- & x_d^- \cdot x_1 + y_d^- \cdot y_1 + z_d^- \cdot z_1 \end{pmatrix}.$$

Після цього можна знайти координати точки $K(x_K, y_K, z_K)$, розділивши по чергово визначники додаткових матриць на визначник основної матриці. Отже:

$$x_K = \frac{|\Delta_1|}{|\Delta|}; \quad y_K = \frac{|\Delta_2|}{|\Delta|}; \quad z_K = \frac{|\Delta_3|}{|\Delta|}.$$

Знайдемо довжину відрізка KS_1 :

$$l_{KS_1} = \sqrt{(x_K - x_1)^2 + (y_K - y_1)^2 + (z_K - z_1)^2}.$$

Розрахунок координат точки $K(x_K, y_K, z_K)$ дає нам можливість знайти шукані координати точки $N(x, y, z)$:

$$x = x_K + kx_d^-; y = y_K + ky_d^-; z = z_K + kz_d^-,$$

де $k = \frac{\sqrt{P_1^2 - l_{KS_1}^2}}{2F_{S_1S_2S_3}}$, $F_{S_1S_2S_3}$ – площа трикутника $S_1S_2S_3$, яку при відомих

довжинах його сторін l_{12} , l_{13} і l_{23} можна розрахувати за формулою Герона

$F_{S_1S_2S_3} = \sqrt{p(p - l_{12})(p - l_{13})(p - l_{23})}$, в якій $p = (l_{12} + l_{13} + l_{23})/2$ – напівпериметр трикутника $S_1S_2S_3$.

Таким чином, пряму кінематичну задачу для лінійних переміщень рухомої платформи аналітично можна вважати розв'язаною.

2.3 Зворотна задача кінематики

Тепер перейдемо до розв'язку зворотної задачі кінематики для механізму паралельної структури типу «поворотна дельта». Використовувати будемо всю ту ж схему з рис. 2.4. Попередньою умовою є проведення синтезу механізму, після якого нам будуть відомі координати розташування центрів коливання приводних важелів B, R, ϕ (з відповідними індексами), довжини приводних важелів L (з відповідними індексами), довжини еквівалентних штанг P (з відповідними індексами). Також згідно з умовами зворотної кінематичної задачі ми знатимемо координати розрахункової точки вихідного органу $N(x, y, z)$. Невідомими є кути нахилу приводних важелів γ . Вони, як нами прийнято вище, відкладаються від горизонтальної осі Z , причому додатні значення кутів γ відповідатимуть додатньому напрямку осі Z (на схемі з рис. 2.4 це напрямок вгору).

Еквівалентні штанги на схемі з рис. 2.4 зображені на обох видах в проекційному вигляді. Отже, нам потрібно знайти величину проекції еквівалентної штанги у площині коливання приводного важеля кожного кінематичного ланцюга. Для цього нам спочатку потрібно буде знайти рівняння цих площин. Скористаємося загальним виглядом рівняння площини, що проходить через три точки $A(x_1, y_1, z_1)$, $B(x_2, y_2, z_2)$, $C(x_3, y_3, z_3)$ [43]:

$$\begin{vmatrix} x - x_1 & y - y_1 & z - z_1 \\ x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \end{vmatrix} = 0.$$

Напрямок площин коливання приводних важелів нам відомий. Сумістимо точку А з початком координат. Точку В розмістимо на відстані одиничного відрізка вздовж сліду проекції площин коливання приводного важеля на площину ХОУ. Точку С розмістимо на відстані одиничного відрізка вздовж осі Z. Для кінематичного ланцюга 1 матимемо наступні координати допоміжних точок A_1, B_1, C_1 :

$$A_1(0, 0, 0); B_1(1, 0, 0); C_1(0, 0, 1).$$

Для кінематичного ланцюга 2 матимемо наступні координати допоміжних точок A_2, B_2, C_2 :

$$A_2(0, 0, 0); B_2\left(\cos\left(\frac{2\pi}{3}\right), \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right), 0\right); C_2(0, 0, 1).$$

Для кінематичного ланцюга 3 матимемо наступні координати допоміжних точок A_3, B_3, C_3 :

$$A_3(0, 0, 0); B_3(-\cos\left(\frac{2\pi}{3}\right), -\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right), 0); C_3(0, 0, 1).$$

Складаємо рівняння площини коливання приводного важеля кінематичного ланцюга 1:

$$\begin{vmatrix} x - 0 & y - 0 & z - 0 \\ 1 - 0 & 0 - 0 & 0 - 0 \\ 0 - 0 & 0 - 0 & 1 - 0 \end{vmatrix} = 0;$$

$$y = 0.$$

Складаємо рівняння площини коливання приводного важеля кінематичного ланцюга 2:

$$\begin{vmatrix} x - 0 & y - 0 & z - 0 \\ \cos\varphi - 0 & \sin\varphi - 0 & 0 - 0 \\ 0 - 0 & 0 - 0 & 1 - 0 \end{vmatrix} = 0;$$

$$x \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) - y \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) = 0.$$

Складаємо рівняння площини коливання приводного важеля кінематичного ланцюга 3:

$$\begin{vmatrix} x - 0 & y - 0 & z - 0 \\ -\cos\varphi - 0 & -\sin\varphi - 0 & 0 - 0 \\ 0 - 0 & 0 - 0 & 1 - 0 \end{vmatrix} = 0;$$

$$-x \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) + y \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) = 0.$$

Відстань від точки $N(N_x, N_y, N_z)$ до площини, яка задана в загальному вигляді рівнянням $Ax + By + Cz + D = 0$, розраховується за формулою [44]:

$$d = \frac{|A \cdot N_x + B \cdot N_y + C \cdot N_z + D|}{\sqrt{A^2 + B^2 + C^2}}.$$

Відстань від точки $N(x, y, z)$ до площини коливання приводного важеля кінематичного ланцюга 1:

$$d_1 = \frac{|y|}{\sqrt{1^2}} = |y|.$$

Відстань від точки $N(x, y, z)$ до площини коливання приводного важеля кінематичного ланцюга 2:

$$d_2 = \frac{\left| \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot x - \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot y \right|}{\sqrt{\left(\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right)\right)^2 + \left(-\cos\left(\frac{2\pi}{3}\right)\right)^2}} = \left| \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot x - \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot y \right|.$$

Відстань від точки $N(x, y, z)$ до площини коливання приводного важеля кінематичного ланцюга 3:

$$d_3 = \frac{\left| -\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot x + \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot y \right|}{\sqrt{\left(-\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right)\right)^2 + \left(\cos\left(\frac{2\pi}{3}\right)\right)^2}} = \left| -\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot x + \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) \cdot y \right|.$$

Тепер ми зможемо розрахувати довжини проекцій еквівалентних штанг у площині коливання приводних важелів відповідних кінематичних ланцюгів в загальному вигляді за формулою $P' = \sqrt{P^2 - d^2}$.

Тепер розглянемо у загальному вигляді трикутник MNS в проекціях на площину коливання приводного важеля. Відстань MN у загальному вигляді знаходиться за формулою:

$$l_{MN} = \sqrt{(R \cos \varphi - x)^2 + (R \sin \varphi - x)^2 + (B - z)^2}.$$

В подальших розрахунках використовуємо проекцію відстані MN на площину коливання приводного важеля $l'_{MN} = \sqrt{l_{MN}^2 - d^2}$. Оскільки нам відомі всі три довжини сторін трикутника MNS, за формулою Герона можемо знайти його площу:

$$F_{MNS} = \sqrt{p(p - l'_{MN})(p - L)(p - P')},$$

де $p = \frac{l'_{MN} + L + P'}{2}$ – напівпериметр трикутника MNS.

Через іншу формулу для розрахунку площі трикутника MNS

$F_{MNS} = \frac{l'_{MN} h_{MN}}{2}$ (h_{MN} – висота трикутника MNS, опущена з вершини S до сторони MN) знаходимо висоту цього трикутника:

$$h_{MN} = \frac{2F_{MNS}}{l'_{MN}},$$

а згодом і кут (нехай це буде β) при вершині M:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{h_{MN}}{L}\right).$$

Перед знаходженням кута γ залишається знайти кут α між віссю Z та відрізком MN у площині коливання приводного важеля:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{B - z}{l'_{MN}}\right).$$

Таким чином, шуканий кут γ знаходиться за формулою:

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \alpha - \beta.$$

Значення кута γ розраховується для кожного приводного важеля окремо. Таким чином, зворотну кінематичну задачу для лінійних переміщень рухомої платформи аналітично можна вважати розв'язаною.

2.4 Дослідження похибок відхилення вихідного органу від заданої траєкторії руху

Загальний принцип розрахунку похибки відхилення вихідного органу від заданої траєкторії руху приймаємо наступний:

1) по заданій траєкторії руху розрахункової точки вихідного органу на основі зворотної задачі кінематики розраховуємо величину кута γ положення кожного приводного важеля в певну умовну одиницю часу;

2) отриманий графік залежності кутів γ дискретизуємо шляхом заокруглення до певної величини, пов'язаної з дискретністю повороту крокового двигуна приводу;

3) по отриманому дискретизованому графіку на основі прямої задачі кінематики розраховуємо положення розрахункової точки вихідного органу;

4) знаходимо різницю між заданим і розрахованим положенням розрахункової точки вихідного органу в певну умовну одиницю часу при заданій траєкторії руху як величину геометричної суми відхилень у кожний окремий момент часу.

Передумови комп'ютерного експерименту наступні. Умовна одиниця часу повинна бути достатньо малою для більш точної дискретизації графіків залежності кутів γ .

Дискретність повороту крокового двигуна обираємо наступним чином. Повний оберт вала двигуна відповідає 200 імпульсам. Передатне відношення редуктора приводу становить 1:50, що зменшує крок повороту вала двигуна за один імпульс відповідно в 50 разів. Отже, повний оберт вихідного вала редуктора, до якого кріпиться приводний важіль, відповідатиме 10000 імпульсів. Всі дискретні значення кутів γ відкрладаються від положення приводного важеля, що відповідає $\gamma = 0$.

Характер заокруглення при дискретизації графіка залежності кутів γ може впливати на величину похибки відхилення вихідного органу від заданої траєкторії руху. Підбір найвигіднішого способу заокруглення з метою мінімізації похибки відхилення виходить за межі нашої роботи.

В якості траєкторій руху спочатку обираємо коло радіусом 100 мм, розміщене по центру робочого простору механізму. Дані траєкторії будемо досліджувати на двох різних висотах від площини робочого столу: при $z = 0$ і при $z = 200$ мм.

Результати у вигляді розподілу розрахованих значень показані на рис. 2.5 – 2.6.

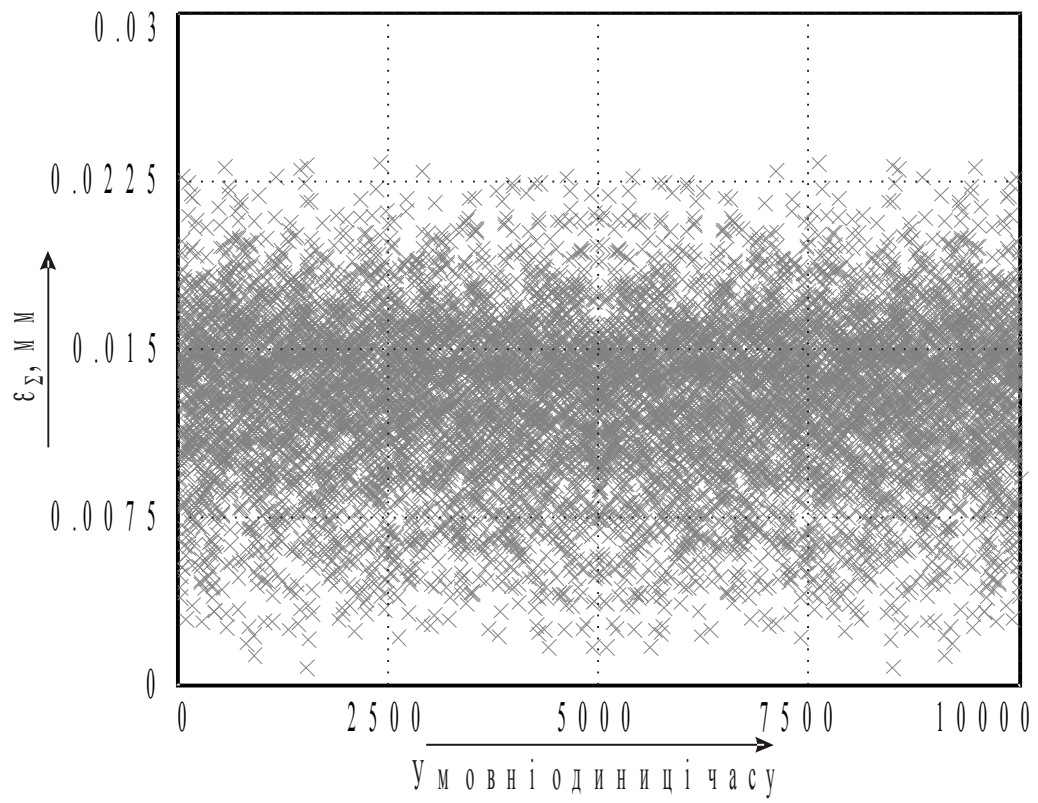


Рис. 2.5. Розподіл похибок відхилення від колової траєкторії при $z = 0$

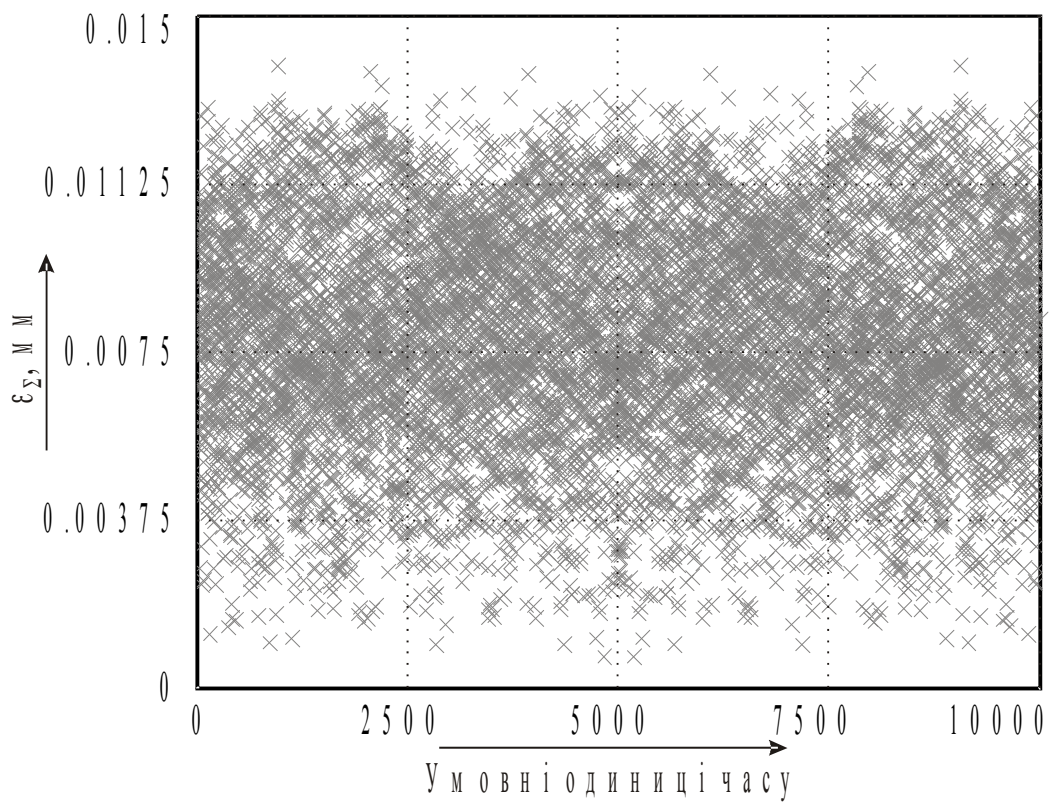


Рис. 2.6. Розподіл похибок відхилення від колової траєкторії при $z = 200$ мм

Як видно з представлених на рис. 2.5 – 2.6 графіків, максимальна похибка відхилення від колової траєкторії спостерігається в найнижчому положення вихідного органу механізму. При цьому максимальне значення геометричної суми відхилень становить 0,024 мм. При переміщенні вихідного органу механізму у верхньому положенні похибки зменшуються приблизно в 1,7 разів. Це пояснюється більш благоприємним розташуванням приводних важелів, за яких їх поворот призводить до менш різкого зрушення вихідного органу.

На наступному етапі в якості траєкторій дослідимо три прямих відрізки довжиною 100 мм. Відрізки паралельні один одному і перпендикулярні до осі X. Середини відрізків перетинають вісь X у точках з $x = -100$ мм, $x = 0$, $x = 100$ мм. Дані траєкторії також будемо досліджувати на двох різних висотах від площини робочого столу: при $z = 0$ і при $z = 200$ мм. Результати представлені на рис. 2.7 – 2.12.

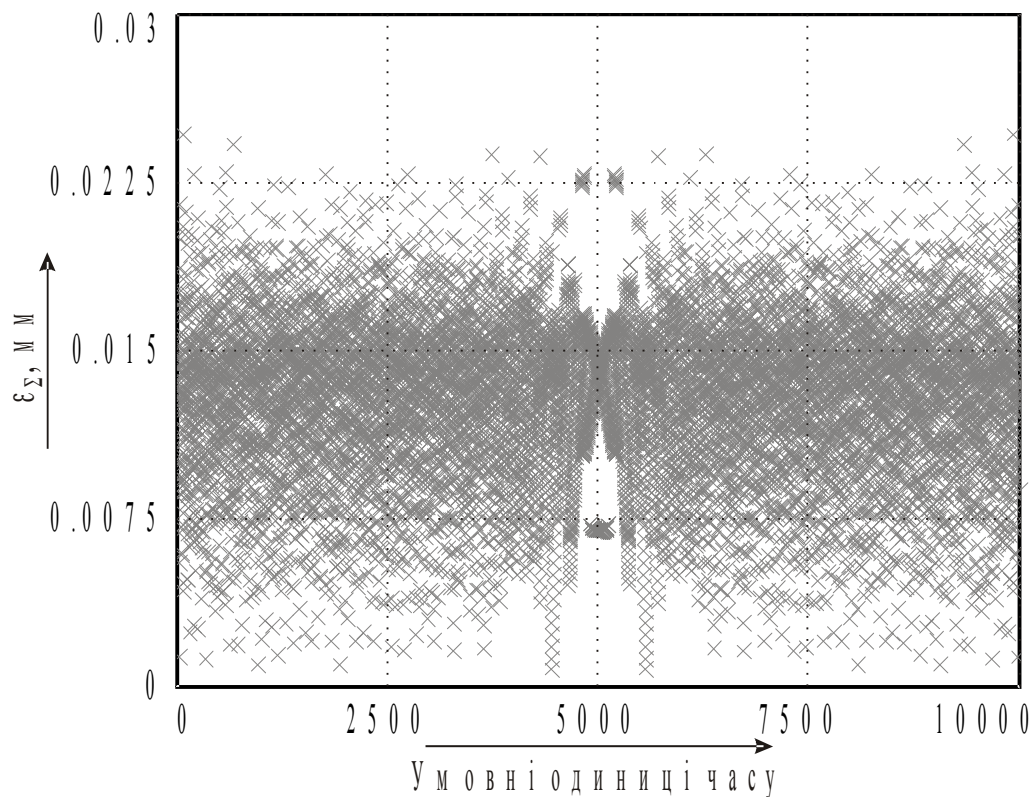


Рис. 2.7. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії при $z = 0$, $x = -100$ мм

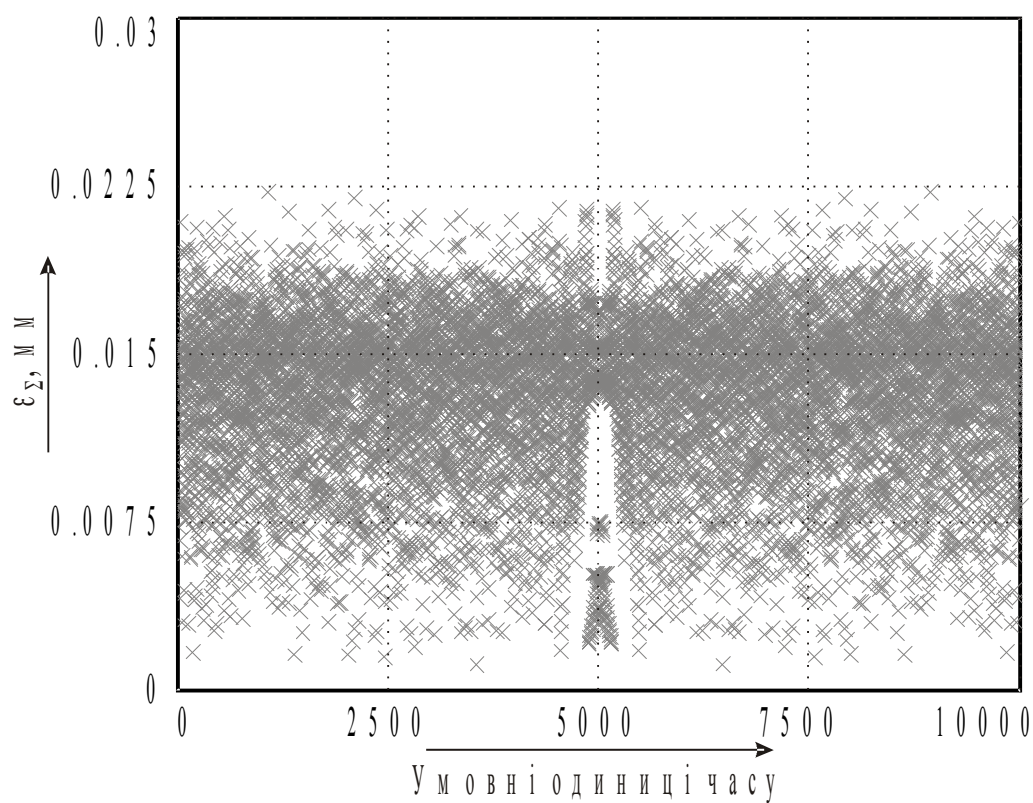


Рис. 2.8. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії при $z = 0, x = 0$

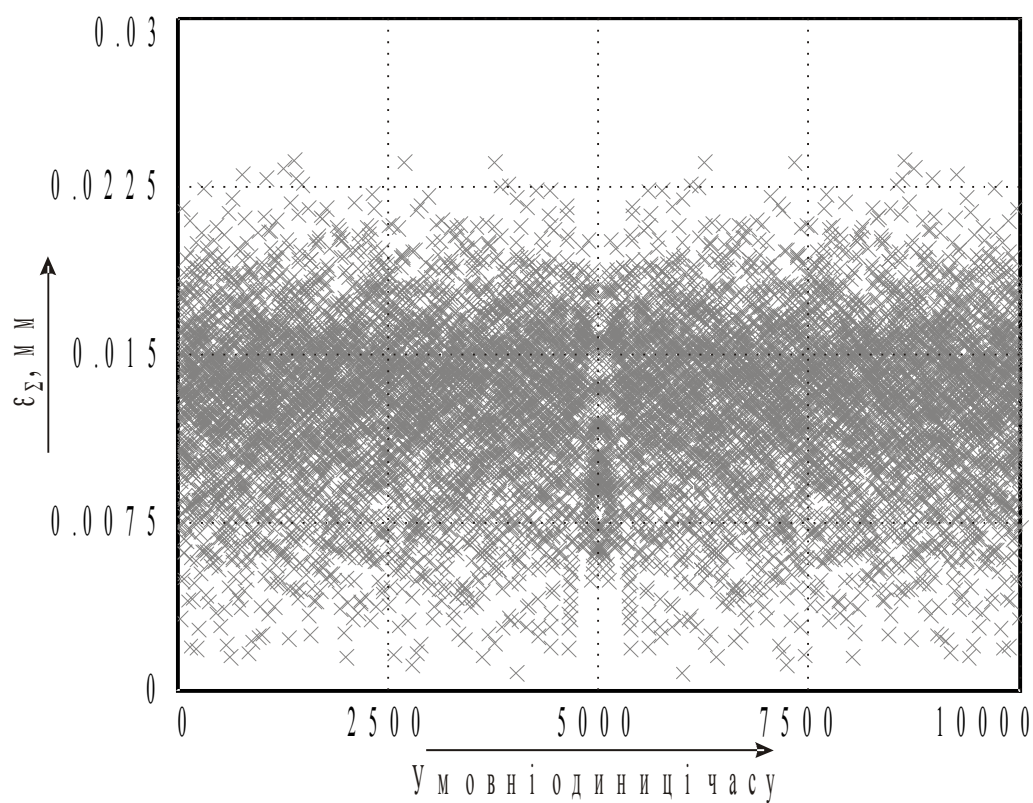


Рис. 2.9. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії при $z = 0, x = 100 \text{ мм}$

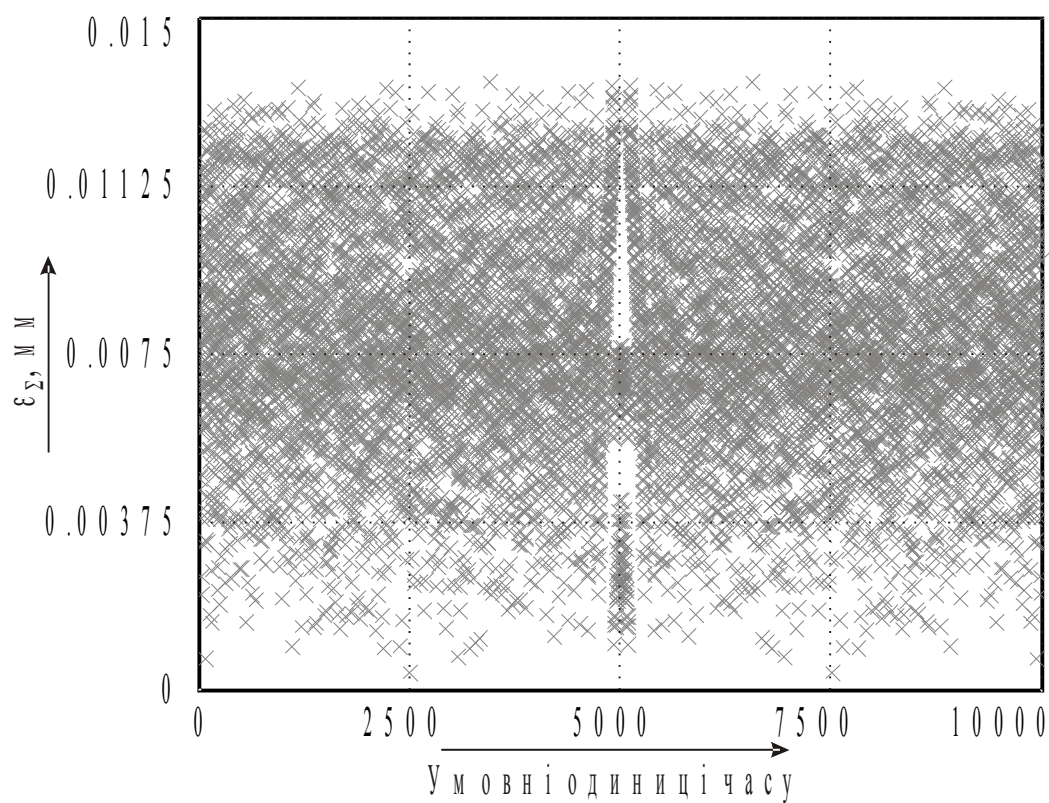


Рис. 2.10. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 200 \text{ мм}$, $x = -100 \text{ мм}$

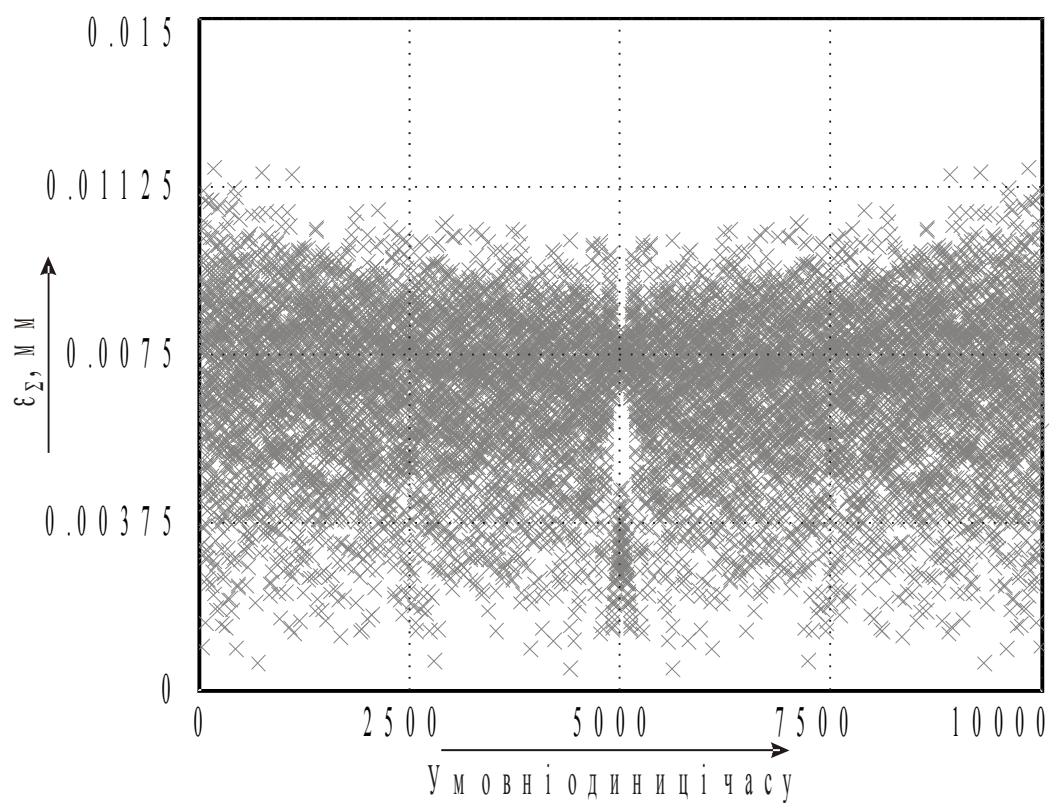


Рис. 2.11. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 200 \text{ мм}$, $x = 0$

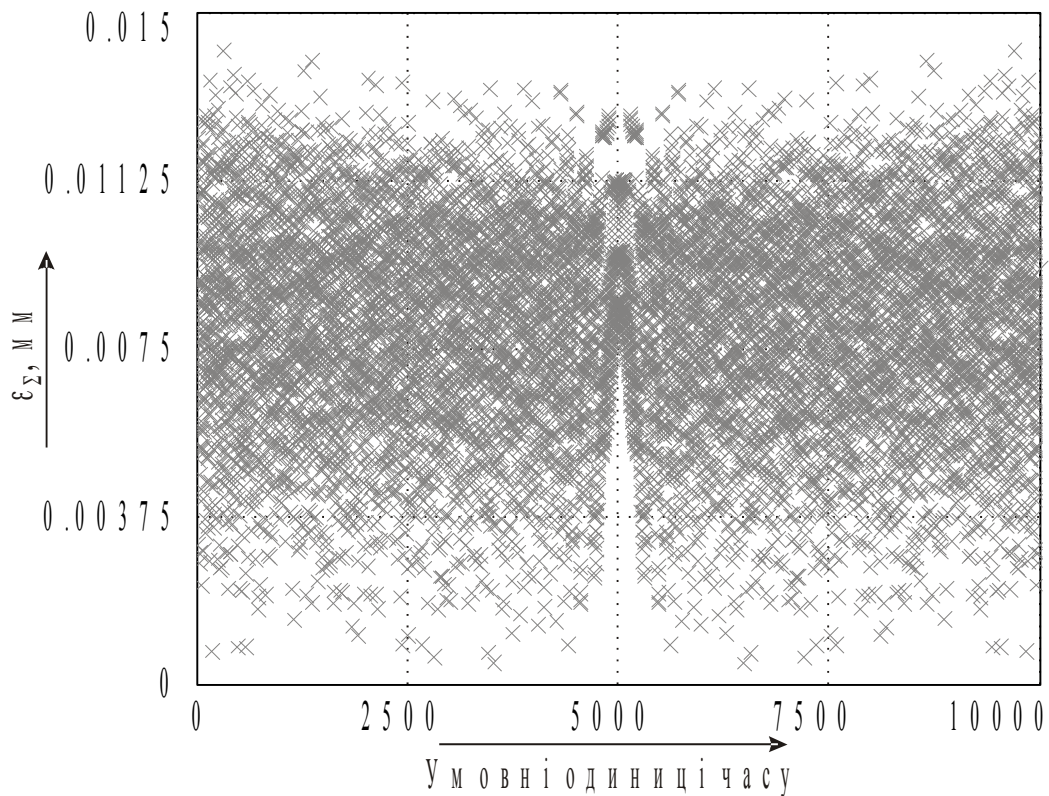


Рис. 2.12. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 200$ мм, $x = 100$ мм

Аналіз графіків на рис. 2.7 – 2.12 знову показує, що при роботі виконавчого органу механізму на висоті $z = 200$ мм від робочого столу похибка відхилення менша. У порівнянні зі значеннями при $z = 0$ максимальне значення даної величини зменшується в 1,9 разів. При цьому на однаковій висоті різниця між максимальними значеннями на кожній досліджуваній траєкторії становить 11 відсотків при $z = 0$ і 22 відсотки при $z = 200$ мм.

На наступному етапі в якості траєкторій дослідимо три прямих відрізки довжиною 100 мм, які паралельні один одному та і водночас паралельні до осі Х. Середини відрізків перетинають вісь У у точках з $y = -100$ мм, $y = 0$, $y = 100$ мм. Дані траєкторії також будемо досліджувати на двох різних висотах від площини робочого столу: при $z = 0$ і при $z = 200$ мм. Результати представлені на рис. 2.13 – 2.18.

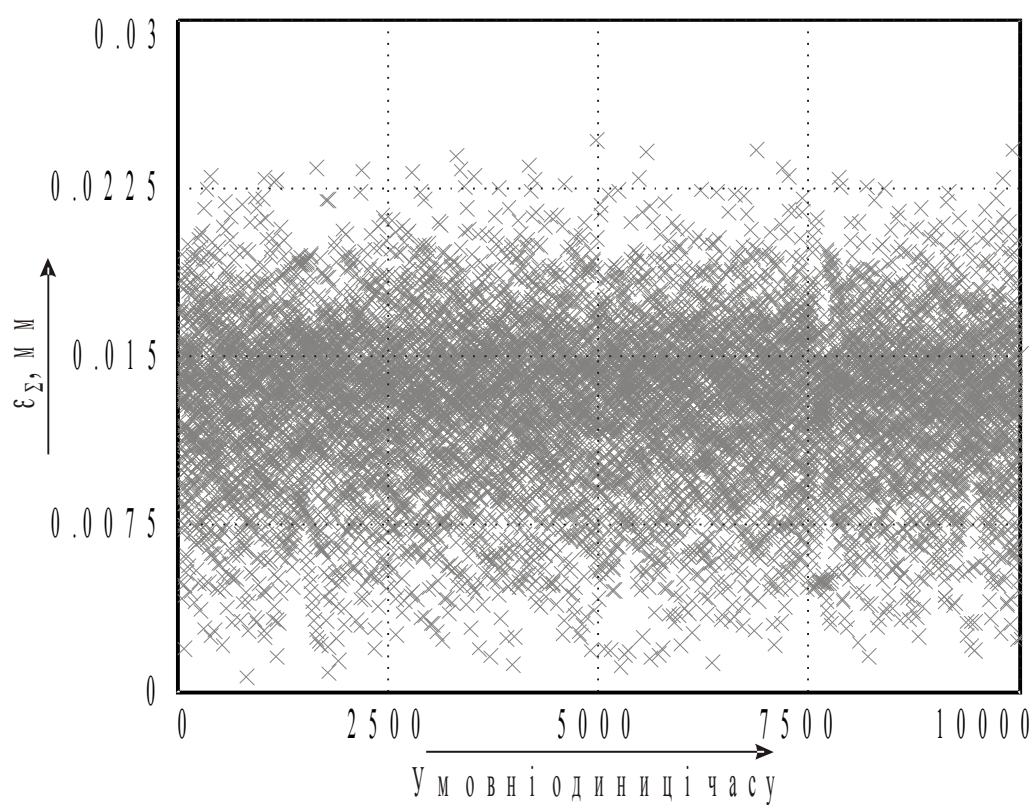


Рис. 2.13. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 0, y = -100 \text{ мм}$

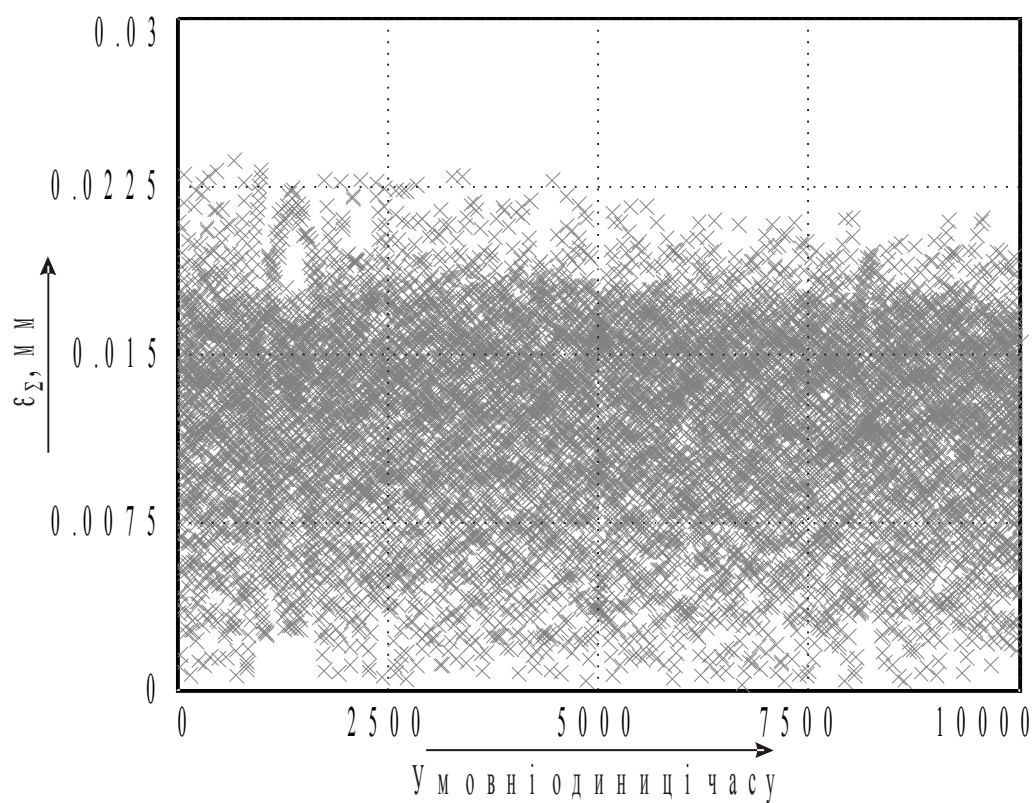


Рис. 2.14. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 0, y = 0$

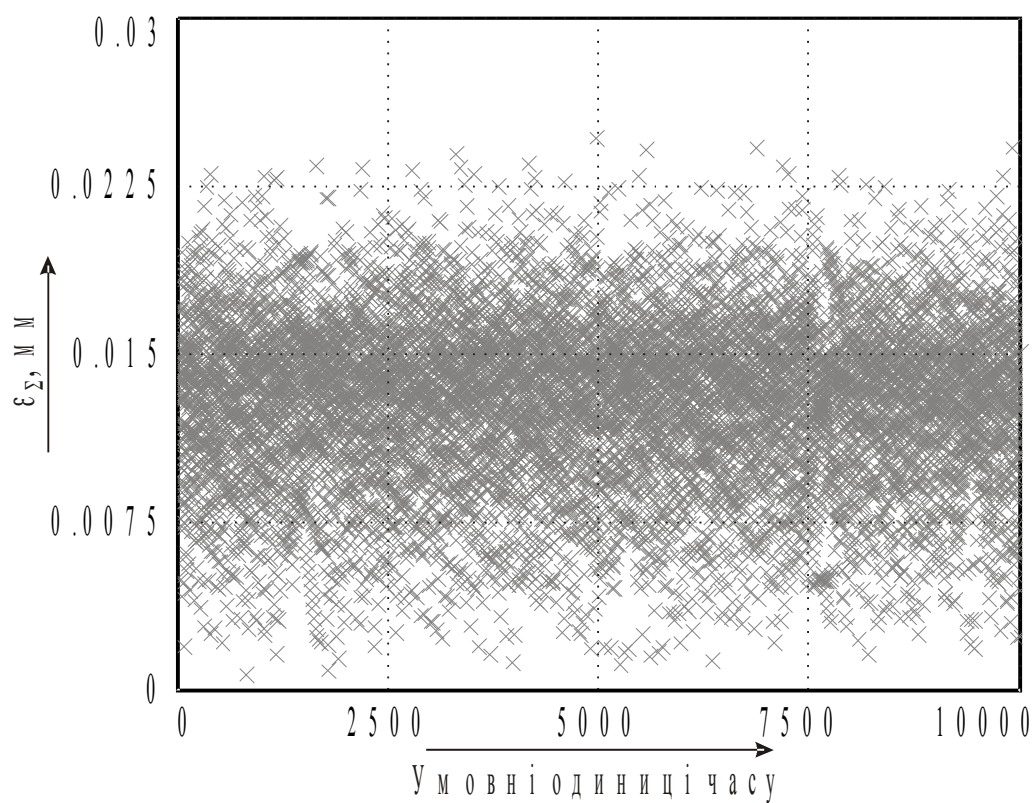


Рис. 2.15. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 0, y = 100 \text{ мм}$

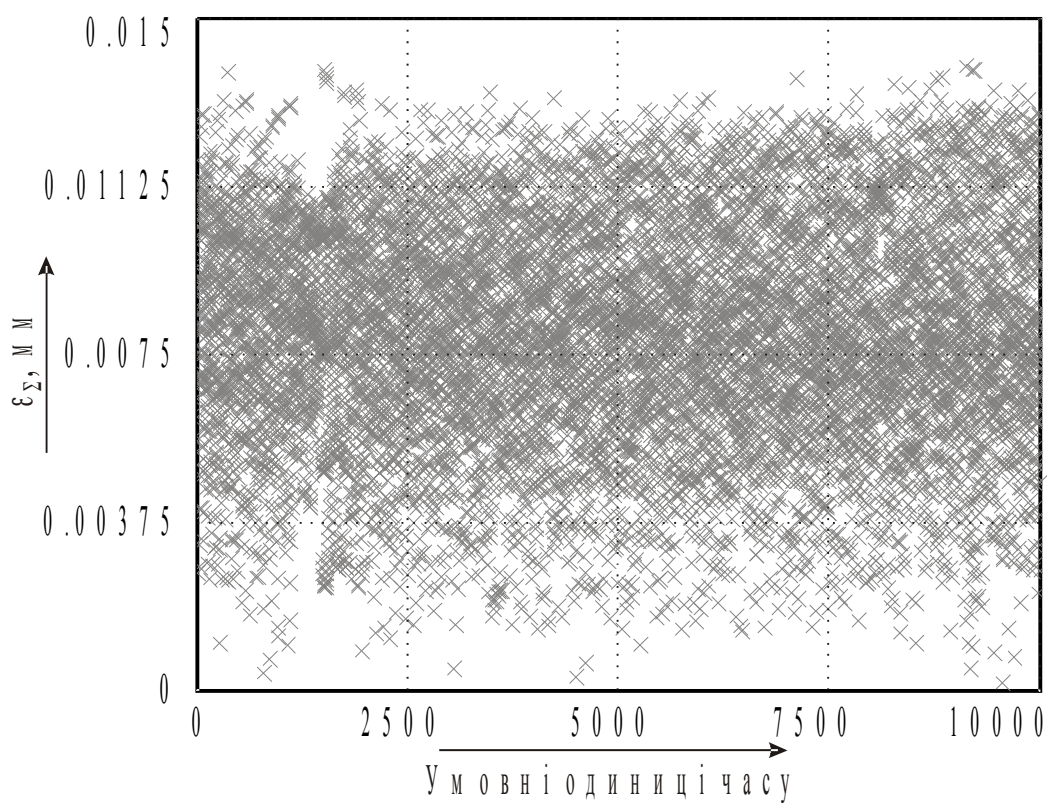


Рис. 2.16. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 200 \text{ мм}, y = -100 \text{ мм}$

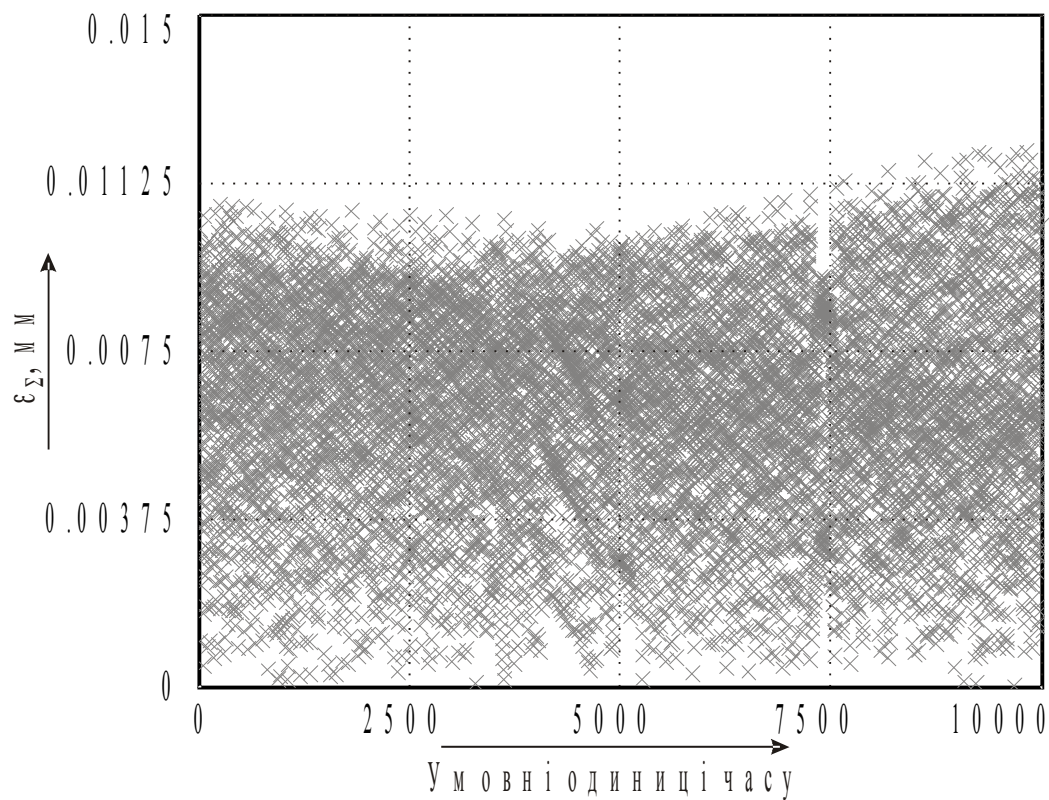


Рис. 2.17. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 200 \text{ мм}$, $y = 0$

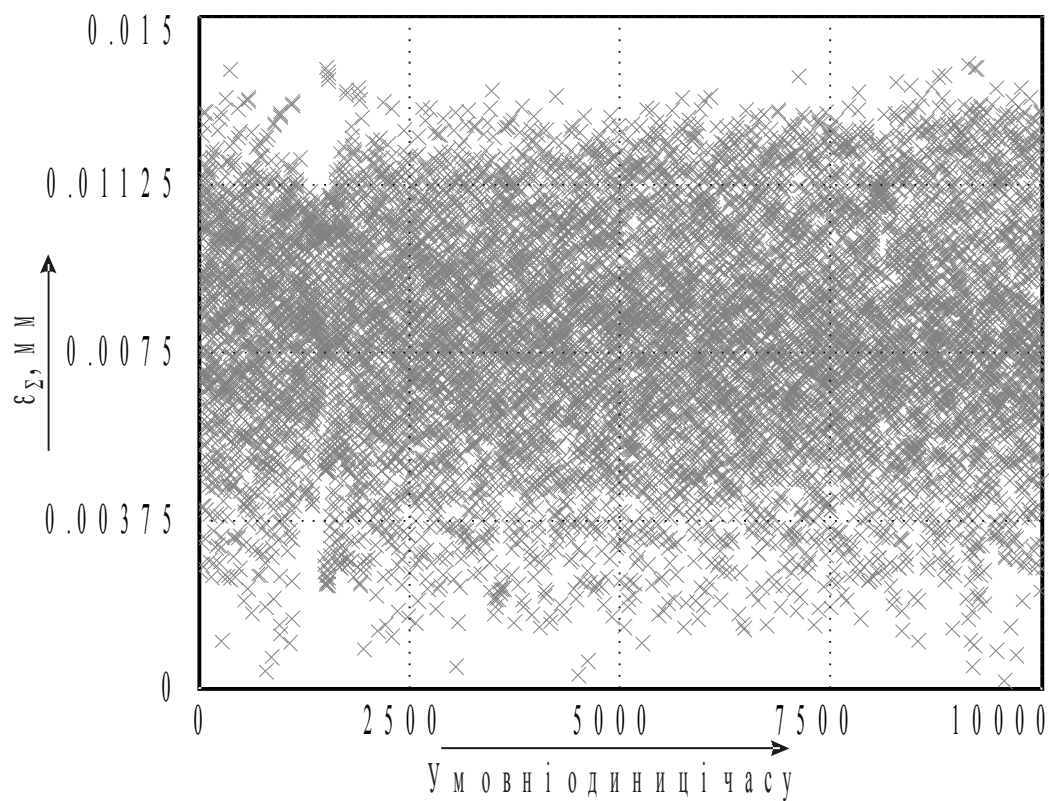


Рис. 2.18. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $z = 200 \text{ мм}$, $y = -100 \text{ мм}$

В цілому характер графіків при русі вздовж осей X та Y співпадають. Проте є різниця в чілових співвідношеннях. Так, максимальні значення похибок відхилення на висотах віддалення від робочого стола $z = 0$ і $z = 200$ мм при русі вздовж осі X відрізняються майже вдвічі (менші значення при $z = 200$ мм). Проте на однаковій висоті різниця між максимальними значеннями на кожній досліджуваній траєкторії становить 4 відсотки при $z = 0$ і 17 відсотків при $z = 200$ мм. Це пояснюється тим, що одна з траєкторій співпадала з площиною коливання приводного важеля одного з кінематичних ланцюгів механізму.

На наступному етапі в якості траєкторій дослідимо рух виконавчого органа механізму вздовж осі Z та рівнобіжно даній траєкторії на певній відстані від центру робочого стола так, щоб даний відрізок не співпадав з жодною площиною коливання приводних важелів. Нехай це буде точка з координатами $x = 85$ мм і $y = 50$ мм. Довжину досліджуваного переміщення приймемо 200 мм. Результати представлені на рис. 2.19 – 2.20.

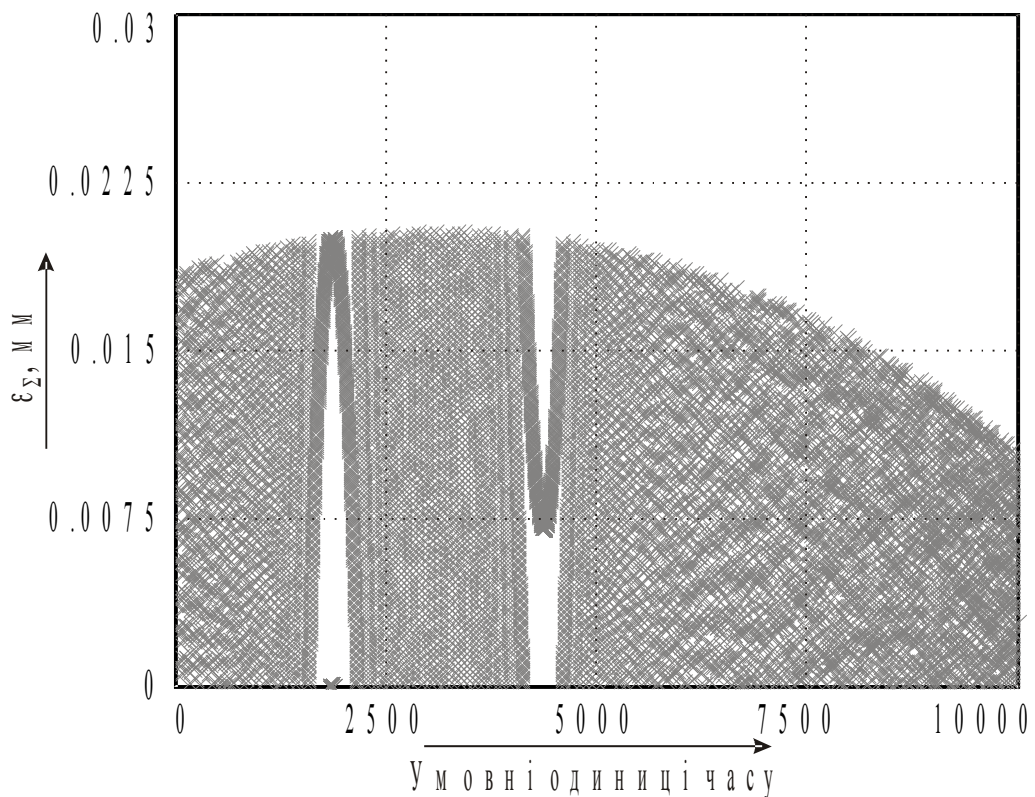


Рис. 2.19. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії при $x = 0, y = 0$

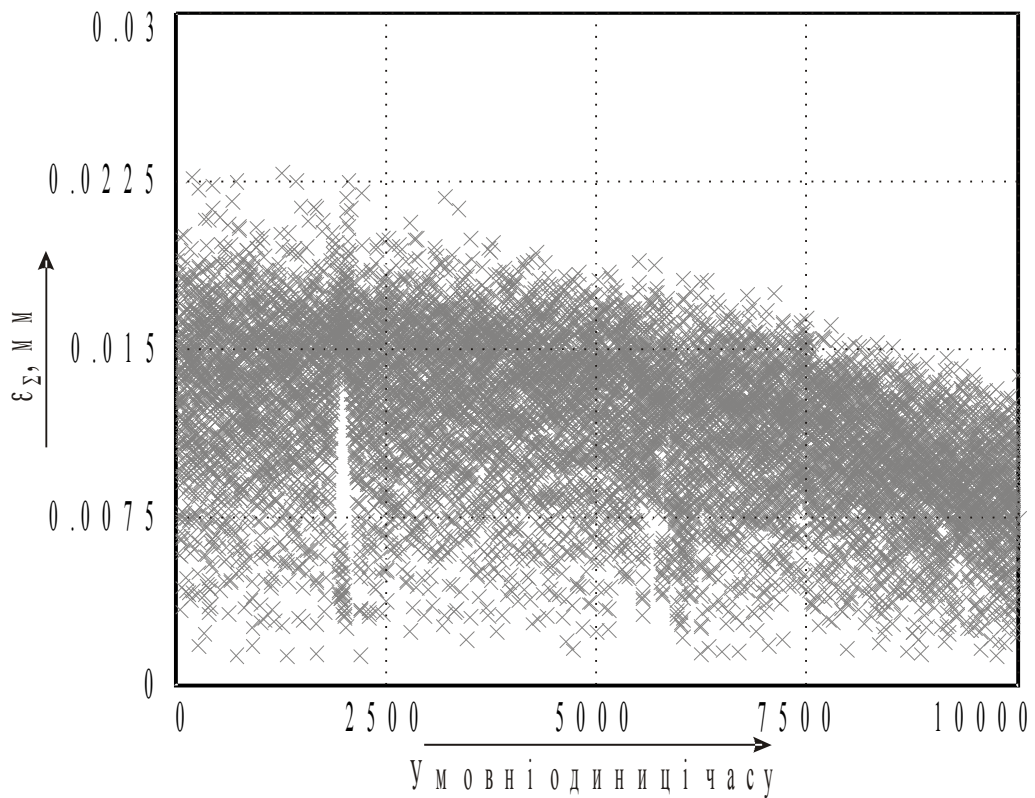


Рис. 2.20. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії
при $x = 85$ мм, $y = 50$ мм

З розподілів геометричних сум відхилень на рис. 2.19 і 2.20 видно, що менші значення максимальних похибок спостерігаються при більш високих значеннях координати z . Можна також зазначити, що різниця в максимальних значеннях похибок між обома траєкторіями руху рівнобіжно осі Z становить 13 відсотків на користь траєкторії, суміщеній з даною віссю.

На крайньому графіку наших теоретичних досліджень продемонструємо зміну розподілів геометричних сум похибок відхилень при русі виконавчого органу механізму по головній діагоналі куба, розміщеного в центрі робочого простору. Нехай рух розпочинатиметься від вершини куба з координатами $x = -100$ мм, $y = -100$ мм, $z = 0$ до вершини куба з координатами $x = 100$ мм, $y = 100$ мм, $z = 200$ мм. Результат показаний на рис. 2.21.

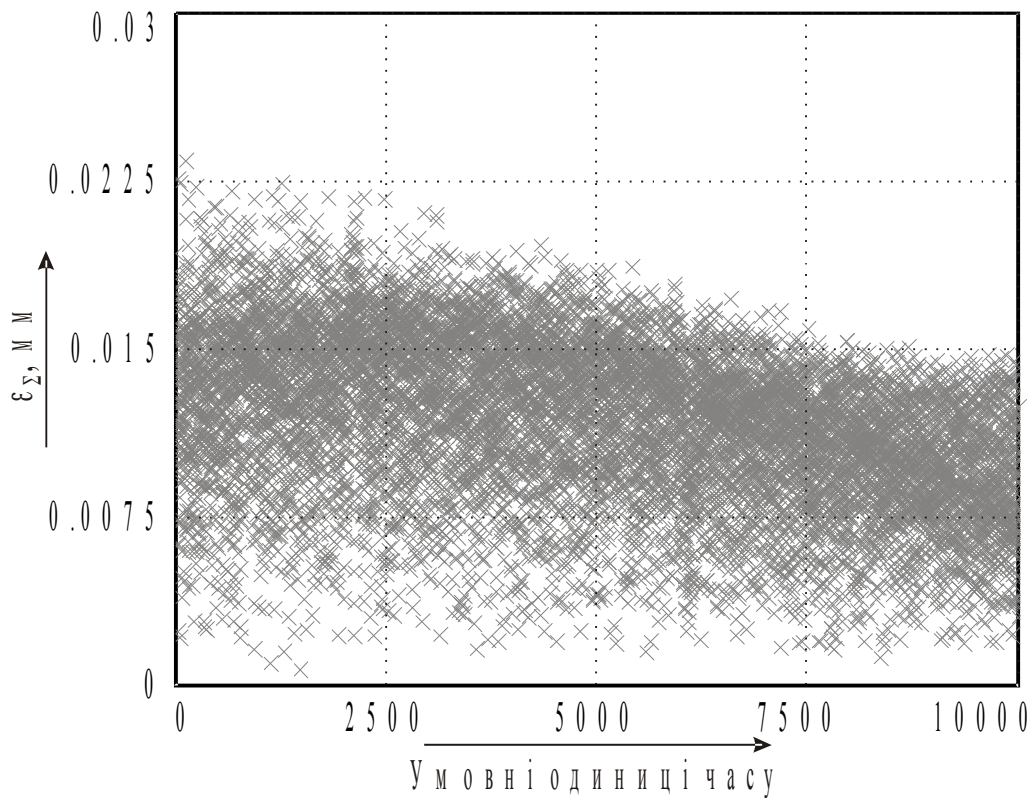


Рис. 2.21. Розподіл похибок відхилення від прямолінійної траєкторії при русі вздовж головної діагоналі куба

Розподіл похибок відхилення на рис. 2.21 в основному повторює основні тенденції графічної залежності на рис. 2.20. В усіх наведених графічних залежностях спостерігається тенденція зниження максимальних величин похибок при зростанні координати z розрахункової точки виконавчого органу механізму.

Головним висновком проведених досліджень можна вважати тезу про те, що механізми паралельної структури типу «поворотна дельта» можна використовувати в якості обладнання для 3D друку методом FDM (Fused Deposition Modeling) за умови оснащення кінематичних ланцюгів приводу мотор-редукторами з достатнім передатним відношенням. В нашому випадку характеристики двигуна і редуктора забезпечують отримання теоретичного максимального відхилення на рівні, що не перевищує 0,025 мм, що на нинішньому етапі розвитку даного методу є цілком достатнім.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ
РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Загальні вихідні дані

Дослідження існуючої конструкції механізму і встановлення оптимального співвідношення між його конструктивними елементами дозволить: створити новий механізм менших габаритних розмірів; досягти економії матеріальних витрат на його виготовлення на 4-5% за рахунок зменшення довжини штанг, які виготовляються з дорогої кевралової труби. Це, в свою чергу, дасть можливість покращити динамічні характеристики нової конструкції, збільшивши її продуктивність на 3%, а також зменшити площу робочої зони механізму на 10%.

Для порівняння припустимо, що у базовому варіанті для виконання річної програми робіт фонд робочого часу механізму в одну зміну складає 1430 год. Тоді, враховуючи, що продуктивність механізму оптимізованої конструкції в проектному варіанті збільшиться приблизно на 3%, для виконання тієї ж річної програми йому знадобиться 1387 год.

Узагальнені техніко-економічні характеристики порівнюваних варіантів конструкції зведено до табл. 4.1.

Таблиця 3.1

Загальні техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1	2	3	4	5
1.	Річна програма випуску механізмів	шт./рік	1	1
2.	Річний фонд часу роботи механізму	год.	1430	1387
3.	Площа робочої зони	м ²	3,0	2,7

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
4.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	1,50	1,50
5.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	9/8	9/8
6.	Оптова ціна механізму	грн.	145950	-

3.2 Визначення повної собівартості та оптової ціни нової конструкції

Виробничу собівартість нового механізму визначимо за формулою:

$$C_{\text{вир.нр}} = C_{\text{вир.б}} - B_{\text{мат.б}} + B_{\text{мат.нр}}, \quad (3.1)$$

де $C_{\text{вир.б}}$ – виробнича собівартість базового механізму, грн.;

$B_{\text{мат.б}}$, $B_{\text{мат.нр}}$ – матеріальні витрати на виготовлення штанг відповідно в базовому та проектному варіантах, грн.;

$$C_{\text{вир.нр}} = 120420 - 9383 + 7083 = 118120 \text{ грн.}$$

Повна собівартість механізму включає його виробничу собівартість та позавиробничі витрати $B_{\text{нв}}$, які складають 1% від $C_{\text{вир.}}$.

$$C_{\text{нов.нр}} = C_{\text{вир.нр}} + B_{\text{нв}} = C_{\text{вир.нр}} \cdot 1,01 \quad (3.2)$$

$$C_{\text{нов.нр}} = 118120 \cdot 1,01 = 119300 \text{ грн.}$$

Оптову ціну механізму визначимо за формулою:

$$C_{\text{онт}} = C_{\text{нов}} \cdot \left(1 + \frac{\Pi_{\text{н}}}{100}\right), \quad (3.3)$$

де Π_n - нормативний прибуток ($\Pi_n=20\%$).

$$\Pi_{ont.np} = 119300 \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 143160 \text{ грн.}$$

3.3 Визначення річних експлуатаційних витрат

До розрахунку експлуатаційних витрат доцільно включати лише ті статті витрат, які відрізняються у порівнюваних варіантах [45].

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^m B_i \quad (3.4)$$

де B_e – витрати на силову електроенергію, грн.;

B_p – витрати на ремонт механізму, грн.;

B_{π} – витрати на утримання приміщення, грн.;

$B_{ам}$ - витрати на амортизацію механізму, грн.

Витрати на електроенергію силову:

$$B_e = \frac{N_b \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot F_{орм} \cdot \Pi_{ел} \quad (3.5)$$

де N_b – встановлена потужність електродвигунів механізму, кВт;

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

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю ($K_N=0,6...0,7$);

K_d – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за часом (0,3...0,5);

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів (0,86...0,9);

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства (0,92...0,96);

$F_{дрм}$ - дійсний річний фонд часу роботи механізму, год.

$C_{ел}$ – ціна 1 кВт-год силової електроенергії без ПДВ ($C_{ел}=2,91$ грн.), грн.

В базовому варіанті:

$$B_{ел}^{баз} = \frac{1,5 \cdot 0,7 \cdot 0,65 \cdot 0,4}{0,88 \cdot 0,95} \cdot 1430 \cdot 4,50 = 2368,08 \text{ грн.};$$

В проектному варіанті:

$$B_{ел}^{пр} = \frac{1,5 \cdot 0,7 \cdot 0,65 \cdot 0,4}{0,88 \cdot 0,95} \cdot 1387 \cdot 4,50 = 2296,87 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{уп} = F_o \cdot F_{дрм} \cdot C \quad (3.6)$$

де F_o – площа робочої зони, яку обслуговує механізм, м²;

C – годинні витрати, пов'язані з використанням 1 м² виробничого приміщення ($C=0,42$ грн./м²);

$$B_{уп}^{баз} = 3 \cdot 1430 \cdot 0,48 = 2059,20 \text{ грн.};$$

$$B_{уп}^{пр} = 2,7 \cdot 1387 \cdot 0,48 = 1797,52 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію механізму:

$$B_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{100}, \quad (3.7)$$

де H_a – норма амортизації ($H_a=15\%$);

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

Балансову вартість механізму знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = \Pi_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}}), \quad (3.8)$$

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

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

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 145950 \cdot (1 + 0,07 + 0,05) = 163464 \text{ грн.};$$

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{нр}} = 143160 \cdot (1 + 0,07 + 0,05) = 160339 \text{ грн.}$$

$$B_a^{\text{баз}} = \frac{163464 \cdot 15}{100} = 24519,60 \text{ грн.};$$

$$B_a^{\text{нр}} = \frac{160339 \cdot 15}{100} = 24050,88 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Річні експлуатаційні витрати

№	Експлуатаційні витрати	Умовне	Варіанти
---	------------------------	--------	----------

п/п		позначення		
			Базовий	Проект
1.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	2368,08	2296,87
2.	Утримання приміщення	$B_{уп}$	2059,20	1797,52
3.	Амортизація механізму	B_a	24519,60	24050,88
Всього експлуатаційних витрат		B_e	28946,88	28145,27

3.4 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує підприємство-споживач від експлуатації одного проектного механізму, розраховуємо за формулою:

$$E_p = B_e^{\bar{a}z} - B_e^{np} - E_n \cdot (\Phi_{бал}^{np} - \Phi_{бал}^{\bar{a}z}), \quad (3.9)$$

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

Таким чином, річний економічний ефект, який отримує підприємство-споживач від експлуатації одного проектного механізму, становить:

$$E_p = 28946,88 - 28145,27 - 0,16 \cdot (160339 - 163464) = 1302 \text{ грн.}$$

Підсумкові техніко-економічні показники проекту зведено до табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показники	Одини ця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1.	Річний фонд часу роботи механізму	год.	1430	1387	-3,1
2.	Площа робочої зони	м ²	3,0	2,7	-11,1
3.	Оптова ціна механізму	грн.	145950	143160	-1,9
4.	Річні витрати від експлуатації одного механізму	грн.	28946,88	28145,27	-2,8
5.	Річний економічний ефект від експлуатації проектного механізму	грн.	—	1302	—

ВИСНОВКИ

У даній випускній кваліфікаційній роботі для освітнього ступеня «магістр» розв'язане актуальне завдання проектування обладнання для 3D-друку на основі механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» з вивченням питання забезпечення необхідної кінематичної точності відтворення заданих траєкторій руху робочого органу.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проаналізовані існуючі способи забезпечення точності механізмів паралельної структури;
- проведено огляд існуючих прикладів практичного застосування механізмів паралельної структури типу «поворотна дельта»;
- виконано постановку і розв'язок прямої і зворотної кінематичної задачі для механізму паралельної структури типу «поворотна дельта»;
- розраховано точність відтворення заданої траєкторії руху при відомих параметрах двигунів приводу подачі робочого органу механізму паралельної структури типу «поворотна дельта».

Механізми паралельної структури типу «поворотна дельта» поки не застосовуються в якості обладнання для 3D друку, тому дане питання потребує більш докладного вивчення. І в першу чергу постала задача дослідження похибок відхилення виконавчого органу механізму паралельної структури від заданої траєкторії руху. Саме відповідь на неї мала вирішити питання придатності даного типу механізмів до функціонування в якості 3D принтерів. Очевидною була необхідність доповнення кінематичних ланцюгів приводу редукторами. Оснащення механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» кроковими двигунами неодмінно призведе до дискретизації повороту приводних важелів, що буде викликати похибку відхилення від заданої траєкторії. Проведені дослідження показали, що при дискретності у 10000 імпульсів на один оберт вихідного вала мотор-редуктора максимальне значення геометричної суми похибки відхилення не

перевищує 0,025 мм, що за нинішнього розвитку технології 3D друку FDM (Fused Deposition Modeling) є цілком достатнім. Ще одним важливим висновком з проведених досліджень є те, що похибка відхилення залежить від висоти розташування вихідного органу механізму на робочим столом: чим вища висота, тим менше похибка відхилення. Причому за певних умов різниця у максимальних значеннях може сягати до 2 разів.

Додатково до поставленої мети підтверджено економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень. Очікуваний економічний ефект у споживача при конструюванні, виробництві та експлуатації даного механізму паралельної структури типу «поворотна дельта» в якості обладнання для 3Д-друку становить 1302 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гапоненко Е.В. Динамика управляемого движения робота-трипода с шестью степенями подвижности: дис...канд. тех. наук : спец. 01.02.06 / Е.В. Гапоненко. – Белгород, 2014. – 137 с.
- 2 (119). Masory, O. Kinematic modeling and calibration of a Stewart platform/ O.Masory, J.Wang, H.Zhuang //Advanced Robotics.-1997.- № 11(5). - P. 519–539.
- 3 (135). Patel, A. J. Volumetric error analysis of a Stewart platform based machine tool / A. J. Patel , K. F. Ehmann // Annals of the CIRP. – 1997. - 46/1/1997. – P. 287–290.
- 4 (159). Wang, S. M. Error model and accuracy analysis of a six-dof Stewart platform / S. M. Wang, K. F Ehmann // ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. – 2002. – May. - № 124(2). – P. 286–295.
- 5 (155). Tischler, C. R. Predicting the slop of in-series/parallel manipulators caused by joint clearances / C. R. Tischler, A. E. Samuel // In ARK. - Strobl, 1998. - June 29 - July 4. – P. 227–236.
- 6 (134). Parenti-Castelli, V. On the joint clearance effects in serial and parallel manipulators / V. Parenti-Castelli, S. Venanzi // In Workshop: Fondamental issues and future directions for parallel mechanisms and manipulators, pages 215–223, Qu’ebec, October, 3-4, 2002.
- 7 (163). 163. Wohlhart, K. Degrees of shakiness / K. Wohlhart // Mechanism and Machine Theory. 1999. - October. - № 34(7). - P. 1103–1126.
- 8 (136). Pott, A. A new approach to error analysis in parallel kinematic structures / A. Pott, M. Hiller // In ARK, Sestri-Levante, June 28 - July 1, 2004.
- 9 (100). High precision parallel robots for micro-factory applications / Clavel R. and others // In 2nd Int. Colloquium, Collaborative Research Centre 562, pages 85–296, Braunschweig, May, 10-11, 2005.
- 10 (130). Niaritsiry, F-T. Study of the source of inaccuracy of a 3 dof flexure hinge-based parallel manipulator / F-T. Niaritsiry, N. Fazenda, R. Clavel // In IEEE

Int. Conf. on Robotics and Automation, New Orleans, April, 28-30, 2004. – P. 4091–4096.

11 (137). Pritschow, G. Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of PKM / G. Pritschow, C. Eppler, T. Garber // In 3rd Chemnitzer Parallelkinematik Seminar, Chemnitz, April, 23-25, 2002. – P. 313–333.

12. Шелепко О.В., Кириченко А.М., Гречка А.І. Експериментальне визначення жорсткості багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). Кропивницький, 2018. № 31. С. 104–110.

13 (98). The optimal synthesis of parallel manipulators for desired workspace / A. M. Nay, J. A. Snyman // In ARK, pages 337–346, Caldes de Malavalla, June 29 - July 2, 2002

14 (9). Афонин, В. Л. Обработывающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования / В. Л. Афонин, А. В. Крайнев, В. Е. Ковалев [и др.] ; под ред. В. Л. Афолина. – Москва : Машиностроение, 2001. - 256 с.

15 (11). Бушуев, В. В. Особенности проектирования оборудования с параллельной кинематикой / В. В. Бушуев, П. В. Подзоров // Станки и инструмент. - 2004. - № 4 - С. 3-10.

16 (19). Глазунов, В. А. Пространственные механизмы параллельной структуры / В. А. Глазунов, А. Ш. Колискор, А. Ф. Крайнев. - Москва : Наука, 1991. - 95 с.

17 (99). Herve, J. M. Group mathematics and parallel link mechanisms / J. M. Herve // In 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Milan. - 1995. - P. 2079-2082.

18 (64). Bonev, L. A. Geometric Analysis of Parallel Mechanisms : dissertation / Ph. D L. A. Bonev – Canada : University of Laval, Quebec, 2002.

19 (25). Диментберг, Ф. М. Теория пространственных шарнирных механизмов/ Ф. М. Диментберг. – Москва : Наука, 1982. - 336 с.

20 (106). Jovane, F. Molinari Tosatti L. Design Issues for Reconfigurable PKMs / Jovane F, Negri S. P. Fassi T. // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. Chemnitz, 2002. - P. 69-82.

21 (165). Wurst, K.-H. Peling U PKM Concept for Reconfigurable Machine Tools / K.-H Wurst // 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar; Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. Chemnitz, 2002 - P. 683-695.

22 (170). Yoon, J. Reconfigurability of a Parallel Manipulator: A Case Study / J. Yoon, J Ryu. // Proceeding of the WORKSHOP on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators, October 3–4, Clement M. Gosselin, Imme Ebert-Uphoff (eds.), Quebec, Canada, 2002. - P. 94-97.

23 (20). Данилин, П. О. Групповая кинематическая развязка движений в механизмах параллельной структуры / П. О. Данилин, Л. И. Тывес, В. А. Глазунов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. - № 3. - С. 27-35

24 (48). Разработка механизмов параллельной структуры с кинематической и динамической развязкой / В. А. Глазунов, П. О. Данилин, С. В. Левин и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. - № 2. - С. 23-32.

25 (79). Do, W.Q. D. Invers Dynamic Analysis and Simulation of a Platform Type of Robot. / W.Q. D. Do, D.C.H. Yang // J. Robot. Syst. - 1988. - № 3. - P. 209-227.

26 (50). Саркисян, Ю. Л. Аппроксимационный синтез механизмов / Ю. Л. Саркисян. – Москва : Наука, 1982. – 304 с.

27 (46). Пространственные механизмы параллельных соединений как элементная база нового поколения станков / В.Л. Афонин, Б.М. Базров, Л.К. Ковалев, А.Ф. Крайнев // Вестник машиностроения. - 1998. - № 2. - С. 8-11.

28 (26). Иванов, К. С. Синтез пространственных механизмов с использованием обращения движения / К. С. Иванов // Машиноведение. - 1978. - № 1.-С.48-54.

29 (47). Равани, Б. Синтез движения с использованием кинематических отображений / Б. Равани, Б. Рот // Тр. Амер. о-ва инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. – 1983. - № 3. - С. 247-255.

30 (56). Яковлев, А. В. Моделирование и отображение кинематики движения пространственных механизмов / А. В. Яковлев // Машиноведение. - 1989. - № 5. - С. 12-17.

31 (24). Диментберг, Ф. М. Теория винтов и ее приложения / Ф. М. Диментберг. – Москва : Наука, 1978. - 327 с.

32 (41). Подзоров, П. В. Синтез механизмов параллельной кинематики на основе структурного анализа / П. В. Подзоров // Материалы XII конф. молодых ученых, аспирантов и студентов. - Москва, 2000. – С. 17.

33 (95). Gwinnett, J. T. Amusement devices US Patent № 1, 789, 680, January 20, 1931.

34 (145). Sellgren U. Modeling of mechanical interfaces in a systems context / U. Sellgren // In Int. ANSYS Conf., Pittsburgh, April 2002.

35 (91). Gough, V. E. Contribution to Discussion to Papers on Research in Automobile Stability and Control and in Tyre Performance by Cornell Staff. / V. E. Gough // Pr. Autom.Div. Inst. Mech. Eng, 1956/57. – P. 392-396.

36. Робототехника / Под ред. Е.П.Попова, Е.И.Юревича. - М.: Машиностроение, 1984.

37. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Під ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003 р.

38. Valasek M., Bauma V., Sika Z., Belda K., Pisa P.. Design-by-Optimization and Control of Redundantly Actuated Parallel Kinematics Sliding Star // Multibody System Dynamics (2005) 14: P. 251-267.
39. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение – 1, 2003. – 384 с.
40. <https://www.sipro.vr.it/robot-delta/delta-robot-SIAX-D3-500.html>
41. <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D1%80%D0%B8%D0%BB%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F>.
42. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D1%80%D0%B8%D0%BB%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%86%D0%B8%D1%8F>.
43. https://ua.onlinesechool.com/math/library/analytic_geometry/plane/.
44. https://ua.onlinesechool.com/math/library/analytic_geometry/p_plane/.
45. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. 40 с.
46. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник // Под общ. ред. К.М. Великанова. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1990. 448 с.