

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»**

**Підвищення точності приводів подач фрезерного
верстата з ЧПУ за рахунок використання
локальних систем управління**

спеціальність 131 Прикладна механіка
(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»
(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ПМм-21
Пишук Назарій Петрович

(підпис)

Керівник:
к.т.н., доцент
Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 2025 р.
к.т.н., доцент
Гарант освітньої програми:
Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2025 року

Луцький національний технічний університет

Факультет Транспорту та механічної інженерії
Кафедра Прикладної механіки та мехатроніки
Другий (магістерський) рівень
освітньо-професійної програми «Прикладна механіка»
Спеціальність 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Р. РЕДЬКО
“ _____ ” _____ 2025 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА**

Пишукка Назарія Петровича
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Підвищення точності приводів подач фрезерного верстата з ЧПУ за рахунок використання локальних систем управління», керівник кваліфікаційної роботи магістра Четвержук Тарас Іванович к.т.н., доц. каф. ПМіМ затверджені наказом вищого навчального закладу від від «14» червня 2025 р. № 391/01-07
2. Строк подання студентом роботи 02.12.2025 р.
3. Вихідні дані до роботи: звіт з переддипломної практики, технічна документація фрезерного верстату з ЧПУ, інструкція для контролера Turbo PMAC2, конструкторська документація, нормативні дані.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
1. Системи автоматичного управління верстатів з чпу та їх особливості. 2. Моделювання роботи СУЕП фрезерного верстату з ЧПУ. 3. Математичне моделювання роботи пристрою ЧПУ фрезерного верстату з перехресним зв'язком. 4. Експериментальні дослідження
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентація

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

24.06.2025 р.

Керівник

_____ (підпис)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Примітка
1.	<i>Системи автоматичного управління верстатів з ЧПУ та їх особливості</i>	<i>01.10.2025</i>	
2.	<i>Моделювання роботи СУЕП фрезерного верстату з ЧПУ</i>	<i>10.10.2025</i>	
3.	<i>Математичне моделювання роботи пристрою ЧПУ фрезерного верстату з перехресним зв'язком</i>	<i>30.10.2025</i>	
4.	<i>Експериментальні результати</i>	<i>29.11.2025</i>	
6.	<i>Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра</i>	<i>16.12.2025</i>	
7.	<i>Представлення роботи до захисту</i>	<i>20.12.2025</i>	

Студент

_____ (підпис)

Пишук Н.П.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Четвержук Т.І.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Пишук Н.П. Підвищення точності приводів подач фрезерного верстата з ЧПУ за рахунок використання локальних систем управління. – Рукопис.

Атестаційна магістерська робота на здобуття кваліфікації другого (магістерського) рівня вищої освіти із спеціальності 131 – Прикладна механіка. – Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2025.

Робота присвячена аналізу процесу обробки деталей на металорізальному фрезерному обладнанні з ЧПУ та динамічним похибкам, які виникають під час роботи системи приводів. В даній роботі розроблено та оптимізовано моделі динамічних процесів, які відбуваються під час контурної обробки на фрезерних верстатах з ЧПУ. Сформований підхід, заснований на методі простору станів, дозволив забезпечити швидкість отримання параметрів коригувальних сигналів у реальному масштабі часу, а також дозволяє керувати величиною контурної похибки за різних швидкостей подачі. Запропоновано новий керуючий елемент на основі перехресного зв'язку, який можна використовувати на високошвидкісних фрезерних верстатах у приводах із кульково-гвинтровою передачею.

Проведено експериментальні дослідження по трьом основним контурам в площині X-Y з різними швидкостями подачі. Експериментальні результати показали, що запропонований адаптивний нелінійний УЕ з перехресним зв'язком збільшив точність обробки контуру, тобто знизив контурну похибку, в тому числі і при збільшенні контурної швидкості.

Ключові слова: фрезерний верстат з ЧПУ, система управління електроприводом, моделювання, управляючий елемент, контурна похибка, оптимізація, траєкторія обробки.

ANNOTATION

Pyshuk N. Increasing the accuracy of CNC milling machine feed drives due to the use of local control systems . – Manuscript.

Attestation master's thesis for obtaining the qualification of the second (master's) level of higher education in specialty 131 – Applied mechanics. – Lutsk National Technical University.– Lutsk, 2025.

The work is devoted to the analysis of the process of machining parts on CNC metal-cutting milling equipment and dynamic errors that arise during the operation of the drive system. In this work, models of dynamic processes that occur during contour machining on CNC milling machines have been developed and optimized. The developed approach, based on the state space method, has made it possible to ensure the speed of obtaining the parameters of correction signals in real time, and also allows you to control the magnitude of the contour error at different feed rates. A new control element based on cross-coupling is proposed, which can be used on high-speed milling machines in drives with ball screw transmission.

Experimental studies have been conducted on three main contours in the X-Y plane with different feed rates. Experimental results showed that the proposed adaptive nonlinear UE with cross-coupling increased the accuracy of contour processing, i.e. reduced the contour error, including when increasing the contour speed.

Keywords: CNC milling machine, electric drive control system, modeling, control element, contour error, optimization, machining trajectory.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ ТА ЇХ ОСОБЛИВОСТІ	12
1.1 Огляд та аналіз структур та елементів лінійних приводів подачі із КГП фрезерних верстатів з ЧПУ.....	12
1.2 Аналіз структур систем управління електроприводом (СУЕП) верстату з ЧПУ.....	13
1.3 Пропорційно-інтегрально-диференціальні регулятори (ПД- регулятори).....	19
1.4 Стандартний управляючий елемент (УЕ) прямого зв'язку.....	21
1.5 Висновки до розділу 1.....	22
2 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СУЕП ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ З ЧПУ..	23
2.1 Опис експериментального обладнання.....	23
2.2 Реалізація зворотного зв'язку за положенням.....	25
2.3 Реалізація зворотного зв'язку за струмом.....	26
2.4 Структурна схема та математичний опис електромеханічної частини приводу подачі фрезерного верстату з ЧПУ.....	27
2.5 Чутливість параметрів моделі.....	35
2.6 Налаштування ПД-регулятора та балансування параметрів між осями X та Y.....	37
2.7 Моделювання роботи управляючого елемента з перехресним зв'язком при лінійній та круговій обробці.....	43
3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПРИСТРОЮ ЧПУ ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ З ПЕРЕХРЕСНИМ ЗВ'ЯЗКОМ	48
3.1 Генерація траєкторії переміщення.....	48
3.2 Лінійна та кругова інтерполяція.....	50
3.3 Генерація кінематичних профілів.....	52

3.4	Визначення та квантування довжин переміщення.....	56
3.5	Коригування значень прискорення та ривка.....	57
3.6	Математичний опис динаміки фрезерного верстата з ЧПУ.....	57
3.7	Розробка системи управління приводами фрезерного верстата з ЧПУ з врахуванням його динамічних характеристик.....	60
4	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ	65
4.1	Дослідження величини контурних похибок при обробці найпоширеніших траєкторій	65
4.2	Обробка квадрата зі стороною 100 мм.....	66
4.3	Обробка контуру типу ромб.....	69
4.4	Обробка кола радіусом 100мм.....	72
	ВИСНОВОК.....	75
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	77
	ДОДАТКИ.....	82

ВСТУП

Сучасні машинобудівні підприємства висувають жорсткі вимоги до точності та продуктивності виробничого металообробного обладнання, а саме верстатів з числовим програмним управлінням (ЧПУ). Фрезерні верстати з ЧПУ є ключовим елементом цього виробництва. Якість кінцевої продукції безпосередньо залежить від точності позиціонування робочих органів верстата, що забезпечується приводами подач. Існуючі системи управління, попри їхню високу технологічність, часто мають обмеження, пов'язані з динамічними характеристиками механічних передач, люфтами, пружними деформаціями та інерцією. Ці фактори знижують точність обробки, особливо на високих швидкостях та при складних траєкторіях руху. Використання локальних систем управління (ЛСУ) безпосередньо в контурі привода може забезпечити швидшу реакцію на збурення, ефективнішу компенсацію відхилень і нелінійностей, а отже як наслідок, значне підвищення точності переміщень. Тематика даної роботи узгоджується з пріоритетними напрямками розвитку технічних наук, а також з науковими напрямками кафедри прикладної механіки та мехатроніки Луцького національного технічного університету, а саме – «Дослідження, проектування, вдосконалення металообробного обладнання».

Актуальність теми. Сучасні тренди і тенденції верстатобудування спрямовані на виготовлення металообробного обладнання з найвищим рівнем автоматизації та з можливістю його швидкого перенастроювання на продукування інших виробів. Технології високошвидкісної обробки вимагають високої швидкості подачі, що призводить до збільшення помилок переміщення по кожній осі, що, у свою чергу, веде до появи контурних помилок. Однією з фундаментальних практичних та дослідницьких проблем в області високошвидкісної фрезерної обробки є розробка нових методів компенсації динамічної реакції системи приводів у сукупності з утворенням траєкторій обробки та контролю, які зводяться до мінімальної похибки контурної обробки, таким чином щоб оброблені деталі не мали

порушень допусків за розмірами та забезпечували якісні показники оброблювальної поверхні.

Контурні похибки, які визначаються як відхилення від необхідної траєкторії переміщення інструменту, виникають у верстатах та інших багатоосьових динамічних системах через помилки відстеження окремих осей. Основними причинами помилок відстеження осі є: динамічна реакція системи приводу подачі на початкову траєкторію [1, 4]; сили тертя та різання [17]; нелінійності – люфти в системі приводу [13]; помилки моделювання та невідповідність динаміки осі [28].

Оброблення деталей та виробів, що поєднують у собі велику кількість ламаних траєкторій, спряжень у поєднанні з різними геометричними кривими високого порядку [5] потребує одночасного керування кількома осями. Лінійний привід подачі фрезерного верстата з ЧПУ реалізовує відносні переміщення заготовки та інструменту відносно один одного за заданим законом переміщення.

Спроби знизити контурні помилки починаються на етапі формування траєкторії, де плануються команди позиціонування з позначкою часу кожної осі. Команди положення з позначкою часу повинні уникати розривів у профілях швидкості та прискорення, які, у свою чергу, впливають на динаміку системи приводу подачі своїми високочастотними гармоніками. Управляючий вплив потім буде застосовуватися на кожній осі для відстеження команд позиціонування та швидкості, які реалізують бажану траєкторію руху інструменту. Існує два основні методи зменшення контурних помилок. У першому підході, який називають «управлінням відстеження осі», помилки контуру зменшуються опосередковано, намагаючись зменшити помилки відстеження кожної осі окремо. Другий підхід називається «контролем контуру» і фокусується тільки на зменшенні контурної помилки, не враховуючи помилки кожної осі.

Таким чином, у даній роботі розглядатиметься режим контурної обробки, при якому переміщення виконавчого органу верстата з ЧПУ відбувається за заданою траєкторією в сукупності з методом контролю контуру.

Завданням кваліфікаційної роботи була розробка технічних рішень щодо підвищення продуктивності та точності обробки виробів, виготовлених із легко оброблених матеріалів, які характеризуються наявністю складних контурів.

Метою даної роботи є теоретичне обґрунтування та експериментальна перевірка ефективності використання локальних систем управління для підвищення точності приводів подач фрезерного верстата з ЧПУ.

Для досягнення мети поставлено наступні *задачі*:

1. Проаналізувати існуючі проблеми точності приводів подач фрезерних верстатів з ЧПУ та методи їх компенсації.

2. Обґрунтувати структуру та розробити алгоритми функціонування локальної системи управління для корекції траєкторії руху.

3. Розробити математичну модель процесів функціонування систем автоматичного управління з урахуванням особливостей динаміки фрезерного верстату з ЧПК.

4. Здійснити програмну реалізацію розроблених алгоритмів та їх інтеграцію з існуючою системою ЧПУ.

5. Провести експериментальні дослідження для оцінки підвищення точності позиціонування та контурної обробки при впровадженні локальних систем управління.

Об'єкт дослідження. Приводи подач фрезерного верстата з ЧПУ.

Предмет дослідження. Методи та алгоритми управління, спрямовані на підвищення точності функціонування приводів подач за рахунок використання локальних систем управління.

Методи дослідження. CAD-CAM-CAE технології для розрахунку і проектування верстатів з ЧПУ, системний аналіз, математичне та комп'ютерне моделювання динамічних систем, технічне прогнозування, теорія автоматичного управління, цифрова обробка сигналів, а також методи експериментальної фізики

та метрології для проведення досліджень і оцінки адекватності експериментальних результатів.

Практичне значення та новизна. Розроблені методи та алгоритми можуть бути використані для модернізації існуючого парку верстатів з ЧПУ, а також при проектуванні нових високоточних металорізальних верстатів. Розроблення та впровадження локальних систем управління дозволить підвищити якість обробки деталей, зменшити відсоток браку та збільшити продуктивність виробництва. *Новизна* ж полягає в розробці нового підходу до компенсації похибок приводів подач, що ґрунтується на застосуванні інтелектуальних локальних систем управління. Запропоновано оригінальну архітектуру взаємодії між центральною системою ЧПУ та локальними системами управління, яка дозволяє оперативно коригувати виконавчі та допоміжні рухи верстату без модифікації основного ядра системи управління.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, які розкривають суть кваліфікаційної роботи, рекомендації та висновки належать автору. Автором самостійно поставлено мету і сформовано задачі дослідження, проведено увесь комплекс технічних і проектних рішень та експериментальних досліджень.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати роботи доповідалися на науково-технічних конференціях, зокрема на V студентській науково-технічній конференції «Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії» факультету транспорту та механічної інженерії ЛНТУ. м. Луцьк, 13 листопада 2025 року, а пройшли апробацію на наукових семінарах кафедри прикладної механіки та мехатроніки ЛНТУ.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота магістра складається із вступу, 4 розділів, висновків та списку використаних літературних джерел. Зміст роботи викладено на 76 сторінках формату А4, містить 48 рисунків та 4 таблиці. Список використаних літературних джерел складається з 32 найменування.

РОЗДІЛ 1

СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ ТА ЇХ ОСОБЛИВОСТІ

1.1 Огляд та аналіз структур та елементів лінійних приводів подачі із КГП фрезерних верстатів з ЧПУ

У лінійних приводах подачі верстатів із ЧПУ, в тому числі і фрезерної групи, використовуються гідравлічний та пневматичний, електричний та електрогідравлічний слідкуючі приводи. Найбільш широке поширення отримав електричний слідкуючий привод подачі, що забезпечує зручність регулювання швидкості в широкому діапазоні з високою точністю і швидкодією. В конструкцію слідкуючого електроприводу входять електродвигун, силовий перетворювач, який живить електродвигун, регулятори, які забезпечують необхідну якість регулювання, механічні елементи приводу, вимірювальні перетворювачі систем зворотного зв'язку [22].

У сучасних металорізальних верстатах (90%) [19] як механічна частина приводу використовується кульково-гвинтова передача (КГП) при переміщенні виконавчих органів на відстані, які не перевищують 13 метрів. Головною ж відмінністю лінійних приводів подачі є використання різних двигунів (крокові, сервоприводи, тощо). Крім цього, використовуються різні системи автоматичного управління (САУ) для переміщенням робочого органу верстата з ЧПУ.

Найбільшого застосування КГП набули за рахунок високої плавності переміщень, великого ККД – до 0,97 та низького тепловиділення і нагрівання [6, 8]. Застосування антифрикційних матеріалів та можливість регулювання попереднього натягу дозволяють забезпечити високі швидкості переміщення до 100 м/хв та прискорення до 2g [12].

Основні структури приводів із КГП (рисунок 1.1) відрізняються розташуванням двигуна на вузлі верстата, відносно якого переміщується

виконавчий орган (а, б, в, з) або розташуванням на рухомому виконавчому органі, коли гвинт не обертається (схема д).

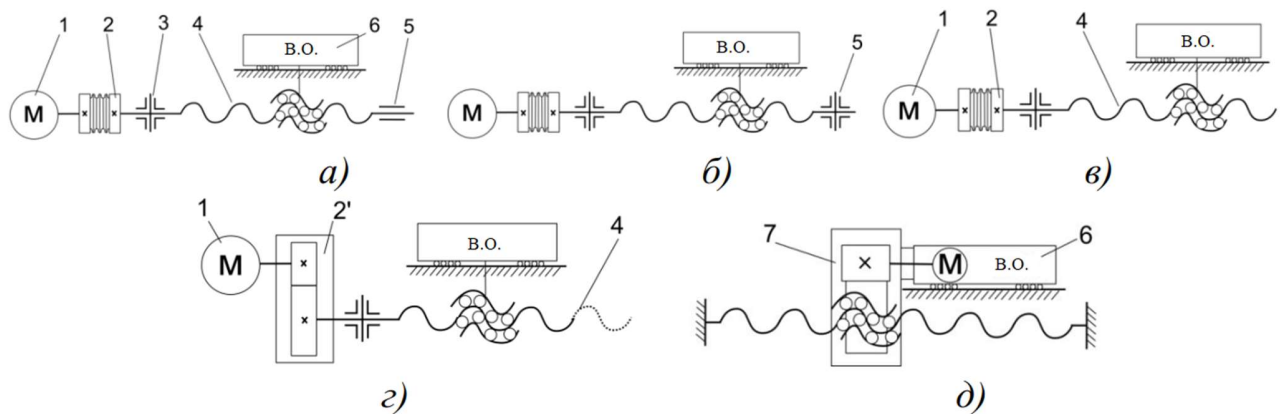


Рисунок 1.1 – Основні структури приводів із КГП:

1 – двигун; 2, 2' – муфта (редуктор); 3, 5 – підшипники, 4 – гвинт,
6 – виконавчий орган.

Лінійний привод з гвинтом, який не обертається (д) забезпечує більш високу жорсткість, але застосовується вкрай рідко через конструктивні складності розміщення двигуна і редуктора гайки, яка обертається. Підшипники 3 і 5 вибирають виходячи з міркувань забезпечення необхідної осьової жорсткості при допустимій частоті обертання. Використовуються циліндричні роликові, кулькові упорні або радіально-упорні підшипники.

1.2 Аналіз структур систем управління електроприводом (СУЕП) верстату з ЧПУ

Робота системи ЧПУ фрезерних верстатів дозволяє використовувати незалежні канали ЧПУ з координатних груп, а також використовувати традиційні аналогові або автономні цифрові слідкуючі приводи, підключені до оптоволоконної мережі. Після процесу інтерполювання необхідної траєкторії обробки сигнал керування подається незалежно на кожну систему керування електроприводом. В

даному випадку точність роботи та переміщення вузла металорізального обладнання залежить від точності системи управління електроприводом (СУЕП) за окремо взятою координатою. Основними функціями СУЕП є [7, 15]:

- виконання технологічного завдання. Високорівнева частина системи отримує команду і перетворює її на технічне завдання для конкретного пристрою, наприклад, верстата або крана;
- формування характеристик приводу. Низькорівнева частина системи формує статичні, динамічні та точнісні характеристики самого електроприводу.
- автоматизація. СУЕП робить електропривод автоматичним, управляючи його роботою за заданими параметрами.

Кожну СУЕП можна розглянути як систему, яка приймає та обробляє інформацію. Залежно від кількості використовуваних в СУЕП каналів інформації та його структури розрізняють 3 види автоматичного управління: по розімкнутому циклу, по замкнутому циклу, по комбінованому циклу (рисунки 1.2 - 1.4).

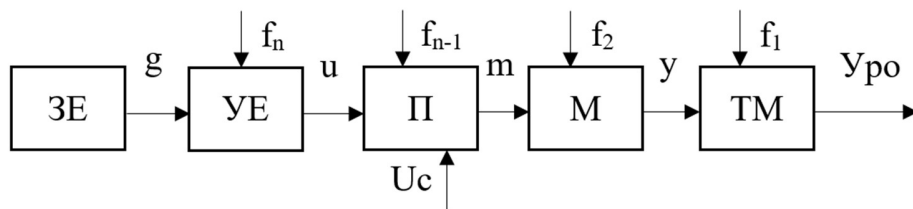


Рисунок 1.2 – Схема СУЕП за розімкнутим циклом

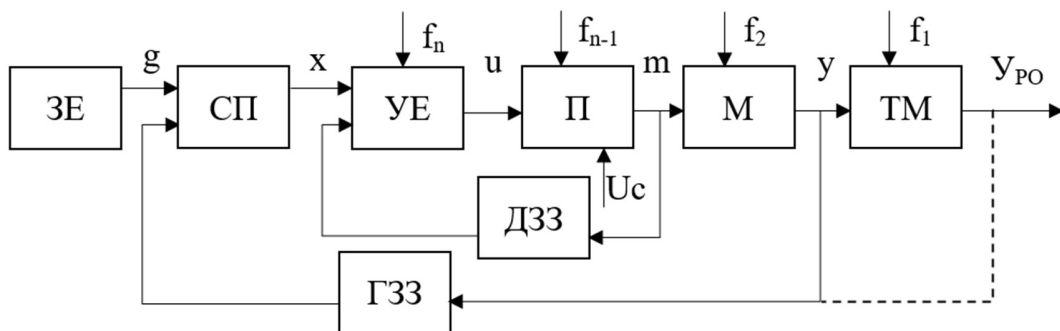


Рисунок 1.3 – Схема СУЕП за замкнутим циклом

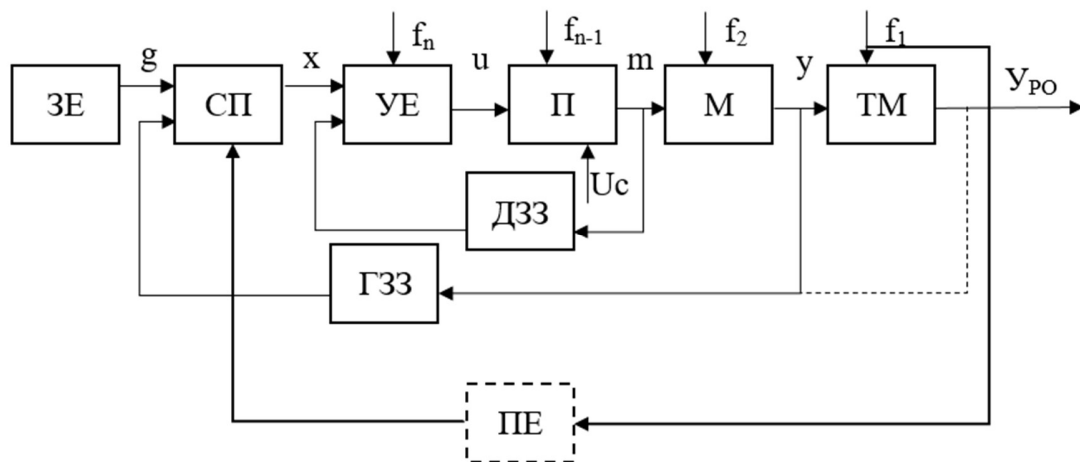


Рисунок 1.4 – Схема СУЕП за комбінованим циклом

На схемах введено такі позначення: ПЕ – перетворюючий елемент; U_c – напруга мережі живлення; U – регульована величина; m – регулюючий вплив; g – сигнал задаючої інформації; f_1 - f_n – збурення; ЗЕ – задаючий елемент; ПУ – підсумовуючий (сумуючий) пристрій; УЕ – управляючий елемент; П – силовий перетворювач; М – електрична машина; ГЗЗ – головний зворотній зв’язок; ДЗЗ – допоміжний зворотній зв’язок.

Для систем, що працюють за розімкненим циклом (рисунок 1.2) характерна відсутність будь-якого вимірювання та контролю кінцевого значення регульованої величини U . Регулююча дія від регульованої величини не залежить. У цих системах маємо лише один канал інформації – канал задання, при цьому точність виконання заданого режиму невелика. Така система використовується для пуску та гальмування двигунів, регулювання швидкості здійснюється у невеликих межах.

У системах управління із замкнутим циклом (рисунок 1.3) спільно використовується два канали інформації: канал задаючої інформації $g(t)$; канал інформації про фактичне значення регульованої величини $y(t)$ – зворотний зв’язок.

Задаюча інформація порівнюється з інформацією зворотного зв’язку, визначається помилка управління (1):

$$x(t) = g(t) - y(t) \quad (1.1)$$

Залежно від величини та знаку цієї помилки по каналу управління виробляється регулюючий вплив $m(t)$ на електричний привод таким чином, щоб звести помилку до нуля (або до допустимої величини), тобто забезпечити зміну регульованої величини за необхідним законом. При цьому жодне зі збурень не вимірюється, а їхній вплив на регульовану величину сприймається системою управління по каналу зворотного зв'язку.

Таке управління називається управлінням за помилкою, а зворотний зв'язок за регульованою величиною – головним, негативним, жорстким зворотним зв'язком. Крім головного зворотного зв'язку в таких системах застосовують допоміжні зворотні зв'язки ДЗЗ (місцевий, жорсткий та гнучкий). Дія гнучких зворотних зв'язків чинить вплив лише у перехідних процесах. Управляючі елементи та допоміжні елементи СУЕП служать для покращення якості процесу управління (жорсткий негативний ДЗЗ послаблює вплив збурюючих впливів на елементи, охоплені ними). Якщо система має один головний зворотній зв'язок (ЗЗ) – вона одноконтурна. Якщо система крім головного ЗЗ має один або кілька місцевих ЗЗ, то вона буде багатоконтурною.

Найбільш досконалими є системи управління з комбінованим циклом (рисунок 4). Вони об'єднують розімкнену та замкнуту системи. До основної замкнутої структури додається розімкнута структура каналу інформації про основний вплив $f_1(t)$. У регулюючій дії $m(t)$ постійно присутня складова, яка компенсує вплив обурення $f_1(t)$, що дозволяє забезпечити незалежність (інваріантність) регульованої величини $y(t)$ від основного збурювального впливу.

У випадку СУЕП фрезерного верстата, яка представлена на рисунку 1.5, має три контури: положення (КП), швидкості (КШ) та струму (КС) і побудована за принципом підпорядкованого регулювання. Робота всіх контурів приводу забезпечується пристроєм управління (ПУ), тобто системою ЧПУ, і команди приймаються після інтерполяції. Програмні модулі операційної системи контролера (регулятори положення, швидкості та струму) порівнюють фактичний

сигнал від зворотного зв'язку з керуючим сигналом. Різниця цих двох сигналів після перетворення подається на вхід об'єкта управління. Основним зовнішнім контуром є контур положення. Він містить: тяговий пристрій (ТП), переміщуваний вузол (ПВ), датчик переміщення (ДП), регулятор положення (РП), контур швидкості приводу (КШ).

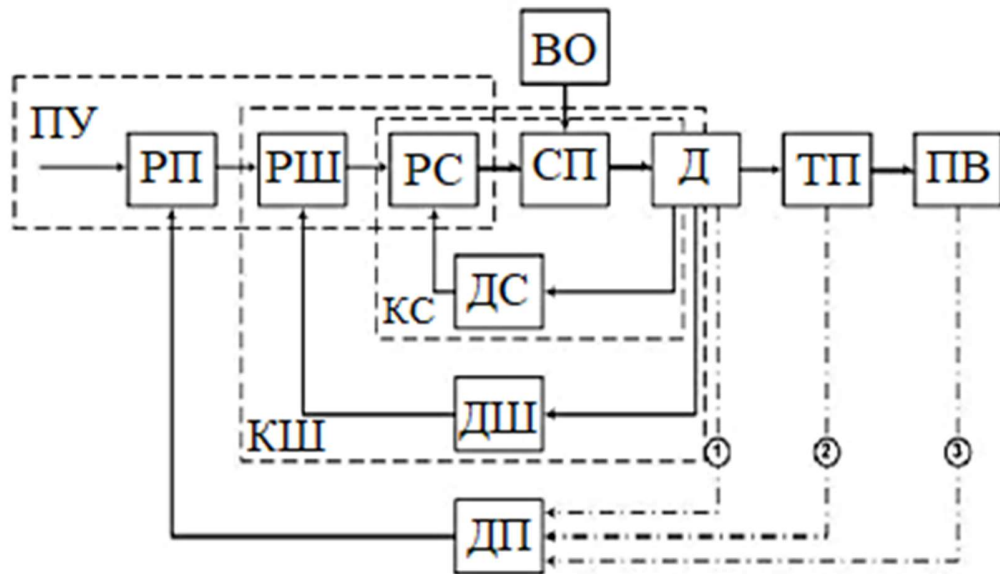


Рисунок 1.5 – СУЕП фрезерного верстата

Для регулювання швидкості двигуна приводу при зміні навантаження використовується автоматично регульований контур швидкості приводу (КШ), що містить датчик швидкості (ДШ), регулятор швидкості (РШ), контур струму (КС) та сам двигун (Д). У свою чергу, регулятор швидкості (РШ) включає фільтри, компаратори, додаткові контури для реалізації комбінованого та адаптивного управління. Основним елементом є ПД-регулятор, що забезпечує астатизм регульованого приводу за швидкістю. Функцію забезпечення зворотного зв'язку навантаження здійснює контур струму (КС), що включає регулятор струму (РС), датчик струму (ДС) і силову частину (силовий перетворювач СП і двигун Д). Джерелом енергії (ДЕ) для силового приводу служить трифазний випрямляч, що перетворює змінний струм мережі на постійний. СП є імпульсною системою, що

перетворює постійний струм від випрямляча в змінний, який регулюється за частотою та амплітудою, що подається на обмотки статора двигуна.

Оскільки верстатний привод є системою підпорядкованого регулювання, він представляє собою багатоконтурну систему автоматичного регулювання. Контур швидкості можна зробити астатичним, здійснюючи відповідне налаштування регуляторів, отримуючи нескінченно більшу жорсткість механічної характеристики.

Привід стає слідкуючим за збуренням по впливу керуючого положення при наявності зворотного зв'язку по положенню. Відпрацювання заданого сигналу за положенням без спотворень – основне завдання верстатного приводу. При цьому режимі роботи «класичного слідкуючого приводу» від режимів роботи верстатного слідкуючого приводу, оскільки у першому відбувається відпрацювання випадкового непередбачуваного руху, тоді як у другому відтворюється заздалегідь відома програма [15, 17]. Щоб відпрацювати задану програму без спотворень, лінійний привод подачі повинен мати частотно незалежну амплітудну характеристику в нескінченно великому діапазоні частот і являти собою ланку чистого запізнення. Реалізація такої ланки неможлива, але в цьому немає необхідності, так як частота задаючого впливу є кінцевим елементом.

Основна вимога до систем управління слідкуючим приводом – точність відпрацювання заданого закону руху. Як і в кожній системі автоматичного управління, точність визначається величиною встановленої похибки.

Для усунення чи зменшення величини встановленої помилки можуть застосовуватися різні методи синтезу законів управління, найчастіше перевага надається методам, які засновані на принципі інваріантності, або оптимізації. Перший з них вирішується за допомогою побудови комбінованої системи, другий передбачає розробку оптимальної по точності системи управління.

1.3 Пропорційно-інтегрально-диференціальні регулятори (ПІД-регулятори)

ПІД-регулятор (пропорційно-інтегрально-диференціальний регулятор) – це пристрій, який використовується в системах автоматичного управління для точного контролю різних параметрів, таких як температура, тиск або положення [21, 31]. Він працює на основі алгоритму, який враховує поточне відхилення від заданого значення (пропорційна складова), його накопичення з часом (інтегральна складова) та швидкість зміни (похідна складова). ПІД-регулятори найчастіше використовуються у промисловій автоматизації та робототехніці, в нашому випадку для керування швидкістю та положенням механічних систем, а саме для підвищення точності приводів подач фрезерних верстатів з ЧПУ

У ПІД-регуляторі коригуючий сигнал є комбінацією трьох компонентів: пропорційна, інтегральна і диференціальна від помилки положення. Завдання інтегрального (I) контролера полягає в тому, щоб усунути цю помилку, коли входи зміни положення є еталонними і відхилити зовнішні перешкоди. Проте використання I-регулятора саме собою призведе до нестабільності, і має поєднуватися з пропорційною дією, щоб забезпечити стабільну систему. Диференціальний регулятор (D) допомагає у формуванні динамічного відгуку системи. Оскільки в якості контролера використовується комп'ютер, то реалізований саме цифровий PID регулятор.

Існують різні способи проектування цифрових ПІД-регуляторів. Ми можемо, наприклад, сформулювати закон цифрового ПІД-регулятора, апроксимуючи ПІД-регулятор безперервного часу зворотною різницею або методом Ейлера [30]. У наступних аналізах закон ПІД-регулятора ($H_x(z)$ та $H_y(z)$ для осей X та Y відповідно) сформульований на основі зворотної різницевої апроксимації з використанням z-перетворення.

$$H_x(z) = H_y(z) = K_P + K_I \frac{T_z}{z-1} + K_D \frac{z-1}{T_z} \quad (1.2)$$

де, K_P , K_I , K_D – пропорційний, інтегральний та диференціальний підсилювачі відповідно. Інтегральне підсилення K_I вибирається досить великим, щоб гарантувати хорошу здатність придушення перешкод, а K_D призначений для забезпечення невеликого перевищення.

Дві основні проблеми з ПІД-регуляторами при контурній обробці – це погане відстеження кутів та нелінійних контурів і значні перевищення. Щоб зменшити вплив цих проблем, коефіцієнт посилення K_I має бути невеликим і реалізація контролера вимагає ретельного попереднього програмування періодів прискорення та уповільнення.

В додаток до базового ПІД-регулятора (рисунок 1.6) представлені деякі різні структури ПІД-регуляторів, які показані на схемах 1.6(б), 7(в) та 1.6(г) застосовуються на практиці [22, 23]. Але, оскільки схема 1.6(а) є найбільш поширеною структурою, то ми використаємо її при аналізі та моделюванні в даній роботі.

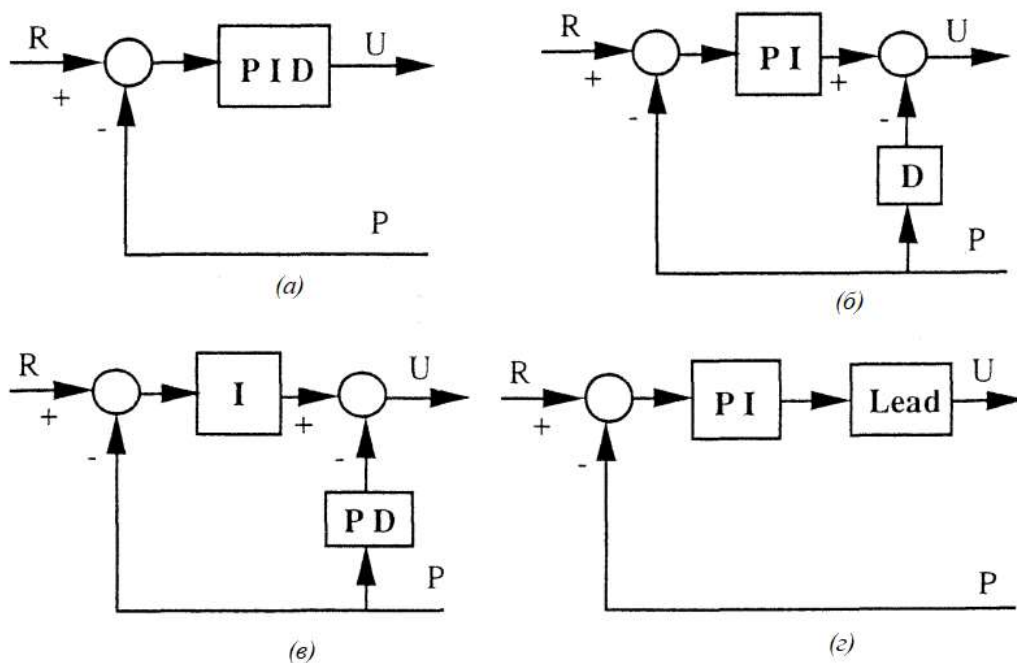


Рисунок 1.6 – Різні структури ПІД-регуляторів

1.4 Стандартний управляючий елемент (УЕ) прямого зв'язку

Існує два основних типи управляючих елементів прямого зв'язку, які представлені на рисунку 1.7.

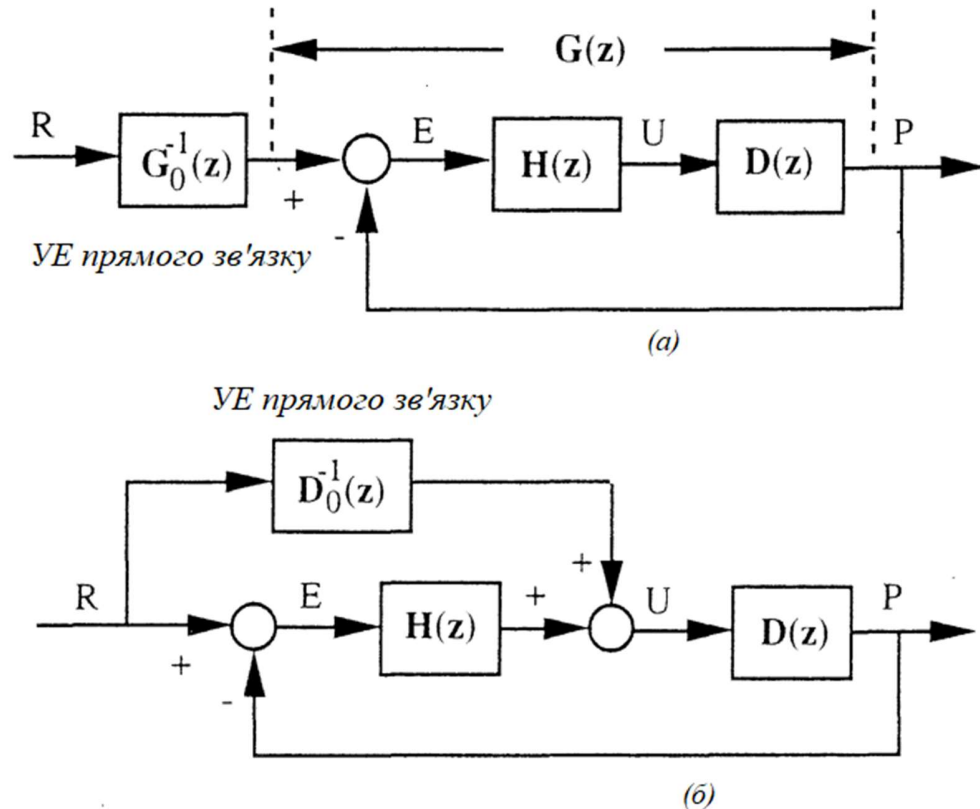


Рисунок 1.7 – Типи управляючих елементів прямого зв'язку

Принцип конструкції на схемі (а) [10] працює наступним чином: реалізує в керуючому комп'ютері передатну функцію $G_0^{-1}(z)$, яка є точною зворотною функцією реального контуру управління $G(z)$, тобто $G_0^{-1}(z)G(z) = 1$, і тоді фактичне положення стає рівним необхідному положенню. Схема (б) виконує таку ж функцію [12]. Якщо ми реалізуємо зворотну передатну функцію в блоці управляючого елемента з прямим зв'язком, як показано на схемі (б), ми отримаємо наступне рівняння замкнутого контуру:

$$\frac{P}{R}(z) = \frac{D_0^{-1}(z)D(z) + H(z)D(z)}{1 + H(z)D(z)} \quad (1.3)$$

де, $H(z)$ і $D(z)$ – представляють передавальні функції програмного УЕ та приводного пристрою відповідно. Якщо $D_0(z) = D(z)$, загальне співвідношення між необхідним положенням та фактичним положенням стає 1:1.

Тим не менше, між цими двома типами контролерів прямого зв'язку є деякі відмінності. Перший (схема а)) УЕ з прямим зв'язком є зворотним контуру управління зі зворотним зв'язком, який складається з УЕ і приводу, і отже, він стає більш складним, якщо використовується більш комплексний УЕ (наприклад, ПД-регулятор). Беручи до уваги, що останній є зворотним тільки приводу, і отже, конструкція відповідного йому прямого зв'язку УЕ проста і не залежить від конструкції УЕ зворотного зв'язку.

В другому випадку якщо УЕ прямого зв'язку ($G_0^{-1}(z)$) (схема 1.7 а) або $D_0^{-1}(z)$ (схема 1.7 б)) включає полюси, розташовані на або за межами одиничного кола в z -області, конструкція контролера прямого зв'язку повинна бути змінена.

1.5 Висновки до розділу 1

Таким чином провівши огляд і аналіз структур та елементів лінійних приводів подачі, а також систем управління електроприводом фрезерних верстатів з ЧПУ можна констатувати наступне:

1. Удосконалення динамічних характеристик системи автоматичного приводу буде проводитись в напрямку підбору коефіцієнтів посилення чи області комбінованого управління, тобто нашим завданням є попередження спотворення сигналу управління, який негативно впливає на стабільність роботи СУЕП.

2. Основні дослідження щодо збільшення точності контурної обробки на фрезерних верстатах з ЧПУ будуть проводитися в області покращення роботи кожного приводу окремо, що позначиться на контурній точності.

3. Завдяки побудованим математичним моделям та встановленні регуляторів в СУЕП будуть вести роботу вже з наявною динамічною похибкою в контурі положення виконавчого вузла фрезерного верстату з ЧПУ.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СУЕП ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТУ З ЧПУ

2.1 Опис експериментального обладнання

Для проведення експериментів і розробки нового управляючого елемента необхідно визначити динамічні характеристики [2, 32] і побудувати структурні моделі приводів подачі експериментального верстата. Розглянутий верстат (рисунок 2.1) – це 3-х осьовий фрезерний верстат з ЧПУ.



Рисунок 2.1 – 3-х осьовий фрезерний верстат із системою ЧПУ

Першим кроком для досягнення максимальної продуктивності будь-якої системи є розробка точної моделі системи ЧПУ [17]. Моделювання системи та ідентифікація параметрів дозволяють оцінити пропускну здатність або стабільність системи та встановити реалістичні цілі для проєктованої системи, що

розробляється. Використання моделі для оцінки нових конструкцій контролерів під час моделювання може значно заощадити час для досягнення бажаної продуктивності та точності [20]. Так як дослідження у цій роботі зосереджено на зменшенні контурної похибки у площині обробки X та Y, описано моделювання СУЕП лише осей X і Y. Кожна вісь складається з чотирьох основних компонентів: управляючого елемента (контролера), підсилювача, двигуна та рухомого столу (горизонтального переміщення шпинделя для осі Y).

Структурну схему роботи приводів представлено на рисунку 2.2. Стіл переміщається у напрямку осі X, шпиндель переміщається у напрямку осі Y.

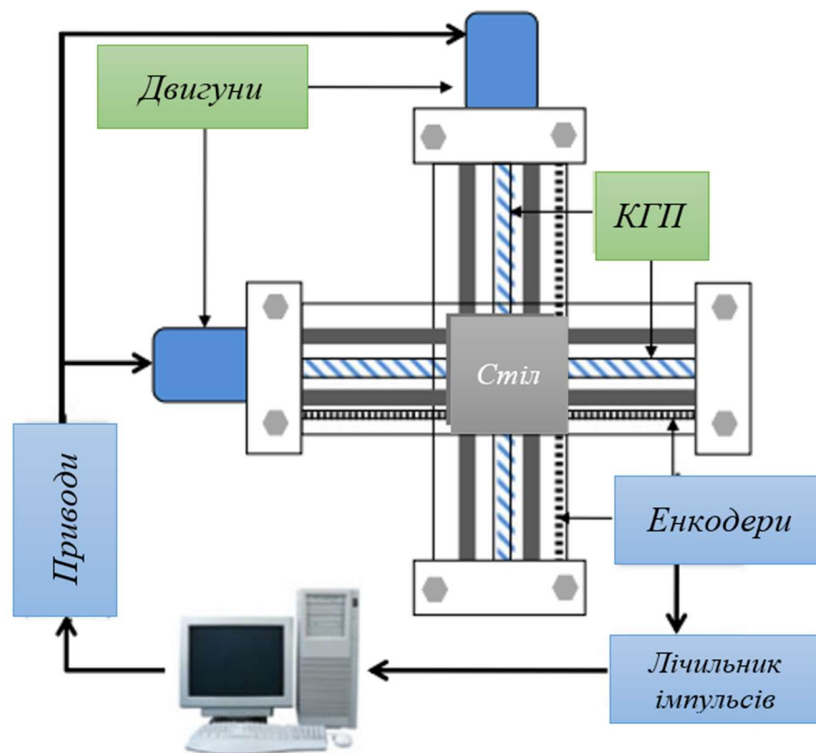


Рисунок 2.2 – Структурна схема роботи приводів фрезерного верстату з ЧПУ

Блок-схема для моделювання динамічних характеристик кожного приводу представлена на рисунку 2.3. Для приводів по осях X та Y вона ідентична, різниця тільки в масо-габаритних характеристиках, які безпосередньо впливають на динаміку системи.

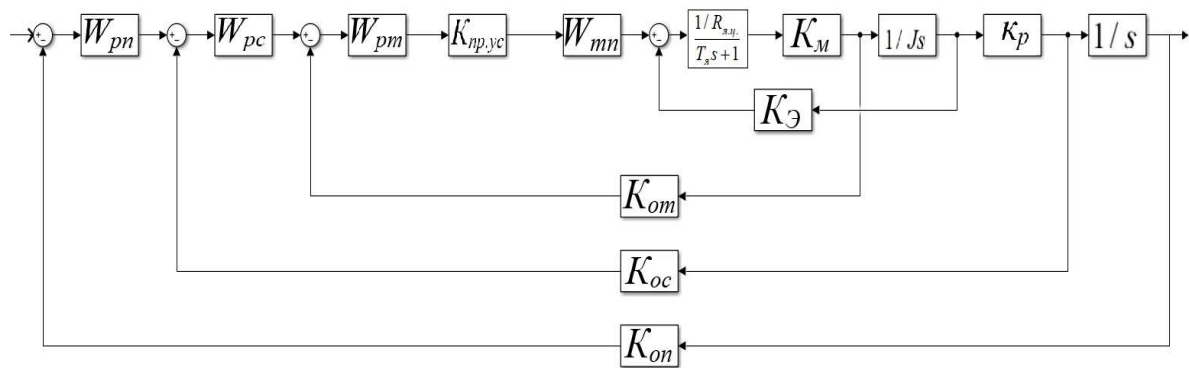


Рисунок 2.3 – Блок-схема для моделювання динамічних характеристик кожного приводу

2.2 Реалізація зворотного зв'язку за положенням

Ми використовуємо як управляючий елемент – контролер Turbo РМАС2, який замикає контур сервоприводу положення в цифровому вигляді для кожного керованого двигуна. Мета контуру сервоприводу за положенням полягає в тому, щоб спробувати привести фактичне положення двигуна у відповідність із заданим положенням у кожний момент часу. Детальна структурна схема зворотного зв'язку по положенню показано на рисунку 2.4.

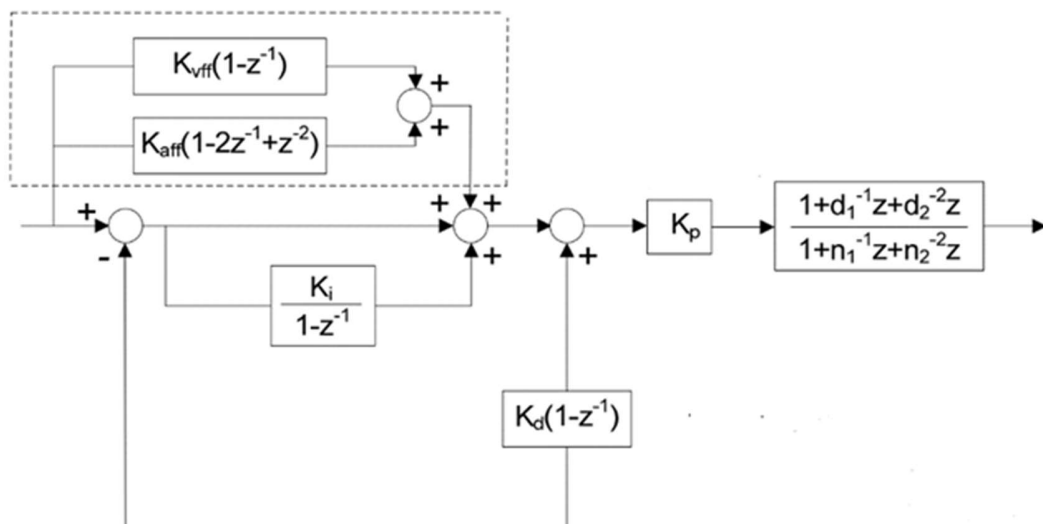


Рисунок 2.4 – Структурна схема зворотного зв'язку по положенню для приводів фрезерного верстату з ЧПУ

Контролер (Turbo PMAC2) розроблений таким чином, щоб дозволяти використовувати ПІД-регулятори [23]. Вони прості в розумінні та налаштуванні, але в той же час досить потужні, щоб забезпечити хороший контроль над багатьма системами. Зворотним зв'язком контуру сервоприводу положення є сигнал положення датчиків.

2.3 Реалізація зворотного зв'язку за струмом

Детальна структурна схема частини зворотного зв'язку за струмом, яка включає деякі частини управляючого елемента, підсилювача і двигуна, показана на рисунку 2.5. Струм, що генерується контуром сервоприводу положення, порівнюється з фактичним струмом, що вимірюється котушкою двигуна. Всередині контуру струму цифрового обчислення використовується попередньо масштабована квадратурна форма струму. Отже, для зворотного зв'язку використаємо аналого-цифровий перетворювач (АЦП) та перетворення з трифазної форми (abc) у пряму/квадратурну (dq) форму струму. Вихідні команди представлені у форматі цифрової широтно-імпульсної модуляції сигналу (ШІМ-сигналу) і цей сигнал активує двигун через підсилювач.

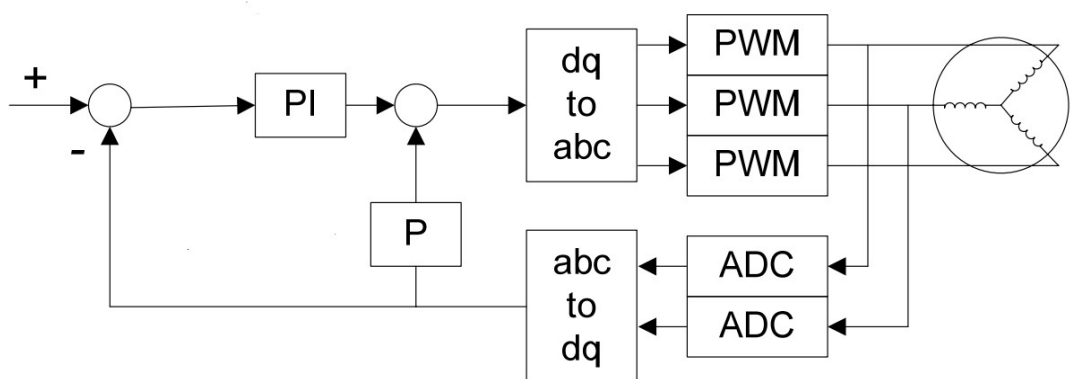


Рисунок 2.5 – Структурна схема частини зворотного зв'язку за струмом для приводів фрезерного верстату з ЧПУ

2.4 Структурна схема та математичний опис електромеханічної частини приводу подачі фрезерного верстату з ЧПУ

В'язкий зсув, який присутній у напрямних є єдиним компонентом коефіцієнта в'язкого тертя (B_x, B_y) у системі електромеханічного приводу подачі по осі Y та X. Еквівалентний момент інерції J_{eq} відноситься до загальної інерції, яку має подолати серводвигун при прискоренні осі X. Це значення складається з двох складових. Перша – це інерція сервомотора[24], муфти та гвинта, які обертаються з однаковою швидкістю. Друга – це відображена інерція лінійних рухомих частин (наприклад, столу, гайки тощо). Для осі Y – маса M представляє загальну рухому масу вздовж осі Y. Колона, шпindel та ротор лінійного двигуна входять у комплект поставки. Ці чотири системні параметри, B_x, B_y, J_{eq} та M визначаються за допомогою експерименту [11] та обчислень [12]. Детальні структурні схеми електромеханічних систем по осях X та Y представлені на рисунках 2.6 і 2.7 відповідно.

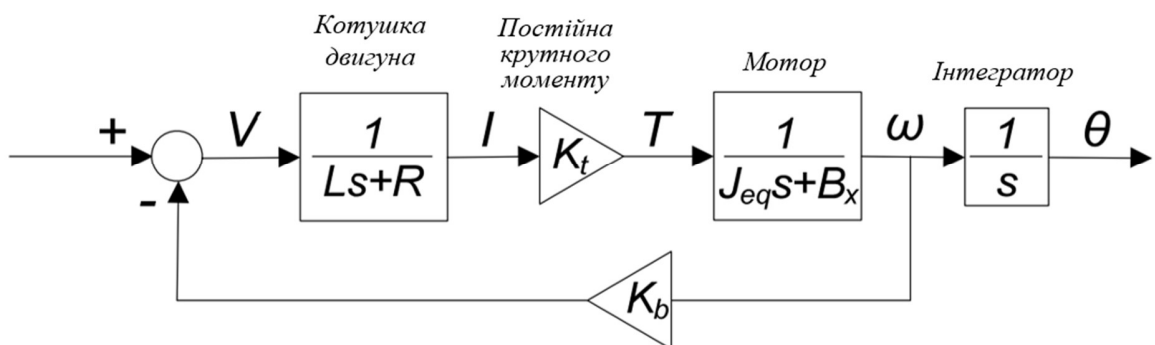


Рисунок 2.6 – Структурна схема електромеханічної системи по осі X

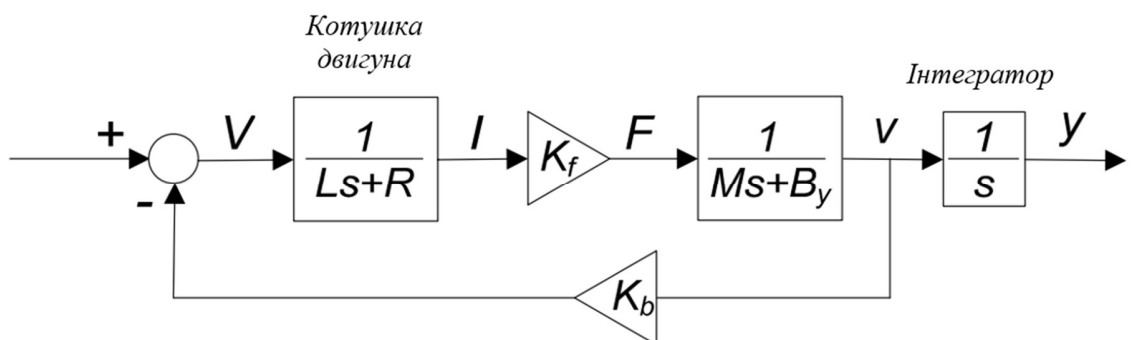


Рисунок 2.7 – Структурна схема електромеханічної системи по осі Y

На схемах відповідно представленні V – напруга, I – сила струму, T – крутний момент, ω – кутова швидкість, Θ – кут, F – сила, v – швидкість, y – позиція.

Через складність моделювання в'язкого зсуву між гідростатичними гвинтами і гайками всередині, в'язке комбіноване тертя вимірюється безпосередньо на приводі подачі по осі X. Досягається це шляхом управління швидкістю подачі з постійною швидкістю осі xX і запису вихідного струму серводвигуна. Як видно із рисунку 2.6 крутний момент двигуна може бути виражений як:

$$T = J_{eq}\dot{\omega} + B_x\omega \quad (2.1)$$

Як тільки привід подачі досягає постійної заданої швидкості, прискорення $\dot{\omega}$ в рівнянні (2.1) дорівнює нулю. Це призводить до залежності, показаної в рівнянні (2.2), між кутовою швидкістю подачі ω і крутним моментом двигуна T :

$$T = B_x\omega \quad (2.2)$$

Добуток середньоквадратичного струму та постійного крутного моменту серводвигуна (K_t) призводить до миттєвого крутного моменту двигуна. Отже, остаточне рівняння B_x може бути сформульовано, як показано в рівнянні (2.3):

$$B_x = \frac{I \cdot K_t \cdot 0,707}{\omega} \quad (2.3)$$

Струм від котушки серводвигуна вимірюється при різних швидкостях подачі. Приклад даних про струм та швидкість подачі наведено на рисунку 2.8. Відповідно представлені вимірювання, виконані при постійній швидкості подачі 50,27 рад/сек. Отримано середні значення швидкості подачі та струму при постійній заданій швидкості. За результатами цих вимірювань струм двигуна відображається в залежності від швидкості подачі, як показано на рисунку 2.9 де фактичні дані представлені точками, а суцільна лінія являє собою лінійну регресію, яка відповідає отриманим даним. Грунтуючись на даному вимірюванні та використовуючи рівняння (6), коефіцієнт в'язкого тертя по осі X розраховується наступним чином.

$$B_x = \frac{1}{\omega} * K_t * 0,707 = 0,01725 \text{ (Nm/rad/sec)} \quad (2.4)$$

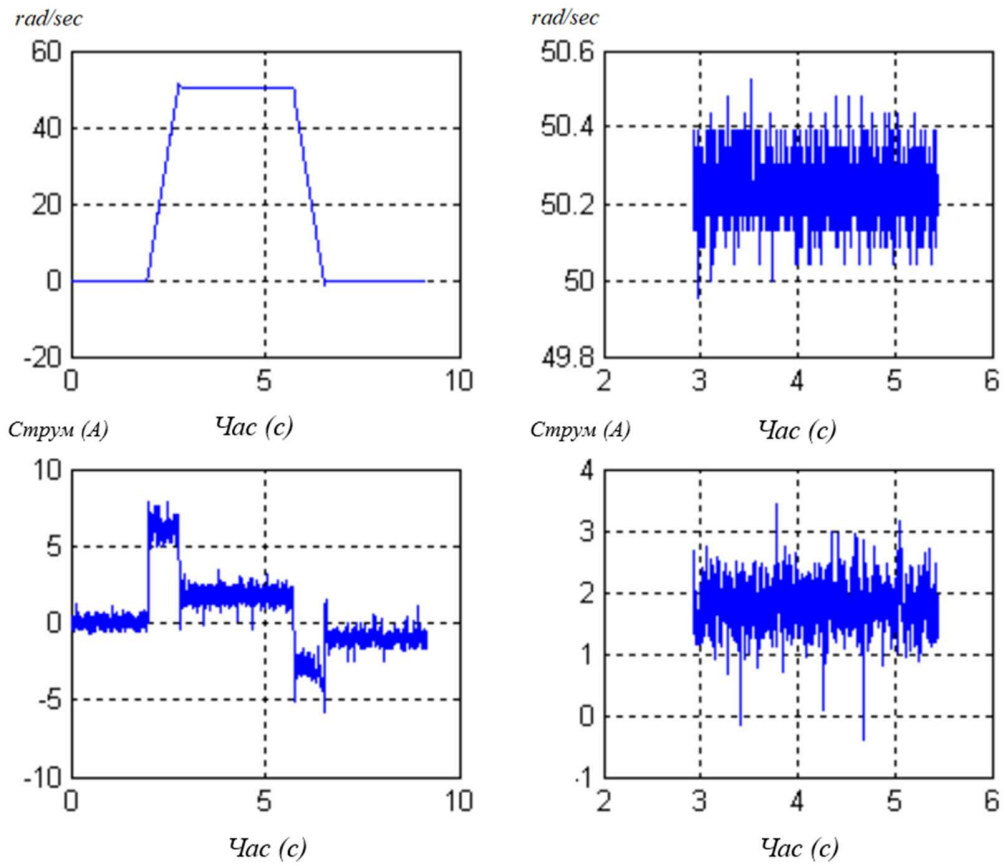


Рисунок 2.8 – Виміряні середні значення швидкості подачі та сили струму при постійній заданій швидкості 50,27 188,5 rad/sec

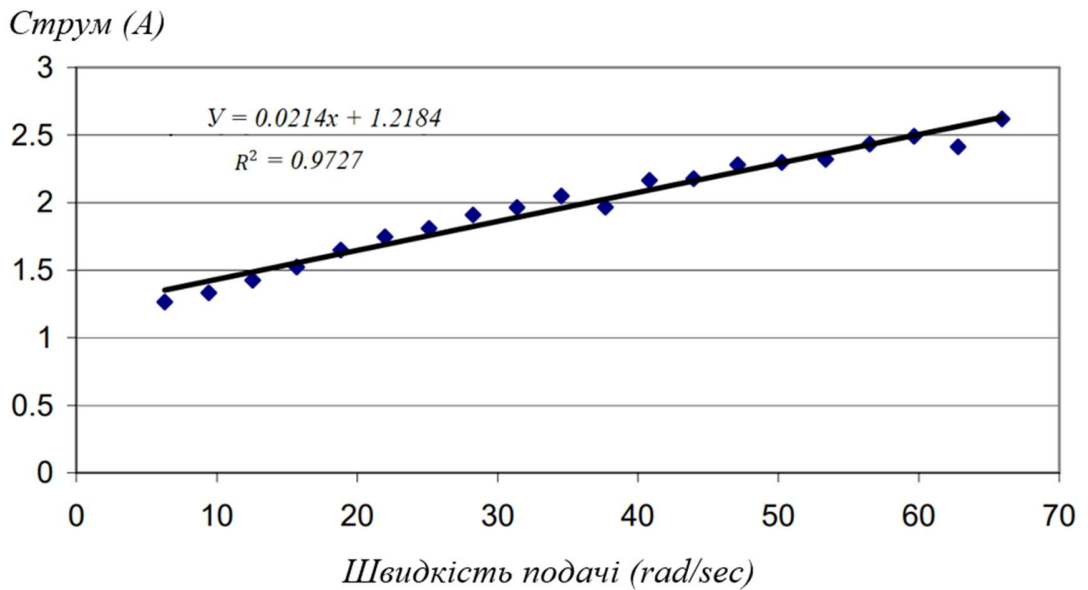


Рисунок 2.9 – Лінійна регресія вимірювання струму двигуна

Еквівалентний момент інерції може бути оцінений шляхом вимірювання характеристик всіх параметрів, які роблять внесок у момент інерції в системі приводу подачі фрезерного верстату з ЧПУ по осі X. Але через складність вимірювання точних характеристик всіх складових еквівалентний момент інерції на приводі подачі по осі X також виходить експериментально. Рівняння (2.1) можна переставити у такому вигляді:

$$J_{eq} = \frac{T - B_x \omega}{\dot{\omega}} = \frac{IK_t * 0.707}{\dot{\omega}} \quad (2.5)$$

Дані про струм та швидкість подачі представлені на рисунку 2.10 для вимірювань, виконаних при постійному прискоренні $188,5 \text{ rad/sec}^2$.

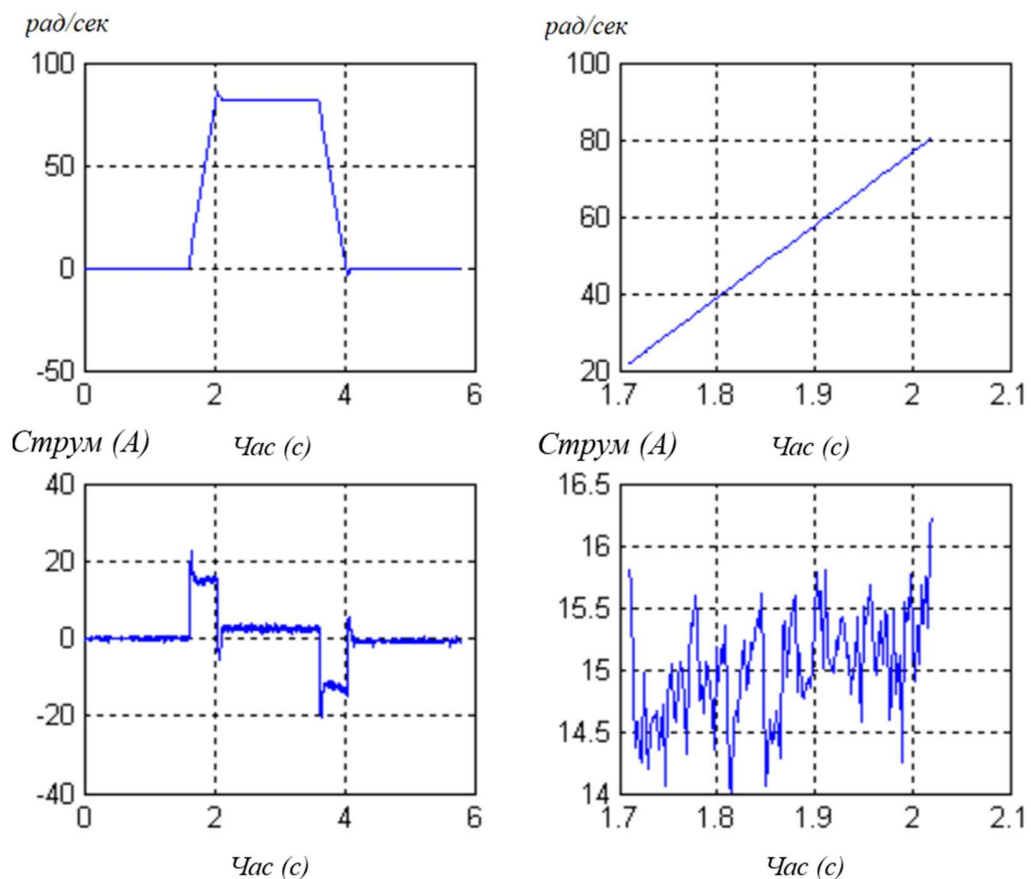


Рисунок 2.10 – Виміряні середні значення сили струму та швидкості подачі при постійному прискоренні $188,5 \text{ rad/sec}^2$

Середні значення струму та швидкості подачі отримані при постійному прискоренні. Виходячи з цих вимірювань, еквівалентний момент інерції може бути розрахований за допомогою рівняння (2.5). У таблиці 2.1 наведені зведені дані, отримані для J_{eq} протягом декількох експериментів з використанням різних швидкостей подачі і прискорень.

Таблиця 2.1 – Еквівалентні моменти інерції з використанням різних швидкостей подачі та прискорень для осі X

Швидкість подачі (рад/сек)	Прискорення (рад/сек ²)	Сила струму (А)	Момент інерції (Кг·м ²)
50,3	189	15,2	0,0628
	314	24,2	0,0608
	503	36,7	0,0583
	628	45,2	0,0575
62,8	189	15,2	0,0628
	314	24,2	0,0602
	503	36,7	0,0586
	628	45,2	0,0578
69,1	189	15,2	0,0611
	314	24,2	0,0583
	503	36,7	0,0569
	628	45,2	0,0576
81.,7	189	15,2	0,0612
	314	24,2	0,0586
	503	36,7	0,0567
	628	45,2	0,0574
Середнє			0,0591

На рисунку 2.11 порівнюються позиції на фрезерному верстаті з ЧПУ X_{act} із позицією моделі Simulink model X_{sim} . Рисунок 2.11 (б) є збільшеним виглядом, який показує початок руху. Вивчивши реакцію реального фрезерного верстата з ЧПУ та моделі, можна побачити, що вони дуже добре корелюють, проте при цьому запізняються відносно заданої команди. Ґрунтуючись на цьому порівнянні, точність моделі вважається достатньою для того, щоб приступити до моделювання управляючих елементів.

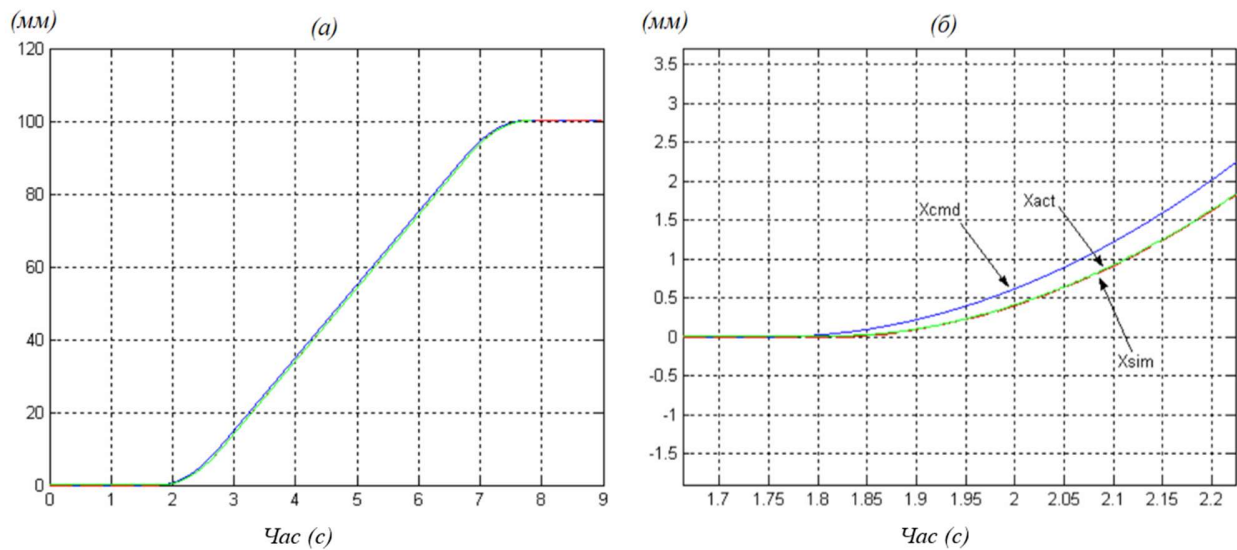


Рисунок 2.11 – Порівняння експериментальних та змодельованих показників подачі по осі X_{act} із позицією моделі Simulink model X_{sim}

Аналогічна послідовність, яка використовувалася для моделювання в'язкого тертя осі X , застосовується і для осі Y . На рисунку 2.7 сила може бути виражена так, як показано в рівнянні 2.6.

$$F = M\dot{v} + B_y v \quad (2.6)$$

Як тільки привід подачі досягає постійної швидкості, то $\dot{v} = 0$. Це призводить до наступної залежності, показаної в рівнянні (2.7), між швидкістю подачі v і зусиллям двигуна F :

$$F = B_y v \quad (2.7)$$

Добуток середньоквадратичного струму на постійну сили серводвигуна (K_f) призводить до миттєвого зусилля двигуна. Отже, остаточне рівняння B_y може бути сформульовано, як показано в рівнянні 2.8.

$$B_y = \frac{I \cdot K_f \cdot 0,707}{v} \quad (2.8)$$

Струм від котушки серводвигуна вимірюється при різних швидкостях подачі. Дані про струм і швидкість подачі наведено на рисунку 2.12 для вимірювання, виконаного за постійної швидкості подачі 0,1 м/с.

Із цих графіків видно, що два лінійних двигуни поведуться абсолютно однаково. Отже, середні значення швидкості подачі та струму можуть бути отримані на будь-якому з двох графіків. За результатами цих вимірювань струм двигуна відображається в залежності від швидкості подачі, як показано на рисунку 2.13, де фактичні дані представлені точками, а суцільна лінія являє собою лінійну регресію, відповідну отриманим даним.

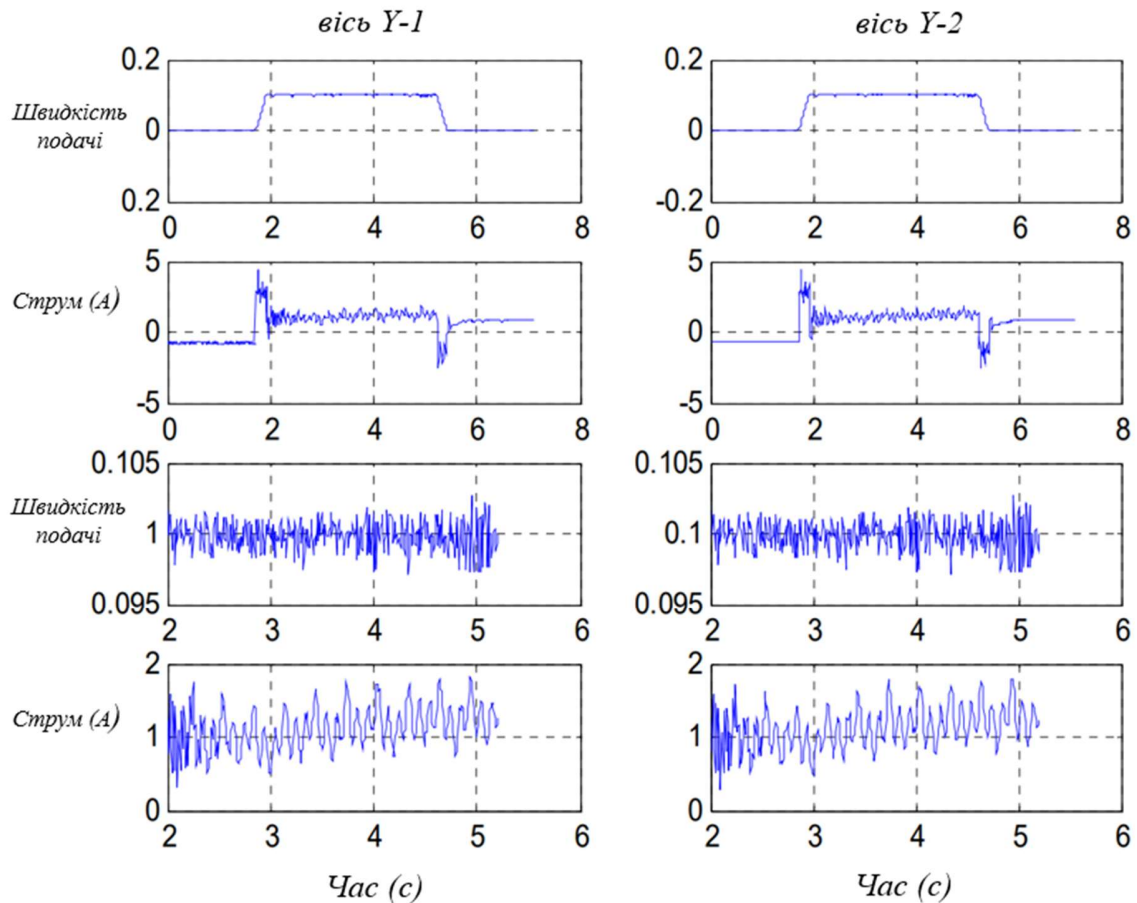


Рисунок 2.12 – Виміряні середні значення швидкості подачі та сили струму при постійній заданій швидкості подачі 0,1 м/с.

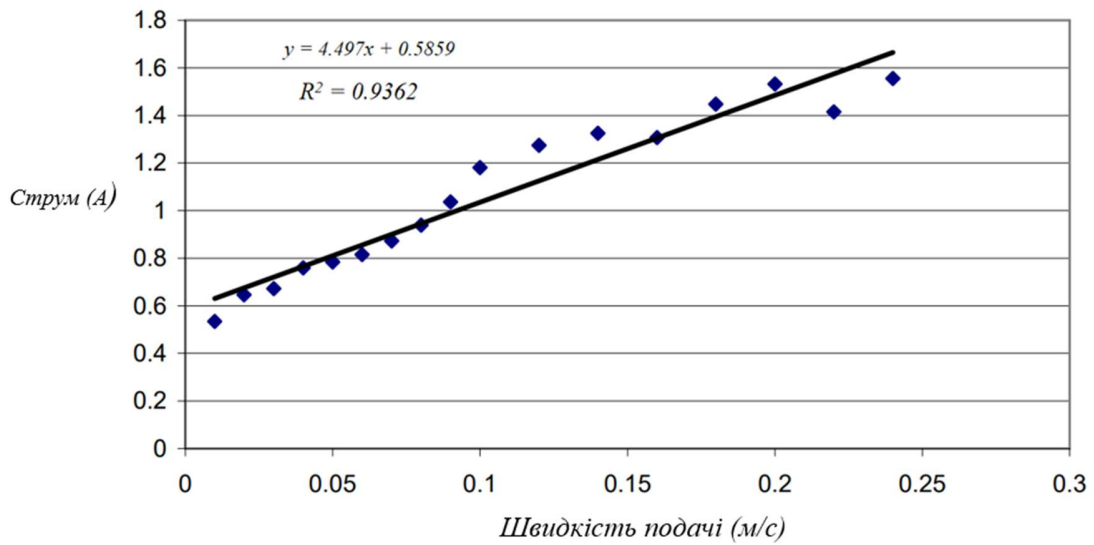


Рисунок 2.13 – Лінійна регресія вимірювання струму двигуна

Та ж послідовність, яка використовувалася для визначення моменту інерції осі X, застосовується і для осі Y при моделюванні загальної рухомої маси. У таблиці 2.2 наведена зведена інформація про отримані значення для M в ході декількох експериментів з використанням різних швидкостей подачі та прискорень.

Таблиця 2.2 – Еквівалентні моменти інерції з використанням різних швидкостей подачі та прискорень для осі Y

Швидкість подачі (м/сек)	Прискорення (м/сек ²)	Маса (кг)
0,15	0,5	1153
	0,8	1196
	1,0	1146
0,2	0,5	1153
	0,8	1196
	1,0	1146
0,26	0,8	1153
	1,0	1196
	1,5	1146
0,32	0,8	1153
	1,0	1196
	1,5	1146
Середнє		1144

Використовуючи контролер Turbo PMAC2, приводу осі Y подається команда збільшення швидкості при замкнутих контурах зворотного зв'язку за струмом і положенням. Необхідна швидкість подачі становить 40 мм/с. Під час переміщень задане положення, розраховане за допомогою ЧПУ, та фактичне положення, вибране за допомогою кодера, записуються у файл даних для подальшого порівняння з моделлю приводу подачі MATLAB Simulink [28]. Отримані результати дуже подібні до даних по осі X.

2.5 Чутливість параметрів моделі

Щоб оцінити чутливість параметрів моделі, імітований відгук системи з розімкненим контуром порівнюється з фактичним відгуком системи з розімкненим контуром при зміні параметрів моделі в процесі моделювання [15]. Оскільки параметри моделі можуть бути більш чітко відображені в системі із розімкненим контуром, ніж у системі із замкнутим контуром, вибирається реакція системи із розімкненим контуром. Команда постійного струму подається на вхід системи із розімкненим контуром, а на виході двигуна контролюються положення та швидкість. Ці фактичні профілі положення та швидкості порівнюються з результатами моделювання з використанням моделі подачі приводу в MATLAB Simulink.

Чутливість коефіцієнта в'язкого тертя по осі X показано на рисунку 2.14 де суцільна лінія позначає результат експерименту, а пунктирні лінії – результати моделювання. Вихідне значення (0,01725 Нм/рад/сек) для коефіцієнта в'язкого тертя змінюється з 40% до 40% (тобто 0,0104, 0,0138, 0,0207 та 0,0242 Нм/рад/сек) за допомогою моделювання. Аналогічно, визначаємо чутливість еквівалентного моменту інерції по осі X, коефіцієнта в'язкого тертя по осі Y (рисунок 2.15) і рухомої маси по осі Y відповідно. Можна зробити висновок, що отримані параметри можна застосувати. Отримані дані дозволяють дати нам уявлення про поведінку системи, що моделюється.

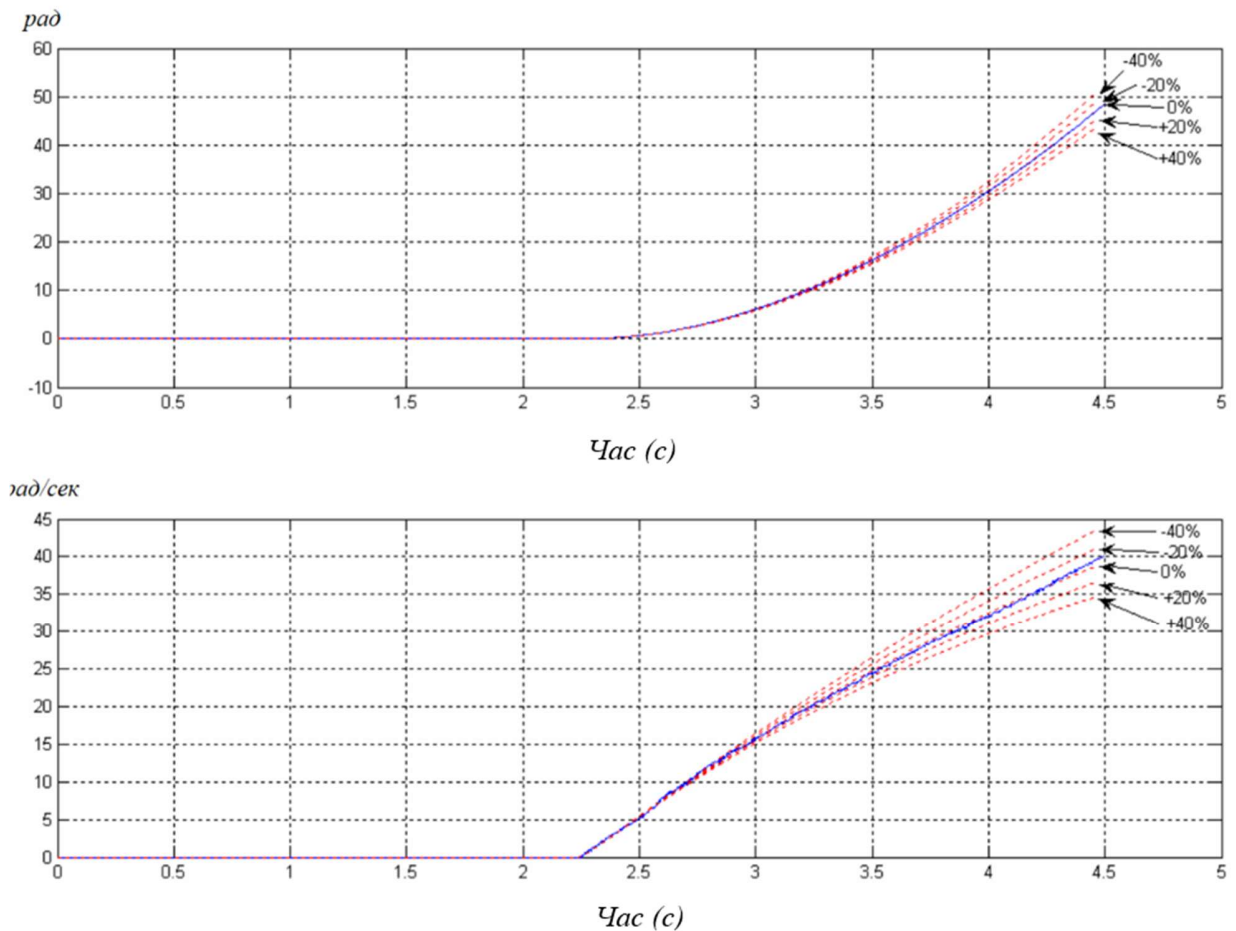


Рисунок 2.14 – Чутливість коефіцієнта в'язкого тертя по осі X

Щоб визначити параметр, для якого важливо мати точніші значення, виконуються наступні порівняння. З допомогою порівняння показано, що параметр еквівалентного моменту інерції більш чутливий, ніж коефіцієнт в'язкого тертя осі X. Аналогічно, для осі Y параметр маси чутливіший, ніж коефіцієнт в'язкого тертя. Для порівняння чутливості коефіцієнта в'язкого тертя по осі X з віссю Y профілі положення порівнюються переміщення за певний проміжок часу. У результаті показано, що коефіцієнт в'язкого тертя осі Y більш чутливий, ніж осі X. Аналогічно, для параметра інерції маса осі Y більш чутлива, ніж еквівалентний момент інерції осі X.

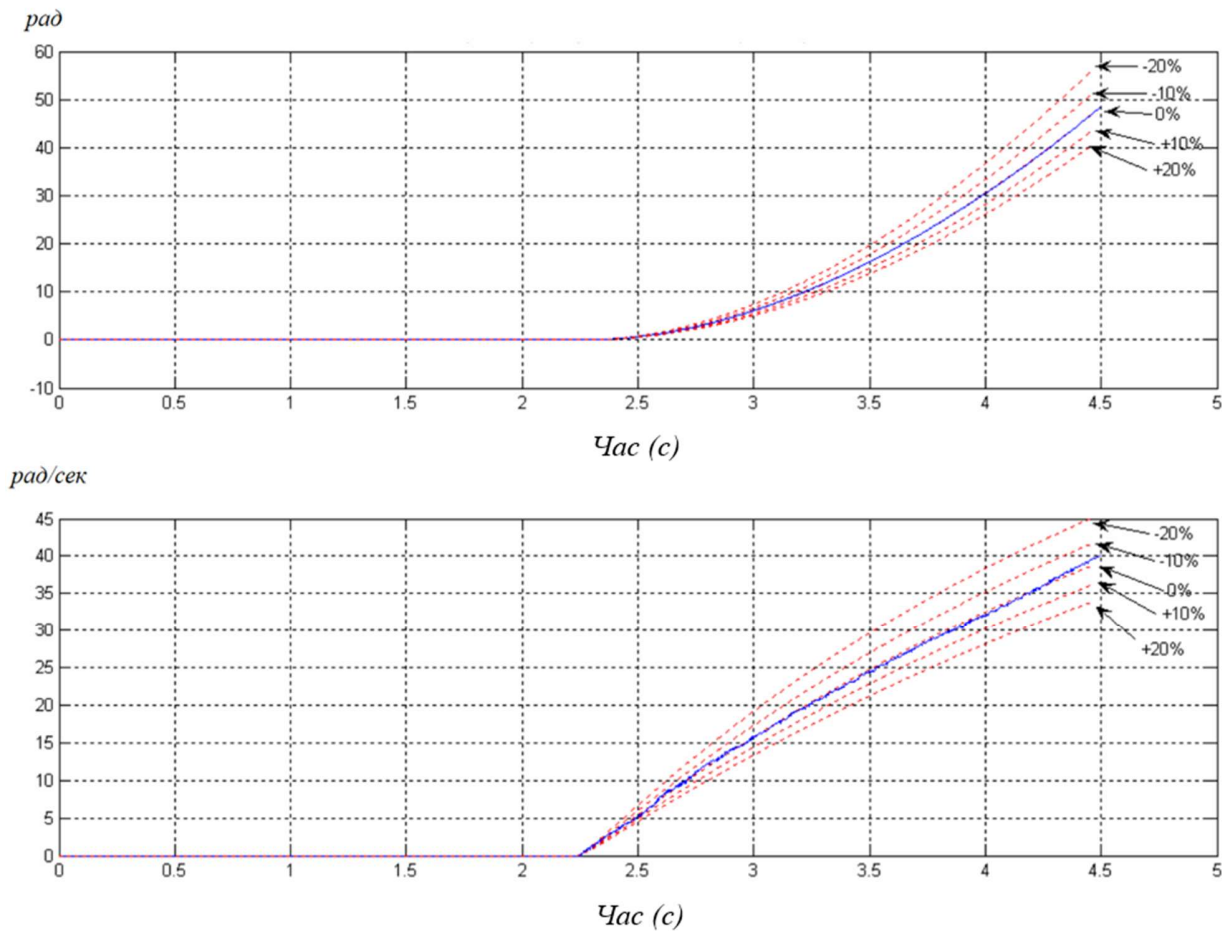


Рисунок 2.15 – Чутливість коефіцієнта в'язкого тертя по осі Y

2.6 Налаштування ПІД-регулятора та балансування параметрів між осями X та Y

Замість використання традиційних методів налаштування контролера [14], як вхідні команди для моделі приводу подачі MATLAB Simulink, розробленої в попередніх підпунктах для оцінки продуктивності схеми ПІД-регулювання, використовувалися типові команди руху, такі як показані на рисунку 2.16. Цей метод налаштування є поширеним і практичним у системі верстатобудування, яка зазвичай включає складність динаміки осі, високе тертя і люфт [8]. Крім того, оскільки точність моделі вже перевірена, використання моделі для оцінки нових конструкцій елементів управління може значно заощадити час, коли справа

доходить до реалізації нових стратегій управління для досягнення бажаної продуктивності.

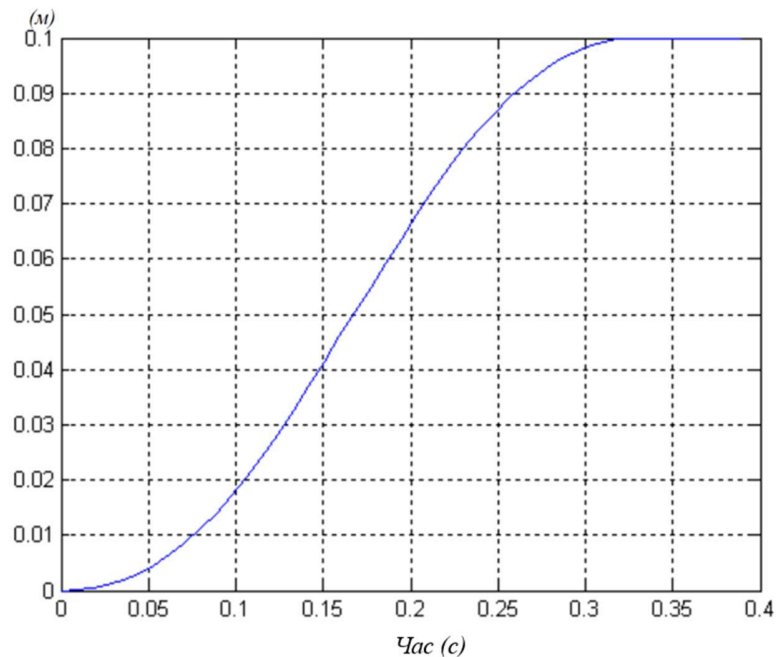


Рисунок 2.16 – Вхідні команди для налаштування переміщення привода подачі фрезерного верстату з ЧПУ

Команда переміщення, яка показана на рисунку 2.16, показує, що вісь переміщується на відстань 0,1 м зі швидкістю подачі 0,5 м/с та з прискоренням 4 м/с^2 . Ця швидкість подачі та прискорення вибираються на основі максимальних значень, яких можуть безпечно досягати осі X та Y фрезерного верстата лабораторного верстата. Якщо для роботи верстата використовуються надмірна швидкість подачі та прискорення, фрезерний верстат може бути пошкоджений, причому ушкодження зазвичай проявляється у вигляді подряпини на ведучому гвинті осі X.

Вважається, що це викликано надмірним зусиллям між кульковим гвинтом і гідростатичною гайкою, що призводить до руйнування масляної гідростатичної плівки і виникнення прямого контакту металу з металом. Цей металевий контакт створює подряпину на привідному гвинті, і ця подряпина перешкоджає плавному переміщенню столу по осі X. Крім того, при використанні надмірної швидкості

подачі та прискорення на осі Y може виникнути нестабільність у вигляді вібрації між двома лінійними двигунами.

Враховуючи заданий профіль шляху, мета налаштування полягає в тому, щоб знайти правильні пропорційні (P), інтегральні (I) та диференційні (D) коефіцієнти підсилення, які дозволяють системі мати найменшу похибку без перевищення. Менша наступна помилка означає швидшу реакцію, але прискорення реакції системи зазвичай призводить до перевищення швидкості, що є небажаним для точного фрезерного верстата з ЧПУ. Отже, існує компроміс, і налаштування – це процес пошуку хорошого компромісу з-поміж них з допомогою зусиль контролера P, I і D. Збільшення коефіцієнта підсилення P у спробі зменшити наступну похибку призводить до перевищення та коливального відгуку. Коефіцієнт підсилення I зменшує похибку позиціонування в установленому режимі, але може призвести до небажаної інтегральної умови. Коефіцієнт підсилення D зазвичай використовується у вигляді пропорційної похідної комбінованої форми, коли значна інерція потребує кращої перехідної характеристики.

Спочатку виконується налаштування ПД-регулятора по осі X. Результати моделювання для кількох комбінацій коефіцієнтів посилення P та D, що забезпечують відгук осі X на задане переміщення без перерегулювання. Коефіцієнти посилення P та D є значеннями для контролера Turbo PMAC2, коли час оновлення сервоприводу становить 443 мкс. Результат моделювання показує, що правильне поєднання великих коефіцієнтів P і малих коефіцієнтів D зменшує максимальну похибку (тобто прискорює відгук системи), не викликаючи перерегулювання. Під час експериментального тестування цих комбінацій було виявлено, що коефіцієнт підсилення P більший ніж 180000, і менший коефіцієнт підсилення D ніж 7200. Це може призвести до фізичного пошкодження ходового гвинта осі X. Цей результат показує, що ці посилення можна розглядати як граничні значення для досягнення максимально швидкого відгуку без перевищення осі X лабораторного верстата. Отже, відповідні коефіцієнти посилення для контролера

PD осі X вибираються рівними 180000 для коефіцієнта посилення P і 7200 для коефіцієнта посилення D.

Що стосується налаштування I підсилувача, моделювання та експеримент показують, що додавання I виходу збільшує перерахунок системи без зменшення наступної похибки. Коли інтегральне зусилля управління є насиченим, інтегральний член утримує вихідний сигнал контролера при насиченні до тих пір, поки похибка не зменшиться до нуля, що призводить до перевищення швидкості та коливань системи. Тому коефіцієнт посилення I не включений в ПІД-контролер для осі X. На рисунку 2.17 показаний відгук налаштованої PID-функції ($P=180000$, $I=0$, $D=7200$) осі X на тестову команду та наступну похибку для цього переміщення.

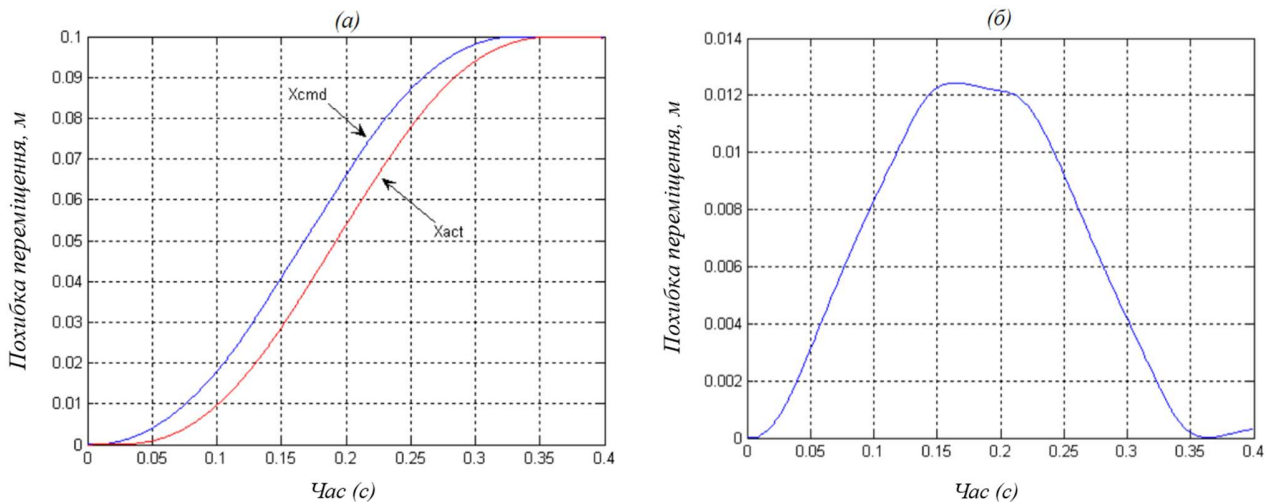


Рисунок 2.17 – Налаштування ПІД-регулятора по осі X

Аналогічно за тією ж методикою проводиться налаштування ПІД-регулятора по осі Y. Під час експериментальних випробувань цих комбінацій було виявлено, що коефіцієнт посилення P більший ніж 80000, і коефіцієнт посилення D менший ніж 6100. Дані показники викликають неприйнятну вібрацію між лінійними двигунами по осі Y. Цей результат показує, що ці підсилення можна розглядати як граничні значення для досягнення максимально швидкого відгуку без перегулювання осі у HSM2. Отже, відповідні коефіцієнти підсилення для

контролера PD по осі Y вибираються рівними 80000 для коефіцієнта підсилення P і 6100 для коефіцієнта підсилення D. І з тієї ж причини, що і по осі X, коефіцієнт підсилення I не включений в ПІД-регулятор для осі Y. На рисунку 2.18 показаний відгук налаштованої PID-функції ($P=80000$, $I=0$, $D=6100$) осі Y на тестову команду та наступну похибку для цього переміщення.

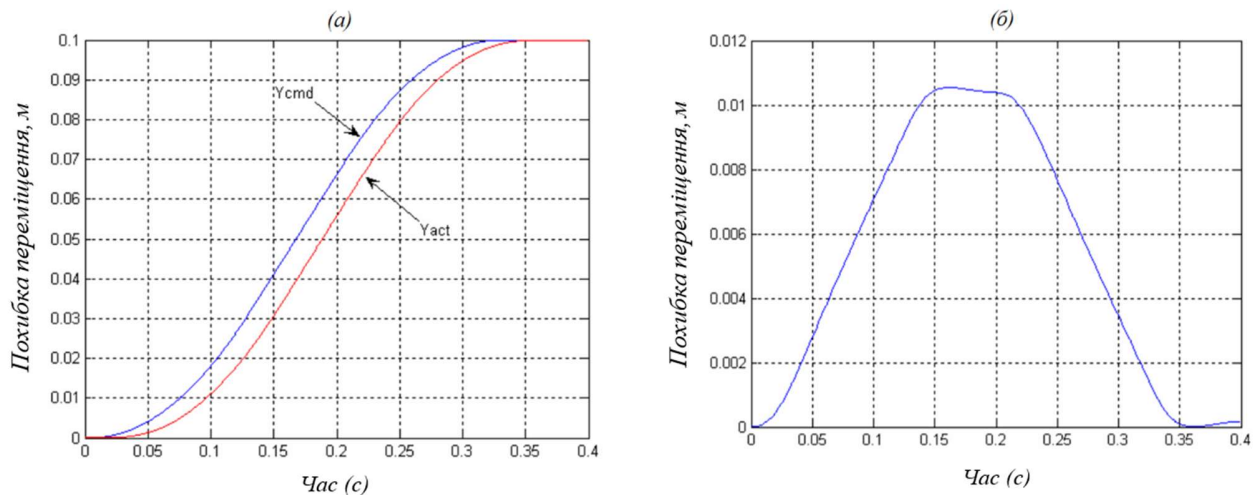


Рисунок 2.18 – Налаштування ПІД-регулятора по осі Y

Далі проводимо балансування параметрів між осями X та Y. Оскільки раніше налаштовані системи приводу подачі по осях X і Y мають різні параметри, які включають контролер і електромеханічну систему кожної осі, стан після помилок кожної осі відрізняється, як показано на рисунках 2.17(б) та 2.18(б). Таким чином, невідповідність між параметрами сервоприводу по осях X і Y призводить до поганих характеристик контурів при переміщеннях в координатах X-Y і параметри сервоприводу повинні бути збалансовані за допомогою регулювання посилення управління.

На рисунку 2.19 показана похибка контуру для несиметричних осей, коли на осі X і Y подається команда пересуватися одночасно з переміщенням на 0,1 м при швидкості подачі 0,14 м/с та прискоренням 0,28 м/с². Максимальна абсолютна похибка контуру, що є різницею між максимумом і мінімумом, становить 380 мкм.

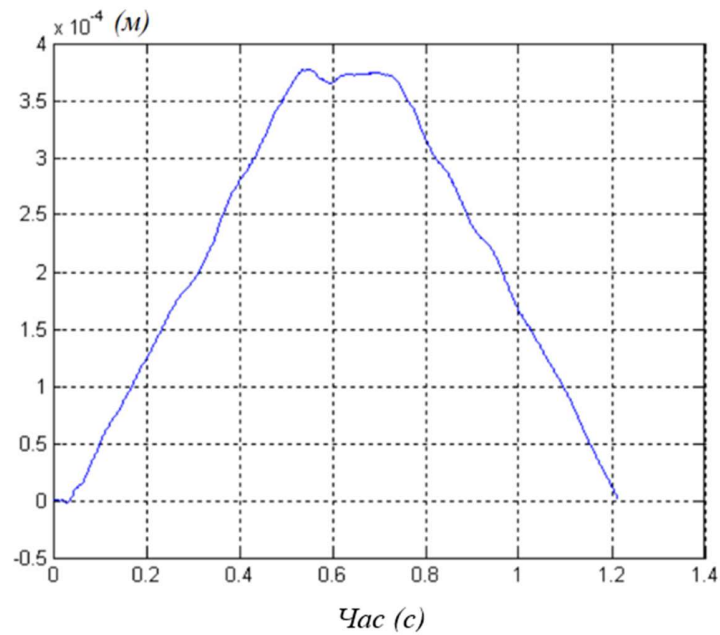


Рисунок 2.19 – Похибка контуру для несиметричних осей X та Y

Простий спосіб балансування параметрів сервоприводу між осями X і Y полягає в тому, щоб змінити коефіцієнт посилення контролера на одній осі, таким чином мати аналогічну наступну помилку для іншої осі.

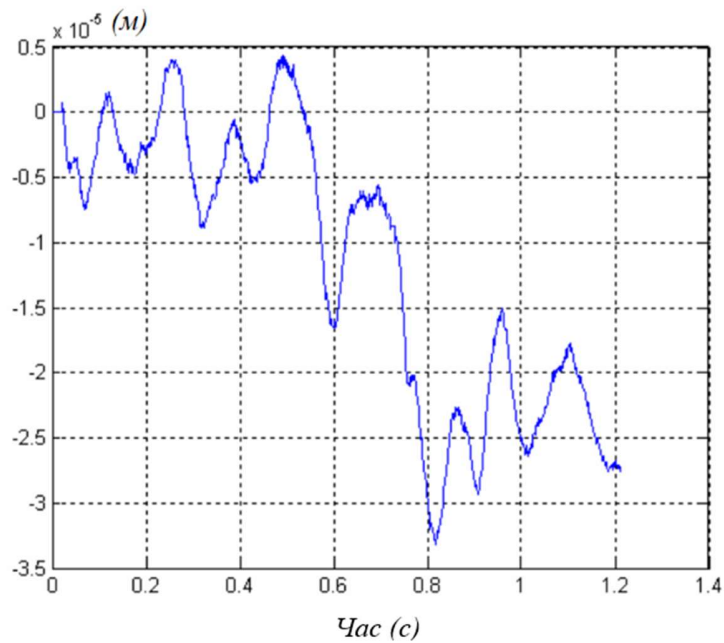


Рисунок 2.20 – Похибка контуру для збалансованих осей X і Y

Як показано на цих рисунках максимальна похибка в стані по осі Y (10,54 мм) менше, ніж по осі X (12,44 мм), коефіцієнт посилення контролера по осі Y слід змінити так, щоб вісь Y, похибка становила аналогічною наступній похибці по осі X. Регулюючи коефіцієнт посилення осі Y, P і D P=58000 і D=7200, і тоді найменша похибка контуру досягається при русі в координатах X-Y. На рисунку 2.20 показано похибку контуру для збалансованих осей, коли для осей X і Y використовується та сама команда переміщення. З рисунку 2.20 видно, що при балансуванні параметрів сервоприводу максимальна абсолютна похибка контуру знижується до 38 мкм.

2.7 Моделювання роботи управляючого елемента з перехресним зв'язком при лінійній та круговій обробці

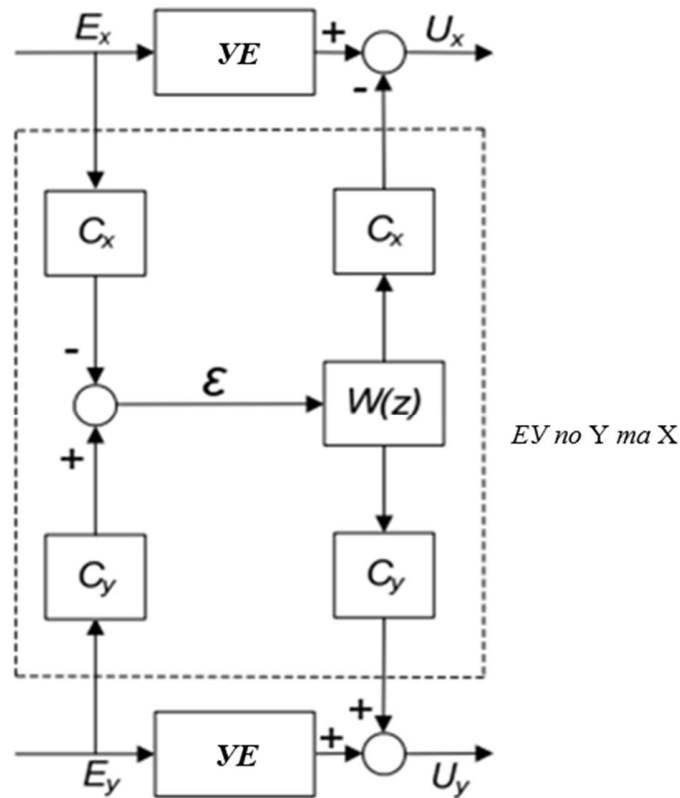
УЕ перехресного зв'язку (у літературі контролер перехресного зв'язку (КПЗ) [23], реалізований на фрезерному верстаті з ЧПУ для безпосереднього зменшення похибки контуру. У той час як зусилля управляючих PID-регулятора і УЕ прямого зв'язку намагаються зменшити похибку окремої осі, управляючі зусилля КПЗ намагаються зменшити похибку контуру. Отже, контролер перехресного зв'язку вимагає побудови моделі помилки контуру у режимі реального часу та її використання у законі управління, який зменшує помилку контуру. Структурна схема базового УЕ перехресного зв'язку представлена рисунку 2.21.

Похибки осьового положення E_x та E_y використовуються для визначення похибки контуру ϵ шляхом множення на змінний коефіцієнт підсилення C_x і C_y .

Необхідний правильний закон управління базується на ПІД-регуляторах: $W(z) = W_P + W_I \frac{T_z}{z-1} + W_D \frac{z-1}{T_z}$ і розподіляється на дві осьові складові шляхом множення на коефіцієнти C_x та C_y . Ці осьові компоненти потім входять до окремих осьових ланцюгів управління з відповідним законом управління. Вони гарантують, що виправлення похибок контуру виконується в правильному напрямку. Але, через

подвійну структуру контролера його стабільність буває низькою, особливо коли задіяна багатоосьова обробка [20, 25].

Похибка по осі X



Похибка по осі Y

Рисунок 2.21 – Структурна схема базового UE перехресного зв'язку

Змінні коефіцієнти підсилення КПЗ при лінійній обробці визначаються за наступною методикою. Похибку лінійного контуру можна визначити за геометричним співвідношенням (2.9), показаним на рисунку 2.22:

$$\varepsilon = -E_x \sin \theta + E_y \cos \theta \quad (2.9)$$

В даному рівнянні E_x – похибка по осі X, E_y – похибка по осі Y, θ – кут між віссю X і необхідною прямою лінією. Оскільки $\sin \theta = \frac{V_y}{V}$ та $\cos \theta = \frac{V_x}{V}$, де V_x – швидкість подачі по осі X, V_y – швидкість подачі по осі Y, а V – необхідна швидкість подачі для лінійного переміщення.

Рівняння (2.9) можна переписати наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{-E_x V_y + E_y V_x}{V} \quad (2.10)$$

Відповідно у лінійному контурі змінні коефіцієнти підсилення C_x і C_y можуть бути виражені таким чином:

$$C_x = \sin \theta = \frac{V_y}{V}, \quad C_y = \cos \theta = \frac{V_x}{V} \quad (2.11)$$

Оскільки компоненти осевої швидкості V_x та V_y є постійними на початку і в кінці руху, необхідну швидкість подачі V слід обчислювати з використанням рівняння $V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2}$ на кожному кроці інтерполяції.

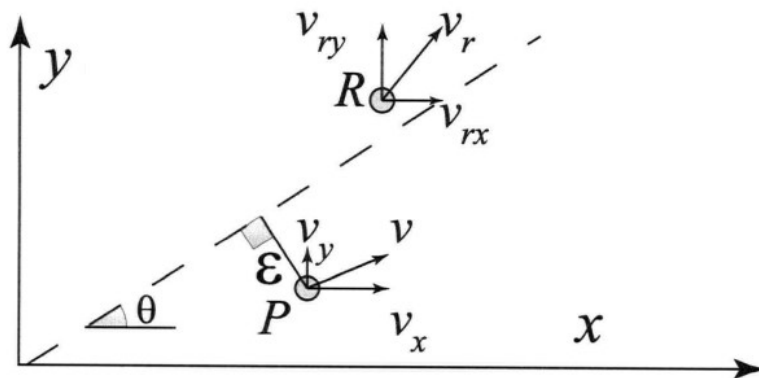


Рисунок 2.22 – Похибка при обробці лінійного контуру

Далі розглянемо змінні коефіцієнти підсилення КПЗ при круговій обробці, як показано на рисунку 2.23. Похибка кругового контуру – це різниця між відстанню від розташування інструмента до центру кола та радіусом кола:

$$\varepsilon = \sqrt{(P_x - x_0)^2 + (P_y - y_0)^2} - \rho \quad (2.12)$$

де ρ – радіус окружності, (x_0, y_0) – відповідний центр окружності, (P_x, P_y) – фактичне положення інструмента (в нашому випадку фрези).

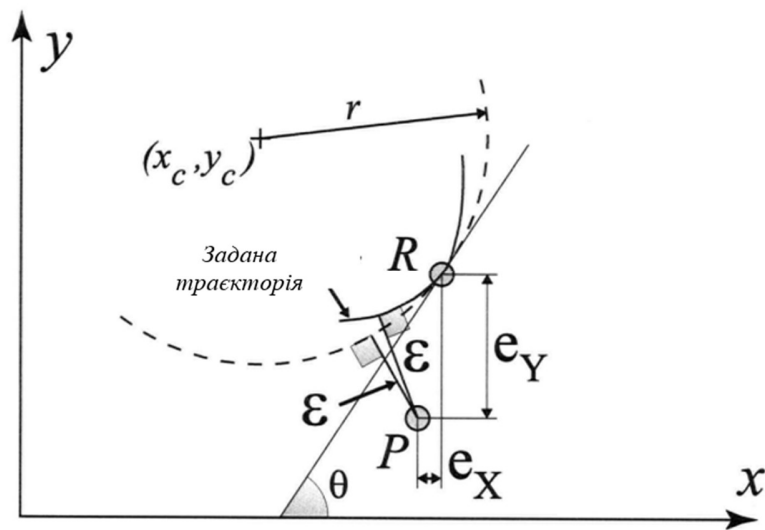


Рисунок 2.23 – Похибка при обробці кругового контуру

Виходячи з геометричних співвідношень на рисунку 2.23, фактичне положення P може бути представлене осьовими похибками та вихідним положенням:

$$P_x = R_x - E_x = \rho \sin \theta + x_0 - E_x \quad (2.13)$$

$$P_y = R_y - E_y = -\rho \cos \theta + y_0 - E_y \quad (2.14)$$

де R_x та R_y – розрахункове положення інструменту P^* , E_x та E_y – осьова похибка осей X та Y .

Підставляючи рівняння (2.11) та рівняння (2.12) у рівняння (2.10), отримуємо наступне рівняння:

$$\varepsilon = \sqrt{(\rho \sin \theta - E_x)^2 + (\rho \cos \theta - E_y)^2} - \rho \quad (2.15)$$

Похибка контуру може бути апроксимована наступним чином:

$$\varepsilon = -E_x C_x + E_y C_y \quad (2.16)$$

де C_x та C_y визначаються:

$$C_x = \sin \theta - \frac{E_x}{2\rho}, \quad C_y = \cos \theta - \frac{E_y}{2\rho} \quad (2.17)$$

Оскільки θ , E_x та E_y змінюються під час кругового руху, коефіцієнти підсилення C_x і C_y повинні обчислюватися на кожному кроці інтерполяції.

Опишемо реалізацію управляючого елемента контролера перехресного зв'язку (КПЗ). Як осьові УЕ для осей X та Y на рисунку 2.21 використовуються УЕ, розроблені у попередньому розділі. Для реалізації концепції перехресного зв'язку на фрезерному верстаті з ЧПУ використовується написаний сервоалгоритм, який реалізується у контролері Turbo PMAC2 та зберігає написані користувачем коди сервоалгоритмів для лінійної та кругової реалізації КПЗ. З експериментів пропорційний коефіцієнт посилення КПЗ визначається як 2560 для лінійного контуру та 3584 для кругового контуру, які дають найменшу похибку контуру без нестабільності системи.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПРИСТРОЮ ЧПУ ФРЕЗЕРНОГО
ВЕРСТАТУ З ПЕРЕХРЕСНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

3.1 Генерація траєкторії переміщення

Генерація опорної траєкторії відіграє важливу роль у комп'ютерному управлінні верстатами з ЧПУ [12, 17]. Згенеровані опорні траєкторії повинні не тільки точно описувати бажаний робочий шлях, але також повинні мати кінематичні профілі, що забезпечують плавний рух. Обмеження на прискорення та ривок необхідні для того, щоб уникнути перенавантаження приводів або порушення структурної динаміки. Крім того, швидкість подачі також має бути точно розрахована, щоб гарантувати, що навантаження на зняття стружки буде відповідати її запланованому значенню. Для отримання точної та якісної поверхні не повинно виникати коливань швидкості подачі або прискорення [25].

Звичайною практикою в багатоосьових системах управління рухом є генерація опорних точок, що лежать на бажаному шляху, начебто весь шлях повинен був бути пройдений з бажаною постійною швидкістю подачі, як показано на рисунку 3.1(а). На даному рисунку R_s позначає початкову точку, R_e позначає кінцеву точку, а $R_i (i = 1, 2, \dots, k - 1, k, \dots, N - 1)$ є проміжними точками на заданому переміщенні. Оскільки опорні точки генеруються на основі припущення про постійну подачу. Відстань Δs між послідовними опорними точками завжди одна й така сама. Генерація опорних точок для певного шляху без урахування прискорень та уповільнень називається генерацією шляху [26].

Як тільки формування траєкторії завершено, бажані профілі прискорення та уповільнення досягаються шляхом зміни періоду інтерполяції, який є інтервалом часу між послідовними контрольними точками, як показано на рисунку 3.1(б). Як видно з рисунка, Δs є відстанню між послідовними точками і є постійною.

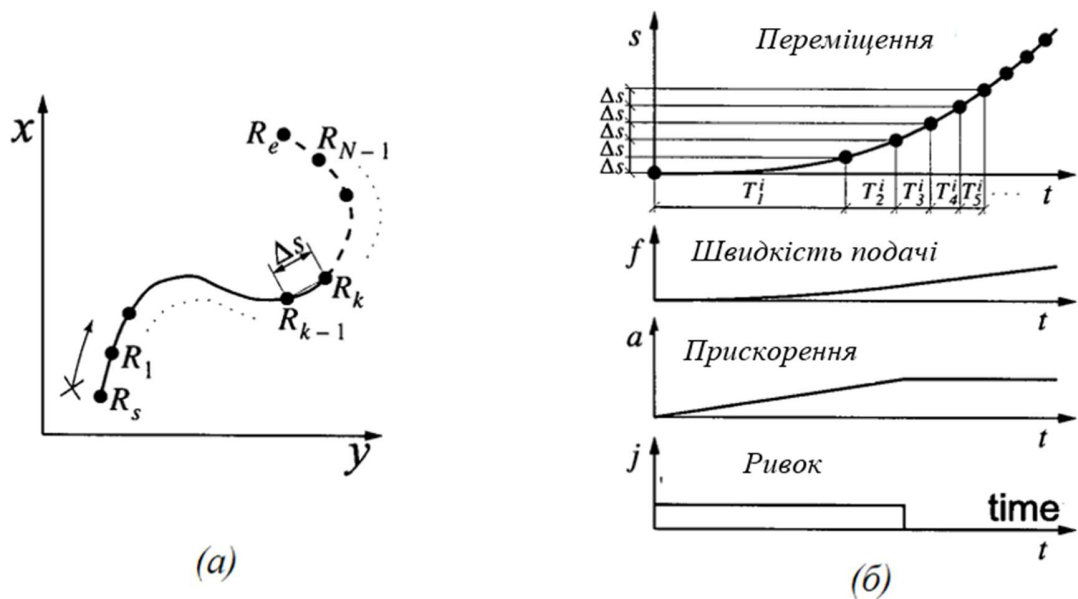


Рисунок 3.1 – Генерація траєкторій переміщення при фрезеруванні

Однак, змінюючи період інтерполяції T_k^i , ($k = 0, 1, \dots, N - 1$), для руху задаються бажані профілі швидкості подачі, прискорення та ривка заздалегідь заданому шляху, показаному на рисунку 3.1(a). Етап генерації траєкторії називається генерацією швидкості подачі [10]. При формуванні швидкості подачі слід подбати про те, щоб забезпечити безперервність положення, швидкості та прискорення. Крім того, ривки в еталонній траєкторії не повинні перевищувати заздалегідь заданих значень. Це називається генерацією обмеженої швидкості подачі, яка є типом генерації швидкості подачі, реалізована у даній роботі.

Хоча згенерована опорна траєкторія містить опорні точки, задані окремо шляхом зміни періоду інтерполяції, контур керування працює з постійною частотою дискретизації і має бути забезпечений контрольними точками на цій частоті. Відповідно траєкторії, які генеруються під час інтерполяції, повинні бути відновлені на частоті контуру управління при збереженні вихідних кінематичних профілів положення, швидкості подачі та прискорення. Ця проблема називається повторною вибіркою опорної траєкторії на частоті контуру керування [17].

Використовуються два основні методи – інтерполяція та частково-лінійна інтерполяція, спільних для більшості верстатів з ЧПУ. Основними методами інтерполяції є лінійна і кругова інтерполяція [23].

3.2 Лінійна та кругова інтерполяція

Метою лінійної інтерполяції є переміщення з однієї точки простору в іншу лінійним шляхом [11]. Це показано на рисунку 3.2 де $R_s(x_s, y_s)$ позначає початкову точку, а $R_e(x_e, y_e)$ позначає кінцеву точку.

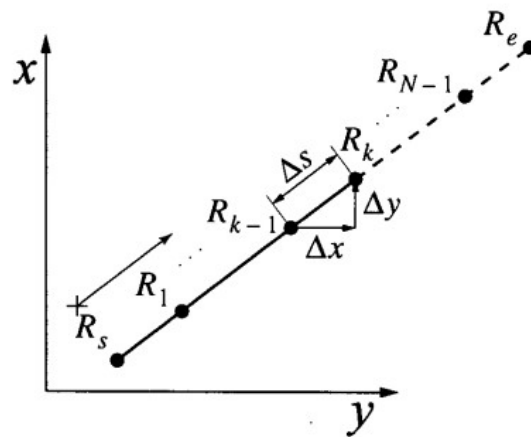


Рисунок 3.2 – Схема реалізації лінійної інтерполяції

Якщо задана максимальна швидкість подачі f_{\max} , з якою необхідно переміщатися цим шляхом, і період замикання контуру управління T , який не може бути більший періоду інтерполяції, рух від R_s до R_e може бути розділений на N точок таким чином:

$$N = \text{floor}\left(\frac{L}{f_{\max} \cdot T}\right) \quad (3.1)$$

де L – загальна відстань, яку необхідно подолати шляхом.

Для випадку двовимірного лінійного шляху буде:

$$L = \sqrt{(x_e - x_s)^2 + (y_e - y_s)^2} \quad (3.2)$$

Осьові прирости (Δx і Δy) визначаються як:

$$\Delta x = (x_e - x_s)/N, \quad \Delta y = (y_e - y_s)/N \quad (3.3)$$

що призводить до збільшення шляху:

$$\Delta s = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \quad (3.4)$$

і опорні точки R_k на лінійному шляху генеруються як:

$$x_k = x_s + k * \Delta x; \quad y_k = y_s + k * \Delta y \quad (3.5)$$

Для $k = 1, 2, \dots, N$.

Метою кругової інтерполяції є переміщення за визначеною дугою окружності [9], як показано на рисунку 3.3 (а).

Рух починається в точці $R_s(x_s, y_s)$, продовжується по окружності кола з радіусом r і центральною точкою в точці $R_c(x_c, y_c)$ і закінчується в точці $R_e(x_e, y_e)$. θ_s та θ_e – початковий та кінцевий кути (у радіанах) відповідно. Аналогічно як для лінійної інтерполяції, відстань між послідовними опорними точками, Δs є сталою, і тому дорівнює $\Delta\theta$, кути, пройденому на кожному кроці. Кількість проміжних етапів інтерполювання розраховується так само як для лінійної інтерполяції за (3.1)

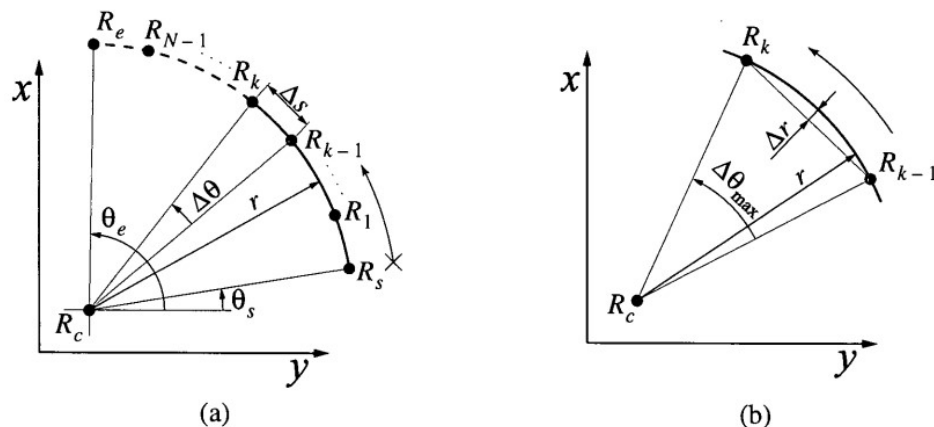


Рисунок 3.3 – Схема реалізації кругової інтерполяції

Кутовий приріст для кожного кроку інтерполяції обчислюється як:

$$\Delta\theta = (\theta_e - \theta_s)/N \quad (3.6)$$

це призводить до відстані Δs між послідовними точками у вигляді:

$$\Delta s = r * \Delta \theta \quad (3.7)$$

З іншого боку, якщо бажано підтримувати певну радіальну точність, позначену Δr на рисунку 3.3(б), то слід забезпечити, щоб $\Delta \theta$ не перевищувало критичного значення $\Delta \theta_{\max}$. яке може бути записано як:

$$\Delta \theta_{\max} = 2 \arccos\left(1 - \frac{\Delta r}{r}\right) \quad (3.8)$$

Якщо це станеться, максимальна швидкість подачі повинна бути зменшена, щоб зменшити кутові прирости. Відтак координати опорних точок R_k обчислюються як:

$$x_k = x_s + r * \cos(\theta_s + k * \Delta \theta); \quad y_k = y_s + r * \sin(\theta_s + k * \Delta \theta) \quad (3.9)$$

Запропонована схема кругової інтерполяції включає тригонометричні обчислення на кожному кроці. Хоча в літературі існують інкрементні методи для виконання кругової інтерполяції з меншим обчислювальним навантаженням [7], але цей підхід є кращим для підтримки максимально можливої точності інтерполяції, що має ключове значення для генерації обмеженої траєкторії. Таким чином, також запобігаються ривки, які виникають в результаті внесення поправок в опорну траєкторію, щоб компенсувати радіальні відхилення, які накопичуються, через помилки округлення.

3.3 Генерація кінематичних профілів

У системах з ЧПУ переміщення інструменту вздовж заданої траєкторії руху інструмента називається переміщенням на відстань [1]. Його перша похідна за часом називається швидкістю подачі, що відповідає швидкості, з якою заготовка подається у процесі різання. Похідна за часом від швидкості подачі називається прискоренням, та її похідна за часом називається ривком [2].

У сучасній літературі із систем ЧПУ удосконалені алгоритми генерації траєкторій, які забезпечують плавніші кінематичні профілі, набули значного значення у зв'язку з тенденцією використання приводів з більш високою продуктивністю та наявністю більш високої обчислювальної потужності [12]. Генерація траєкторій з обмеженим ривком краща для того, щоб уникнути збурення структурної динаміки через високу смугу пропускання системи приводу, так і для генерації опорних траєкторій, які мають нижчий частотний вміст, що полегшує їхнє відстеження, особливо під час прискорень та уповільнень.

Для реалізації було обрано генерацію швидкості подачі з трапецієподібним прискоренням. Кінематичні профілі, які при цьому типі генерації швидкості подачі, представлені на рисунку 3.4. Для руху по координатах, траєкторії прискорення мають трапецієподібні профілі із заздалегідь заданими нахилами (тобто значеннями ривків).

Профілі прискорення лінійні, профілі швидкості параболічні, а профілі – кубічні переміщення для областей 1, 3, 5 і 7, де відбуваються прискорення і уповільнення з постійним ривком. Значення прискорення постійні, а ривок дорівнює нулю для областей 2 і 6 де профілі швидкості лінійні, а профілі переміщення параболічні (як при формуванні трапецієподібної швидкості подачі). В області 4 значення ривка та прискорення дорівнюють нулю, швидкість подачі постійна, а зміщення є лінійним.

Розглядаючи рисунок 3.4, якщо відомі початкові умови для переміщення, швидкості подачі та прискорення в момент часу t_i ($i = 0, 1, \dots, 6$) та відомий профіль ривка, профілі переміщення $s(t)$, швидкості подачі $f(t)$ та прискорення $a(t)$ можуть бути отримані шляхом інтегрування профілю ривка $j(t)$ як:

$$\begin{aligned}
 a(t) &= a(t_i) + \int_{t_i}^t j(\tau) * d\tau, \\
 f(t) &= f(t_i) + \int_{t_i}^t a(\tau) * d\tau, \quad s(t) = s(t_i) + \int_{t_i}^t f(\tau) * d\tau
 \end{aligned}
 \tag{3.10}$$

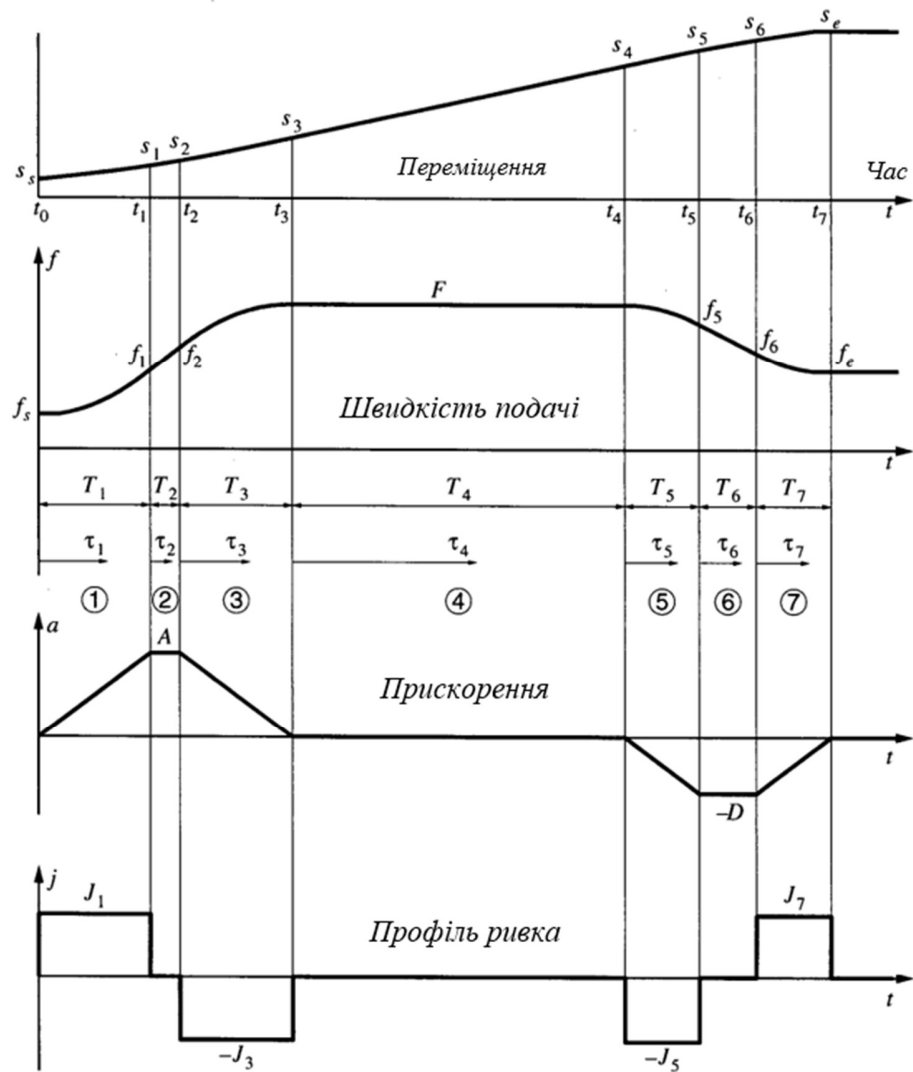


Рисунок 3.4 – Кінематичні профілі генерації швидкості подачі з трапецієподібним прискоренням

Профіль ривка на рисунку 3.4 записується в наступному вигляді:

$$j(\tau) = \begin{cases} J_1, & 0 \leq t \leq t_1 \\ 0, & t_1 \leq t < t_2 \\ -J_3, & t_2 \leq t < t_3 \\ 0, & t_3 \leq t < t_4 \\ -J_5, & t_4 \leq t < t_5 \\ 0, & t_5 \leq t < t_6 \\ J_7, & t_6 \leq t \leq t_7 \end{cases} \quad (3.11)$$

де t означає абсолютний час, t_1, t_2, \dots, t_7 – тимчасові межі кожної фази,

J_1, J_3, J_5 и J_7 – величини поштовхів в областях 1, 3, 5 і 7. Інтегруючи (3.11) за часом і враховуючи, що граничні умови бажаних величин прискорення та уповільнення A і D реалізуються на фазах 2 і 6, профіль прискорення може бути виражений як:

$$a(\tau) = \begin{cases} J_1\tau_1, & 0 \leq t \leq t_1 \\ A, & t_1 \leq t < t_2 \\ A - J_3\tau_3, & t_2 \leq t < t_3 \\ 0, & t_3 \leq t < t_4 \\ -J_5\tau_5, & t_4 \leq t < t_5 \\ -D, & t_5 \leq t < t_6 \\ -D + J_7\tau_7, & t_6 \leq t \leq t_7 \end{cases} \quad (3.12)$$

де T_k ($k = 1, 2, \dots, 7$) – тривалість k -ої фази, а f_k – швидкість подачі, досягнута наприкінці відповідної фази.

Крім того, сума пройдених відстаней на кожному етапі повинна дорівнювати загальній пройденій відстані.

$$L = s_e - s_s = \sum_{k=1}^7 l_k = l_1 + l_2 + \dots + l_7 \quad (3.13)$$

де L – загальна відстань переміщення, s_e – кінцеве переміщення за заданим шляхом.

Вхідними даними для генерації швидкості подачі з обмеженням ривка є: період вибірки контуру керування T ; загальна відстань L , яку необхідно подолати; загальна кількість кроків інтерполяції N ; початкова швидкість подачі f_s ; бажана швидкість подачі F ; кінцева швидкість подачі f_e ; бажана величина прискорення A ; бажана величина уповільнення D ; бажана величина ривка J .

Правильні знаки для значень прискорення, уповільнення та ривка визначаються із заданих умов швидкості подачі:

$$\begin{aligned} A &= \text{sgn}(F - f_e) * |A| \\ D &= \text{sgn}(F - f_e) * |D| \\ J_1 &= J_3 = \text{sgn}(A) * |J| \\ J_5 &= J_7 = \text{sgn}(D) * |J| \end{aligned} \quad (3.14)$$

Від'ємне значення A вказує на уповільнення замість прискорення на початку руху. Аналогічно, негативне значення D вказує на прискорення, а не на уповільнення. Якщо значення A або D дорівнює нулю, це свідчить про відсутність стадії прискорення чи уповільнення. Алгоритм генерації обмеженої швидкості подачі розроблено для роботи в самому загальному випадку, щоб забезпечити плавний перехід між з'єднаними шляхами для всіх можливих граничних умов швидкості подачі. Тому також можуть розглядатися особливі випадки (в даній роботі вони не розглядаються).

3.4 Визначення та квантування довжин переміщення

У наступній частині ініціалізації швидкості подачі (f_1, f_2, \dots, f_6) повинні бути досягнуті в кінці кожного етапу та відстані (l_1, l_2, \dots, l_7) , які необхідно подолати на кожному етапі, розраховуються із рівняння (3.12):

Кількість кроків інтерполяції кожної фази обчислюється так:

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= \text{round}(l_1/\Delta s), & N_3 &= \text{round}(l_3/\Delta s) \\ N_5 &= \text{round}(l_5/\Delta s), & N_7 &= \text{round}(l_7/\Delta s) \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

якщо будь-які з N_1, N_3, N_5 або N_7 дорівнюють нулю для відповідних ненульових l_1, l_3, l_5 та l_7 , то вони приймаються рівними одиниці. Потім загальна кількість кроків для етапів прискорення та уповільнення обчислюється як,

$$\begin{aligned} N_{\text{acc}} &= \text{round}((l_1 + l_2 + l_3)/\Delta s), \\ N_{\text{dec}} &= \text{round}((l_5 + l_6 + l_7)/\Delta s) \end{aligned} \quad (3.16)$$

і кількість кроків для ступенів прискорення та уповільнення без ривків виходить як:

$$N_2 = N_{\text{acc}} - (N_1 + N_3), \quad N_6 = N_{\text{dec}} - (N_5 + N_7) \quad (3.17)$$

які дають кількість кроків постійної швидкості подачі:

$$N_4 = N - (N_{\text{acc}} + N_{\text{dec}}) \quad (3.18)$$

Використовуючи збільшення шляху Δs та кількість кроків інтерполяції N_1, N_2, \dots, N_7 для кожного етапу, довжини переміщення квантуються як,

$$l'_k = N_k * \Delta s \quad \text{где } k = 1, 2, \dots, 7 \quad (3.19)$$

3.5 Коригування значень прискорення та ривка

Після квантування довжини ходу значення прискорення, часу та ривка коригуються для отримання заданих швидкостей подачі (f_s, F , та f_e) для нових довжин ходу. Для етапу прискорення виразу l_1, l_2 і l_3 у рівнянні (3.13) використовуються для коригування значень A, T_1 і T_3 , що також призведе до коригування A, T_1 і T_3 через рівняння:

$$\left. \begin{aligned} f_s T_1 + \frac{1}{6} A T_1^2 - l'_1 &= 0 \\ -\frac{1}{8} A T_1^2 + \frac{1}{8} A T_3^2 - \frac{1}{2} f_s T_1 - \frac{1}{2} F T_3 + \frac{F^2 - f_s^2}{2A} - l'_2 &= 0 \\ F T_3 - \frac{1}{6} A T_3^2 - l'_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

Для випадку $T_2 > 0$ вираз для T_2 підставляється з рівняння (3.14) і l_1, l_2 і l_3 замінюються на l'_1, l'_2 і l'_3 відповідно, що призводить до наступних рівнянь, які необхідно вирішити для A, T_1 і T_3 ,

3.6 Математичний опис динаміки фрезерного верстата з ЧПУ

Передбачається, що динамічна модель для тривісного верстата з ЧПУ має такий вигляд.

$$M\ddot{x} + B\dot{x} = T \quad (3.21)$$

де $x(t), \dot{x}(t), \ddot{x}(t) \in \mathbb{R}^3$ позначено положення, швидкість і прискорення верстата відповідно, виражені в інерційній системі координат, $M \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ позначає невідому діагональну матрицю інерції, $B \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ позначено невідому діагональну матрицю тертя, а $T(t) \in \mathbb{R}^3$ представляє вхідну управляючу силу. Щоб полегшити подальшу розробку КПЗ, координати верстата можуть бути перетворені з

інерційної системи координат в систему координат, що змінюється в часі, таким чином:

$$x_f = F^T x \quad (3.22)$$

де $x_f(t), \dot{x}_f(t), \ddot{x}_f(t) \in \mathbb{R}^3$ позначено положення, швидкість і прискорення верстата відповідно, виражені в системі координат, що змінюється в часі.

Наступна розробка заснована на припущенні, що $x_f(t)$ і $\dot{x}_f(t)$ піддаються вимірюванню. У рівнянні (3.22), відома матриця перетворення $F(t) \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ складається з одиничного дотичного вектора, що позначається $t(t) \in \mathbb{R}$, і одиничного вектора нормалі, що позначається $n(t) \in \mathbb{R}$, і одиничного бінормального вектора, що позначається $b(t) \in \mathbb{R}$, що визначається як $b(t) = t(t) * n(t)$. Вектори $t(t), n(t)$ і $b(t)$ визначаються на основі дотичної та нормальної складових бажаного контуру, що позначаються $x_d(t)$. Тобто, враховуючи бажаний контур $x_d(t)$, тангенціальну, нормальну та бінормальну складові $x_d(t)$ можна використовувати для зміни координат верстата з інерційної системи відліку на систему відліку, що змінюється в часі, таким чином:

$$x_{fd} = F^T x_d \quad (3.23)$$

де $x_f(t), \dot{x}_f(t), \ddot{x}_f(t) \in \mathbb{R}^3$ позначають бажане положення, швидкість і прискорення верстата, виражені в системі координат, що змінюється в часі відповідно рисунку 3.5

Ґрунтуючись на рівняннях (3.22) і (3.23), динамічна модель, наведена в рівнянні (3.21), може бути перетворена таким чином

$$\bar{M} = F^T M F \quad (3.24)$$

де $\bar{M}(t), \bar{V}_m(t), \bar{B}(t), N(t)$ і $\bar{T}(t)$ визначаються так:

$$\bar{M}\ddot{x}_f + \bar{V}_m\dot{x}_f + \bar{B}x_f + N x_f = \bar{T} \quad (3.25)$$

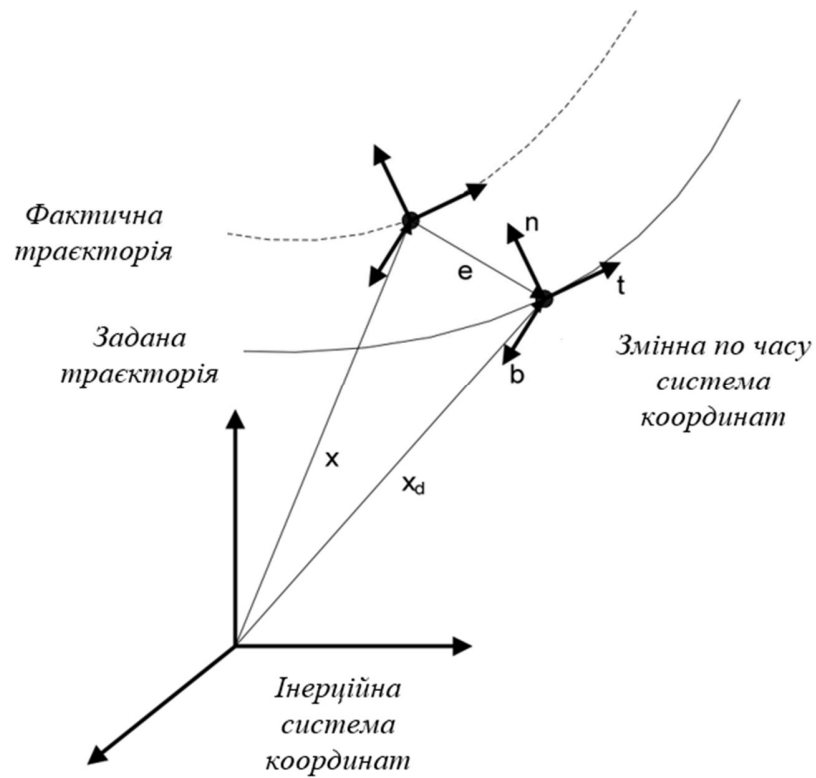


Рисунок 3.5 – Система координат фрезерного верстату з ЧПУ

$$\bar{V}_m = -2F^T(MFF^T)F \quad (3.26)$$

$$\bar{B} = F^TBF \quad (3.27)$$

$$N = 2F^T(MFF^T)F(F^TF) - F^TBF(F^TF) - F^TMFF^TF \quad (3.28)$$

$$\bar{T} = F^TT \quad (3.29)$$

Динамічна модель у рівнянні (3.24) має наступні властивості, які використовуються при подальшій розробці:

Властивість 1: Матриця інерції $\bar{M}(t)$ симетрична, позитивно визначена та задовольняє наші вимоги;

Властивість 2: Матриці $\dot{\bar{M}}(t)$ і $\bar{V}_m(t)$ кососиметричні;

Властивість 3: Динамічна модель, наведена в рівнянні (3.24), може бути лінійно параметризована наступним чином;

$$Y\theta = \bar{M}\ddot{x}_f + \bar{V}_m\dot{x}_f + \bar{B}x_f + N_{x_f} \quad (3.30)$$

де $\theta \in \mathbb{R}^6$ містить невідомі постійні системні параметри і $Y(x_f, \dot{x}_f, \ddot{x}_f) \in \mathbb{R}^{3 \times 6}$ позначає матрицю регресії. Формулювання матриці регресії рівняння (3.30) також може бути записано в умовах бажаного контуру наступним чином:

$$Y\theta = \bar{M}x_{fd}'' + \bar{V}_m x_{fd}' + \bar{B}x_{fd} + N_{x_{fd}} \quad (3.31)$$

де бажана матриця регресії визначається як $Y(x_{fd}, x_{fd}', x_{fd}'') \in \mathbb{R}^{3 \times 6}$;

Властивість 4: Похідна за часом матриці перетворення $F(t)$ може бути наступним чином:

$$\dot{F}^T = vRF^T \quad (3.32)$$

де $v(t) = \|\dot{x}_{fd}(t)\| \in \mathbb{R}$ позначає бажану швидкість подачі, а $R(t) \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$ визначається як:

$$R = \begin{bmatrix} 0 & \kappa & 0 \\ -\kappa & 0 & \tau \\ 0 & -\tau & 0 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

У рівнянні $\kappa(t) \in \mathbb{R}$ є однозначною безперервною функцією, яка позначає бажану кривизну контуру, та $\tau(t) \in \mathbb{R}$ є однозначною безперервною функцією, яка позначає бажане кручення.

3.7 Розробка системи управління приводами фрезерного верстата з ЧПУ з врахуванням його динамічних характеристик

Динаміка верстата у цьому розділі моделюється наступним рівнянням:

$$\bar{M}\ddot{x}_f + \bar{V}_m\dot{x}_f + \bar{N}x_f + f_f + C_f = \bar{T} \quad (3.34)$$

де $f_f(\dot{x}_f) \in \mathbb{R}^3$ – сила тертя, а $C_f(\dot{x}_f) \in \mathbb{R}^3$ – адитивне обмежене збурення, що впливає сили різання і

$$\bar{N} = 2F^T(MF\dot{F}^T)F(\dot{F}^TF) - F^T M F \dot{F}^T F \quad (3.35)$$

Тертя та різання моделюються таким чином, що $f_f(\dot{x}_f)$, $\dot{f}_f(\dot{x}_f)$, $\ddot{f}_f(\dot{x}_f)$ та $C_f(\dot{x}_f)$, $\dot{C}_f(\dot{x}_f)$, $\ddot{C}_f(\dot{x}_f)$ існують та обмежені при $x_f(t)$, $\dot{x}_f(t)$, $\ddot{x}_f(t) \in L_\infty$.

Щоб полегшити розробку управління, друга відфільтрована похибка відстеження, що позначається $r_2(t) \in \mathbb{R}^3$, визначається наступним чином:

$$r_2 \triangleq \dot{r} + a_2 r \quad (3.36)$$

де $a_2(t) \in \mathbb{R}$ – позитивний постійний коефіцієнт підсилення управління, $r(t)$ визначається в рівнянні (3.21). Відфільтрована похибка відстеження $r_2(t)$ не піддається вимірюванню, оскільки вираз у рівнянні (3.36) залежить від $\ddot{x}_f(t)$. Після попереднього множення рівняння (3.36) на $\bar{M}(t)$ можна отримати такий вираз:

$$\bar{M}r_2 = \bar{M}\ddot{x}_{fd} + \bar{V}_m\dot{x}_f + N x_f - \bar{T} + f_f + C_f + (a_2 + a)\bar{M}r - a^2\bar{M}e \quad (3.37)$$

де використовувалися рівняння (2.36) та (3.21). На основі виразу в рівнянні (3.11) вхідний крутний момент управління розраховується наступним чином:

$$\bar{T} = \bar{M}\ddot{x}_{fd} + \bar{V}_m\dot{x}_f + N x_f + (a_2 + a)\bar{M}r - a^2\bar{M}e + \mu \quad (3.38)$$

де $\mu(t) \in \mathbb{R}^3$ позначає згодом розроблену управляючу умову. Підставляючи рівняння (3.38) у рівняння (3.37), можна отримати наступне вираз:

$$\bar{M}r_2 = f_f + C_f - \mu \quad (3.39)$$

Щоб полегшити проектування $\mu(t)$, рівняння (3.12) диференціюється так:

$$\bar{M}\dot{r}_2 = \dot{f}_f + \dot{C}_f - \dot{\mu} - \dot{\bar{M}}r_2 \quad (3.40)$$

Ґрунтуючись на рівнянні (3.40) та подальшому аналізі стабільності, $\mu(t)$ розраховується наступним чином:

$$\mu(t) = (k_s + 1)r(t) - (k_s + 1)r(t_0) + \int_{t_0}^t [(k_s + 1)a_2 r(\tau) + \beta \text{sgn}(r(\tau))] d\tau \quad (3.41)$$

де похідна за часом від рівняння (3.41) задається як:

$$\dot{\mu} = (k_s + 1)r_2 + \beta \text{sgn}(r) \quad (3.42)$$

Після підстановки рівняння (3.42) у рівняння (3.40) може бути отримана наступна система похибок із замкнутим контуром:

$$\bar{M}\dot{r}_2 = -\frac{1}{2}\dot{\bar{M}}r_2 - (k_s + 1)r_2 - r - \beta \text{sgn}(r) + \Omega \quad (3.43)$$

де $\Omega(r, r_2, t) \in \mathbb{R}^3$ позначає наступний незмірний допоміжний член і визначається як:

$$\Omega \triangleq \dot{f}_f + \dot{C}_f - \frac{1}{2}\dot{\bar{M}}r_2 + r \quad (3.44)$$

Для полегшення наступного аналізу інший незмірний допоміжний доданок визначається як:

$$\Omega_d(t) \triangleq \frac{\partial f_f(\dot{x}_{fd})}{\partial \dot{x}_{fd}} \ddot{x}_{fd} + \frac{\partial C_f(\dot{x}_{fd})}{\partial \dot{x}_{fd}} \ddot{x}_{fd} \quad (3.45)$$

Похідна за часом від даного рівняння задається так:

$$\dot{\Omega}_d(t) = \frac{\partial^2 f_f(\dot{x}_{fd})}{\partial \dot{x}_{fd}^2} \ddot{x}_{fd}^2 + \frac{\partial f_f(\dot{x}_{fd})}{\partial \dot{x}_{fd}} \ddot{\ddot{x}}_{fd} + \frac{\partial^2 C_f(\dot{x}_{fd})}{\partial \dot{x}_{fd}^2} \ddot{x}_{fd}^2 + \frac{\partial C_f(\dot{x}_{fd})}{\partial \dot{x}_{fd}} \ddot{\ddot{x}}_{fd} \quad (3.46)$$

Розроблений контролер реалізований на фрезерному верстаті з ЧПУ із використанням написаного користувачем сервоалгоритму, що міститься в Turbo PМАС2 (контролер). Оскільки система приводу подачі X-Y на HSM2 є двовимірною контурною системою, параметризація, заснована на напрямку подачі (рисунок 3.7), може бути використана для представлення матриці перетворення координат $F(t)$. Нехай $\varphi(t)$ – кут нахилу між бажаним вектором швидкості $\dot{x}_d(t)$ та віссю X, тоді $F(t)$ можна представити як:

$$F(t) = \begin{bmatrix} \cos \varphi(t) & -\sin \varphi(t) \\ \sin \varphi(t) & \cos \varphi(t) \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

Для лінійного контуру матриця R у рівнянні (3.33) є нульовою матрицею. Для кругового контуру буде:

$$R = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\rho} \\ -\frac{1}{\rho} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

де ρ – радіус окружності. Для загальної двовимірної траєкторії R буде матричною функцією кута нахилу $\varphi(t)$.

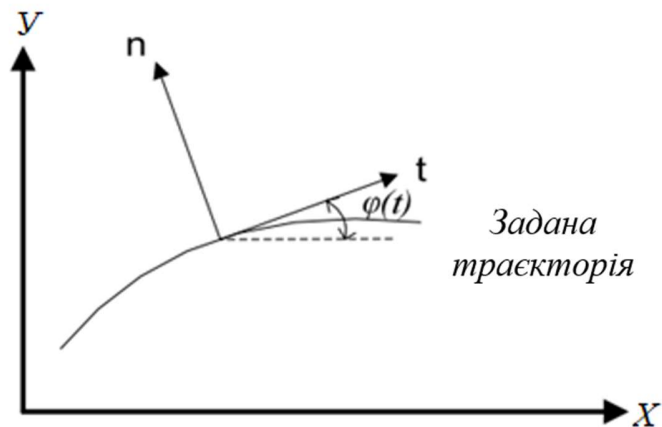


Рисунок 3.7 – Параметризація, заснована на напрямку подачі

Введення керуючого зусилля T може бути описаний як компонент з перехресним зв'язком (тобто перший набір умов), пропорційний компонент (тобто другий набір умов), похідний компонент (тобто третій набір умов) та адаптивний компонент з прямим зв'язком (тобто четвертий набір умов).

Для двовимірного кругового контуру рівняння (3.47) і рівняння (3.48) може бути використане для вираження перехресно пов'язаної складової:

$$\begin{aligned} kv(FRF^T)(x_d - x) &= \\ &= kv \begin{bmatrix} \cos \varphi(t) & -\sin \varphi(t) \\ \sin \varphi(t) & \cos \varphi(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\rho} \\ -\frac{1}{\rho} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \varphi(t) & \sin \varphi(t) \\ -\sin \varphi(t) & \cos \varphi(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{d1} - x_1 \\ x_{d2} - x_2 \end{bmatrix} \\ &= kv \begin{bmatrix} \sin \varphi(t)/\rho & \cos \varphi(t)/\rho \\ -\cos \varphi(t)/\rho & \sin \varphi(t)/\rho \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \varphi(t) & \sin \varphi(t) \\ -\sin \varphi(t) & \cos \varphi(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{d1} - x_1 \\ x_{d2} - x_2 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= kv \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{\rho} \\ -\frac{1}{\rho} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{d1} - x_1 \\ x_{d2} - x_2 \end{bmatrix} \\
 &= \frac{kv}{\rho} \begin{bmatrix} x_{d2} - x_2 \\ -(x_{d1} - x_1) \end{bmatrix} \\
 &\doteq \begin{bmatrix} (kv/\rho)_1 & 0 \\ 0 & (kv/\rho)_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{d2} - x_2 \\ -(x_{d1} - x_1) \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.49}$$

Оскільки друга і третя складові у рівнянні (3.49) представляють пропорційно-похідний (PD) контролер, для цього використовуються PD контролери, розроблені в попередніх розділах. Коефіцієнти підсилення, що призвели до найкращої продуктивності у кругових контурах, визначаються таким чином:

$$(kv/\rho)_1 = 422, (kv/\rho)_2 = 1359 \text{ и } \Gamma = \begin{bmatrix} 5 \times 10^{-2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 5 \times 10^{-2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.50}$$

Відповідно розроблений управляючий елемент нелінійного перехресного зв'язку представлено на рисунку 3.8

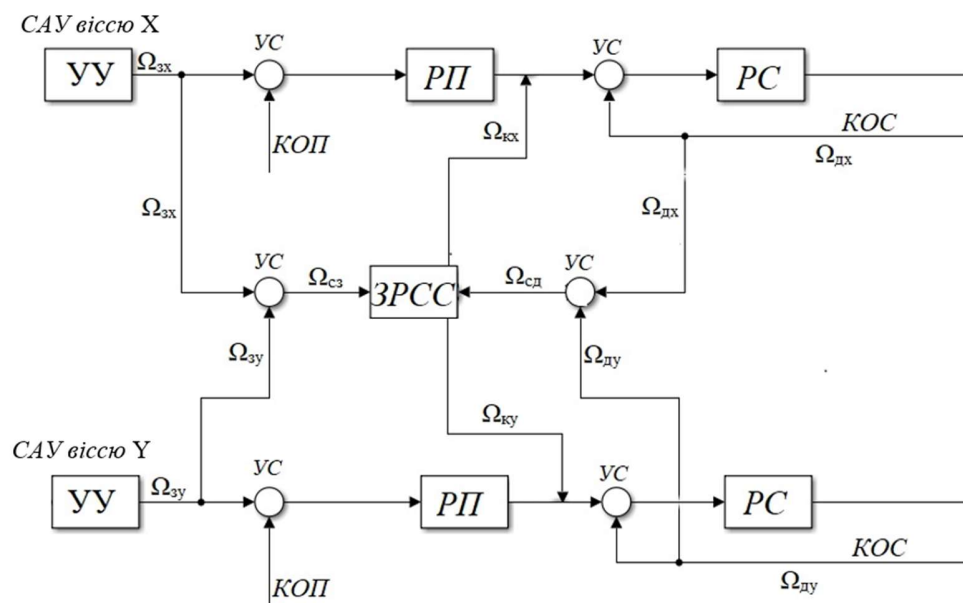


Рисунок 3.8 – Розроблений управляючий елемент нелінійного перехресного зв'язку

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ

4.1 Дослідження величини контурних похибок при обробці найпоширеніших траєкторій

У цьому розділі експериментально досліджуються величини контурних похибок при обробці трьох основних (найпоширеніших) траєкторій: квадрат, ромб і коло в площині обробки X-Y на фрезерному верстаті з ЧПУ із використанням ПД-регулятора, управляючого елемента прямого зв'язку, стандартного УЕ перехресного зв'язку, та розробленого нелінійного УЕ перехресного зв'язку.

Квадратна траєкторія використовується з метою оцінки ефективності проходження поворотів. Ромбовидні та кругові контури використовуються для оцінки ефективності лінійної та кругової контурної обробки відповідно. Кожна траєкторія з початковою точкою обробки та напрямком обробки представлені на рисунку 4.1. Швидкості подачі та прискорення, що використовуються для кожної траєкторії, наведено в таблиці 4.1.

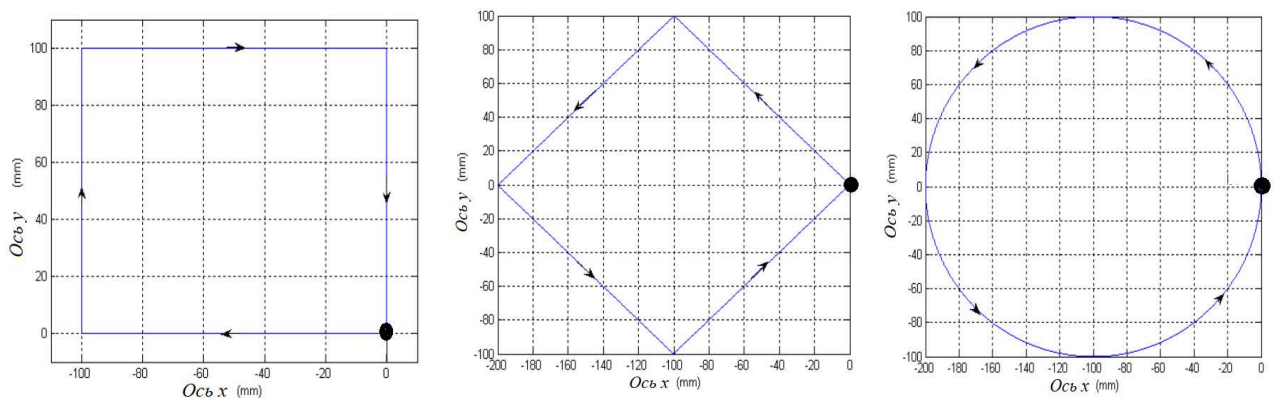


Рисунок 4.1 – Схеми обробки траєкторій: квадрат, ромб і коло в площині X-Y на фрезерному верстаті з ЧПУ

Таблиця 4.1 – Швидкості подачі та прискорення, що використовуються для кожної траєкторії

Вид траєкторії	Швидкість подачі (м/с)	Прискорення (м/с ²)
Квадратна траєкторія	0,2	0,5
	0,4	2,0
Ромбовидна траєкторія	0,2	0,4
	0,4	1,6
Кругова траєкторія (100 мм)	0,2	0,4
	0,4	1,6

4.2 Обробка квадрата зі стороною 100 мм

Точність обробки кутів із застосуванням кожного УЕ на квадратній траєкторії зі швидкістю подачі 0,2 м/с наведена на рисунку 4.2.

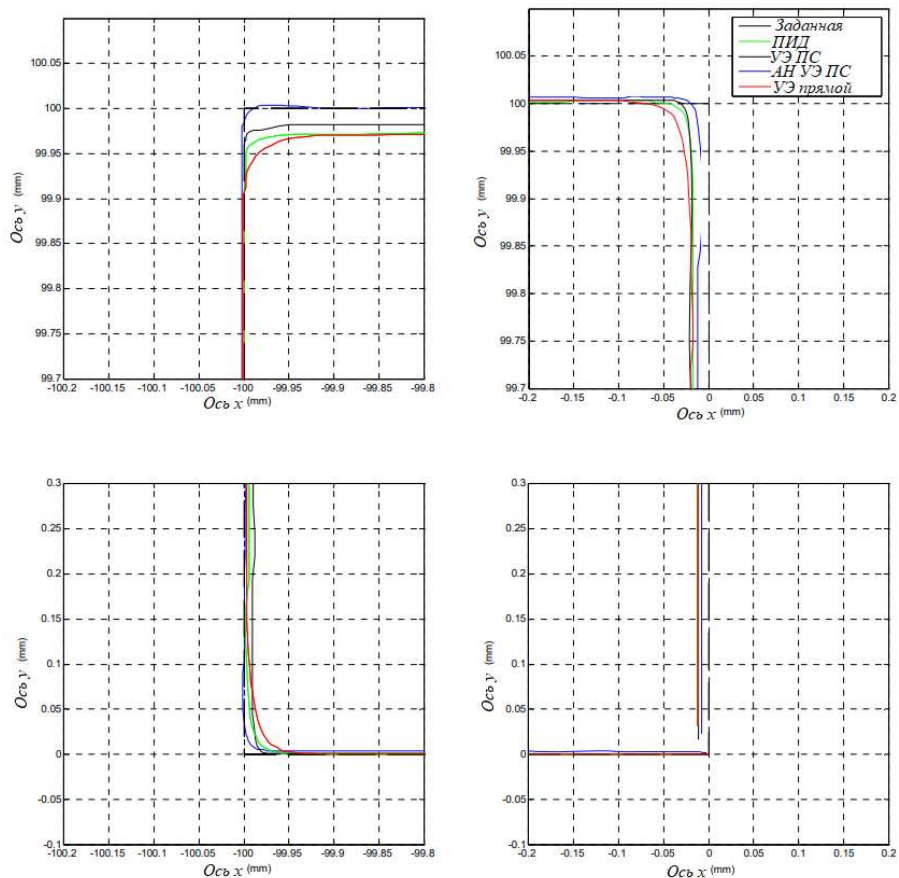


Рисунок 4.2 – Точність обробки кутів із застосуванням кожного УЕ на квадратній траєкторії зі швидкістю подачі 0,2 м/с

На відміну від заданої траєкторії (чорна пунктирна лінія), зелена, червона, чорна і синя суцільні лінії представляють фактичну траєкторію з використанням ПІД-регулятора, УЕ прямого зв'язку, УЕ перехресного зв'язку та адаптивного нелінійного УЕ перехресного зв'язку. За винятком кутів, похибка контуру може бути розрахована за допомогою рівняння $\varepsilon = \frac{-E_x V_y + E_y V_x}{V}$, та представлено на рисунку 4.3. На цьому рисунку піки – це є кути, а останній кут не показаний, оскільки помилка контуру там не може бути визначена.

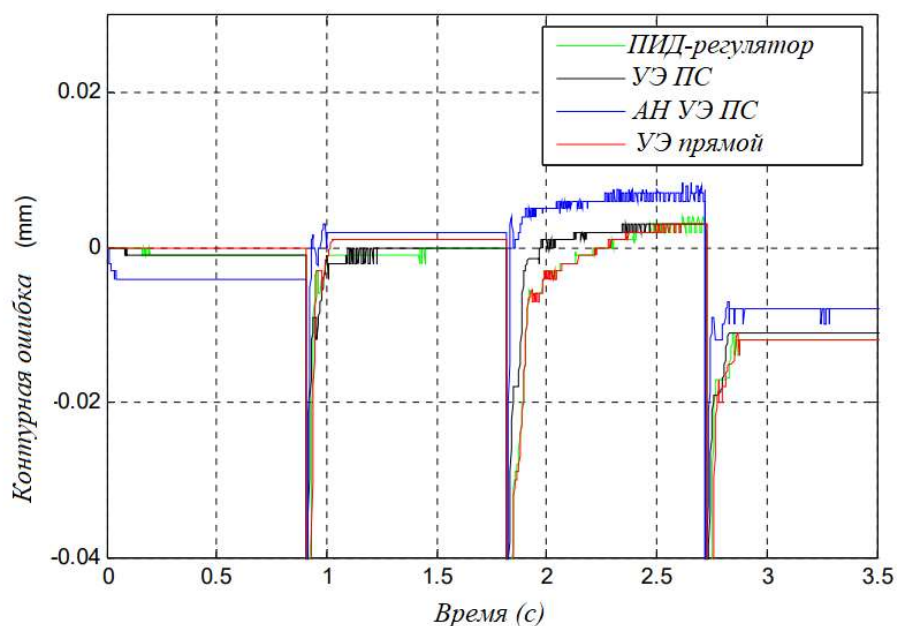


Рисунок 4.3 – Похибка контуру під час обробки при швидкості подачі 0,2 м/с

Порівняння для кожного УЕ при обробці квадрата з вищою швидкістю подачі 0,4 м/с представлено на рисунках 4.4. та 4.5 відповідно. З результатів переміщення інструменту при обробці квадрата можна зробити такі висновки:

- продуктивність кожного УЕ при проходженні поворотів погіршується зі збільшенням швидкості подачі. Однак через роздільне переміщення по осях X та Y точність контурної обробки не залежить від швидкості подачі;

- адаптивний нелінійний УЕ перехресного зв'язку має найкращі характеристики при проходженні поворотів, тоді як УЕ прямого зв'язку має найгірші.

- УЕ перехресного зв'язку не зміг значно покращити характеристики контурної обробки при переміщенні квадратною траєкторією, оскільки даний УЕ працює тільки при обробці лінійних та кругових контурів, коли має місце узгоджене переміщення осей X та Y

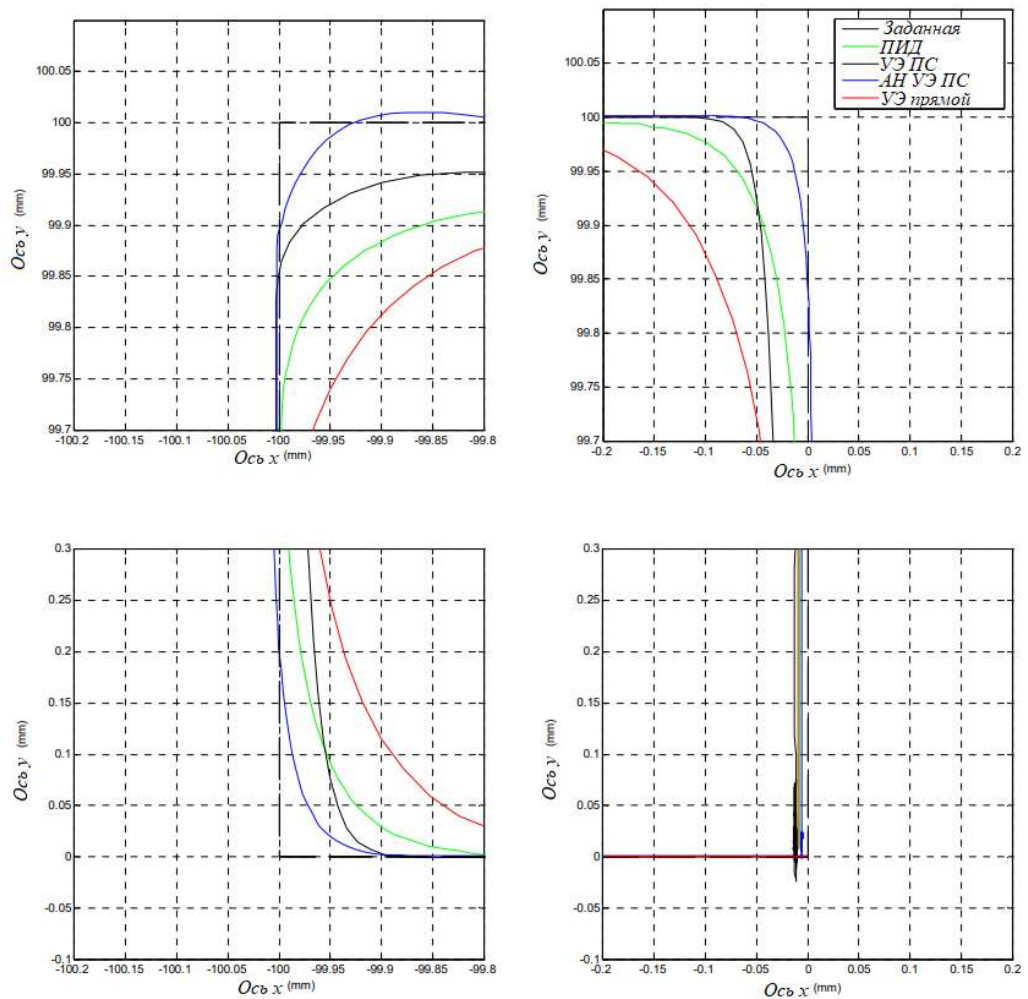


Рисунок 4.4 – Точність обробки кутів із застосуванням кожного УЕ на квадратній траєкторії зі швидкістю подачі 0,4 м/с

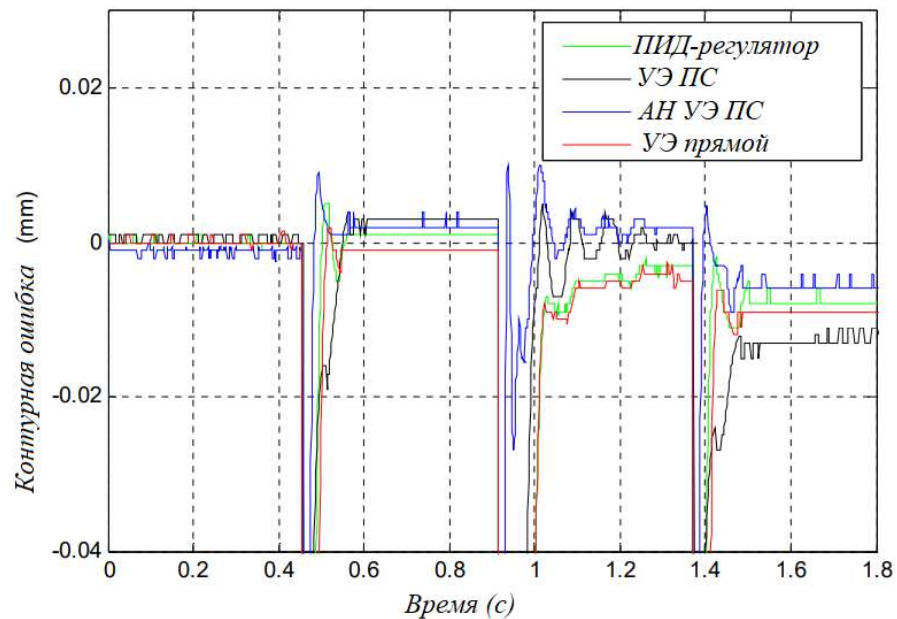


Рисунок 4.5 – Похибка контуру під час обробки при швидкості подачі 0,4 м/с

4.3 Обробка контуру типу ромб

Поведінка кожного УЕ під час обробки по контуру типу ромб зі швидкістю подачі 0,2 м/с порівнюється на рисунку 4.6 а контурні похибки, за винятком кутів, представлені на рисунку 4.7. Де зелена, червона, чорна і синя суцільні лінії представляють фактичну траєкторію з використанням ПИД-регулятора, УЕ прямого зв'язку, УЕ перехресного зв'язку і адаптивного нелінійного УЕ елемента перехресного зв'язку.

Порівняльний аналіз похибки та поведінки УЕ для вищої швидкості подачі 0,4 м/с представлено на рисунку 4.8 та 4.9 відповідно. За результатами, представленими на цих рисунках, можна зробити такі висновки:

- у разі збільшення швидкості подачі погіршуються як характеристики проходження поворотів, так і характеристики лінійного переміщення по контуру при використанні кожного УЕ;

- адаптивний нелінійний УЕ перехресного зв'язку має найкращі характеристики при проходженні поворотів та при лінійному переміщенні;

- покращення характеристик контурної обробки за допомогою адаптивного нелінійного УЕ перехресного зв'язку стає помітнішим, ніж при використанні традиційного УЕ ПЗ (КПЗ), у міру збільшення швидкості подачі. Це покращення пояснюється тим, що адаптивний нелінійний УЕ перехресного зв'язку враховує невизначені нелінійні елементи за допомогою адаптивного компонента прямого зв'язку.

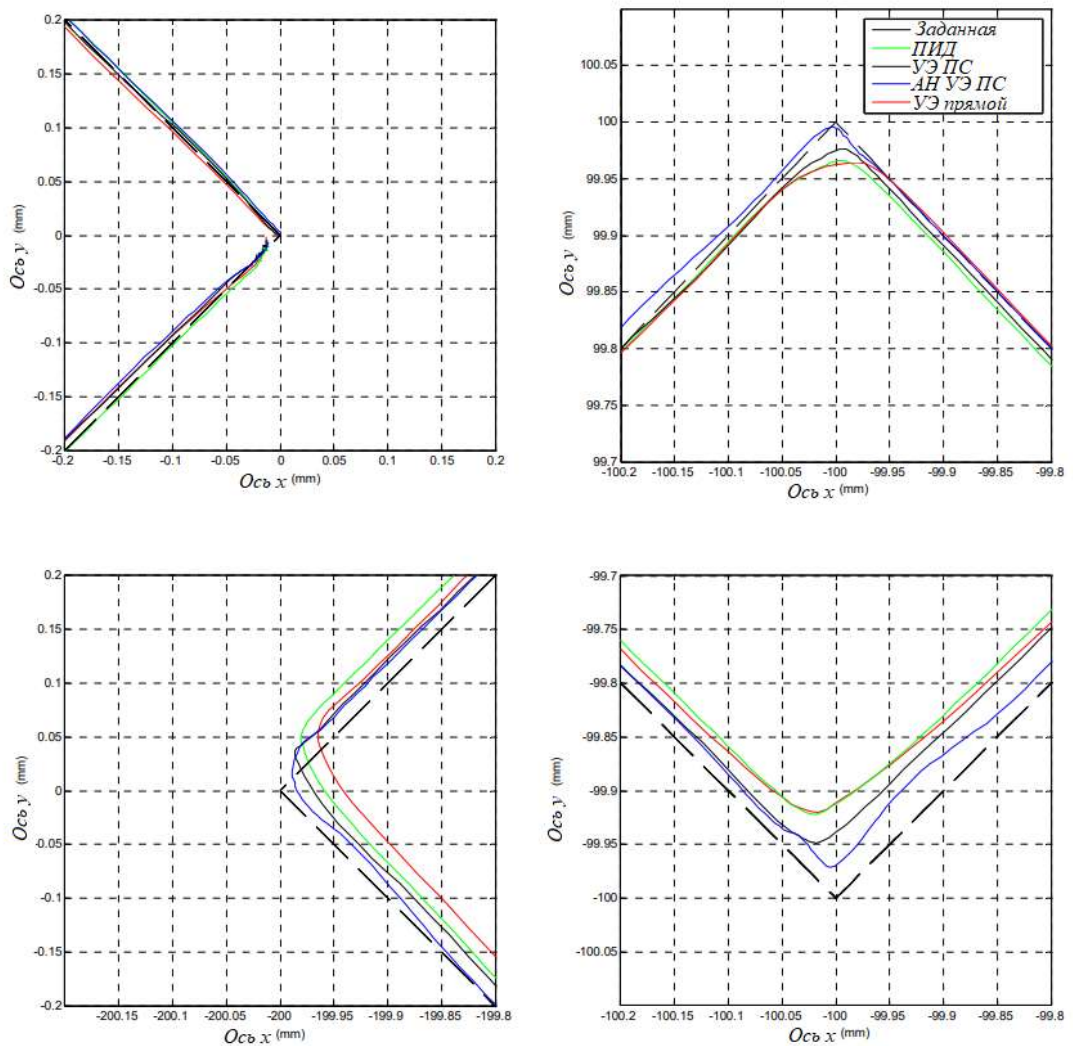


Рисунок 4.6 – Точність обробки кутів із застосуванням кожного УЕ на ромбовидній траєкторії зі швидкістю подачі 0,2 м/с

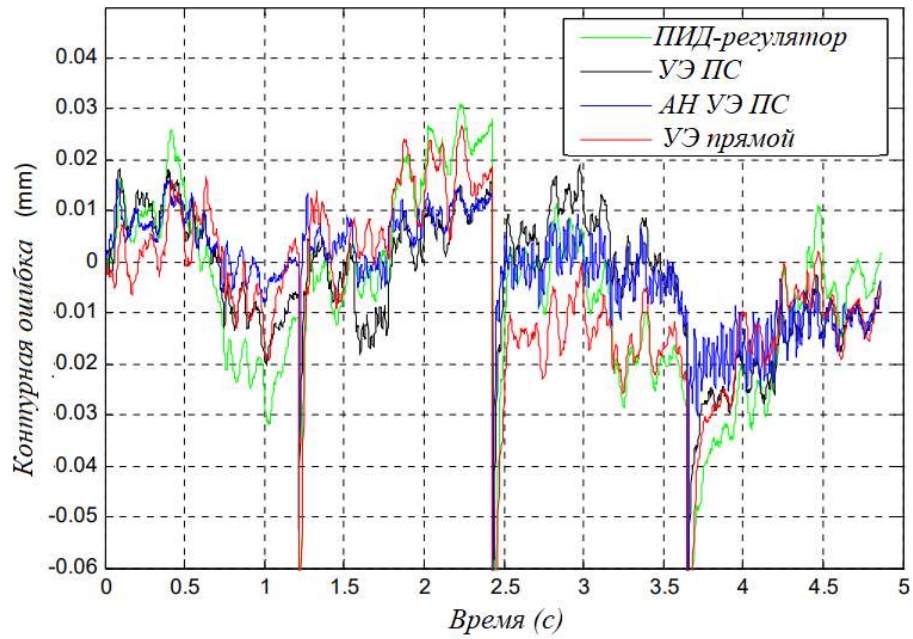


Рисунок 4.7 – Похибка оброблення по ромбовидного контуру під час обробки при швидкості подачі 0,2 м/с

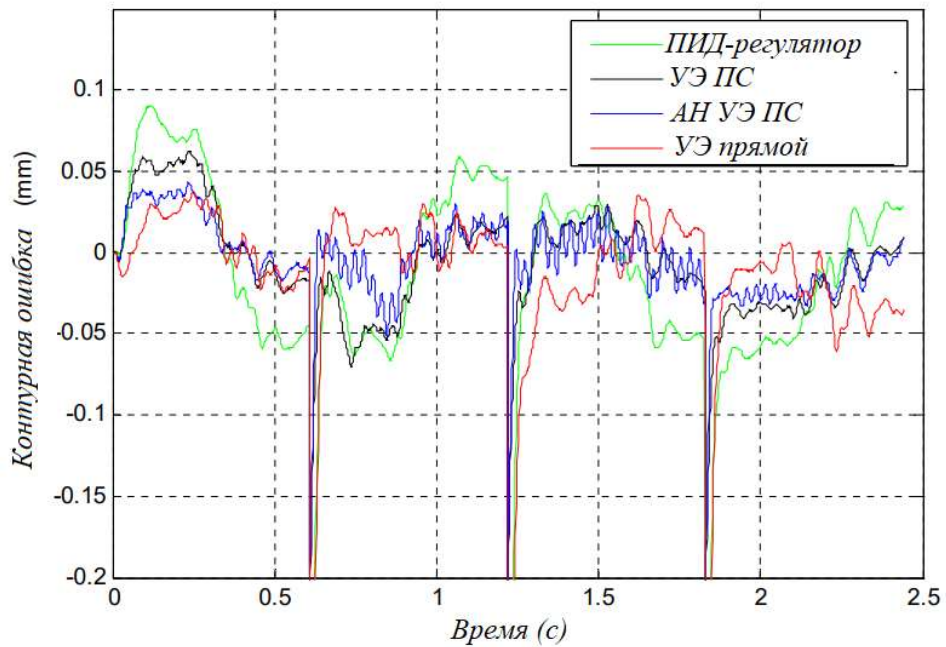


Рисунок 4.8 – Похибка оброблення по ромбовидного контуру під час обробки при швидкості подачі 0,4 м/с

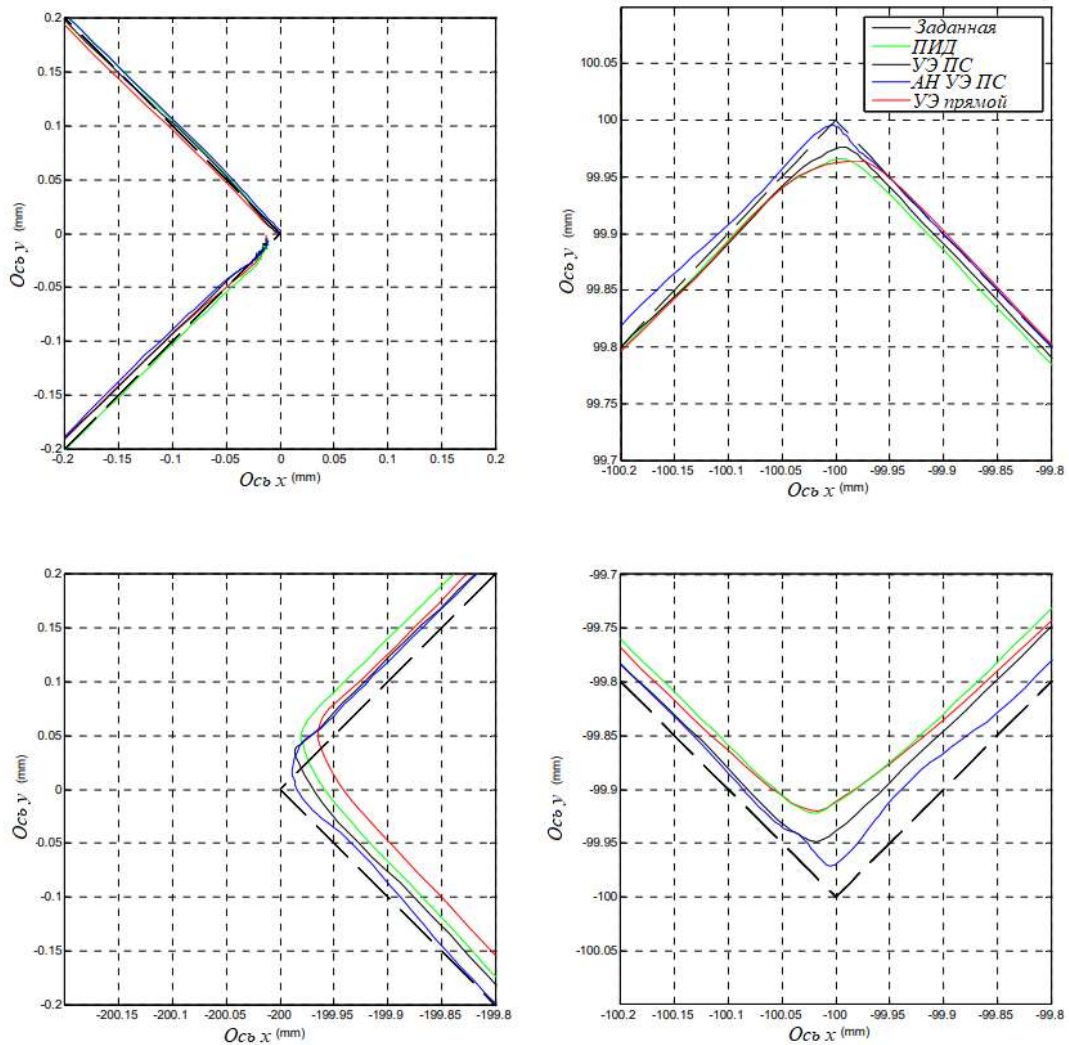


Рисунок 4.9 – Точність обробки кутів із застосуванням кожного УЕ на ромбовидній траєкторії зі швидкістю подачі 0,4 м/с

4.4 Обробка кола радіусом 100мм

Помилки контуру для всієї кругової траєкторії можна розрахувати за допомогою рівняння $\varepsilon = -E_x C_x + E_y C_y$, а величини контурних похибок представлені на рисунках 4.10 та 4.11 для швидкості подачі 0,2 м/с (радіус 0,1 м) та швидкості подачі 0,4 м/с (радіус 0,1 м) відповідно.

Оскільки важливі і максимальна і середня похибки контуру на всьому шляху переміщення і вони впливають на якість кінцевої деталі, максимальна абсолютна

контурна похибка $\|\varepsilon_{\text{MAX}}\|$, та середньоквадратична контурна похибка ε_{CP} , використовуються для порівняння продуктивності кожного алгоритму управління, кожного управляючого елемента. У таблиці 4.2 наведено характеристики для обробки кругового контуру при використанні кожного УЕ.

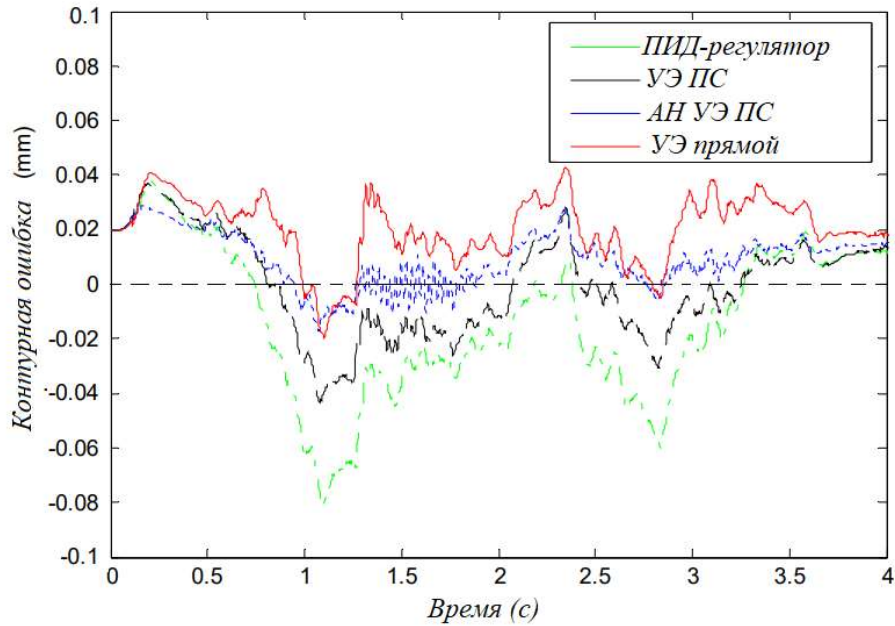


Рисунок 4.10 – Похибка оброблення кола радіусом 100мм при швидкості подачі 0,2 м/с

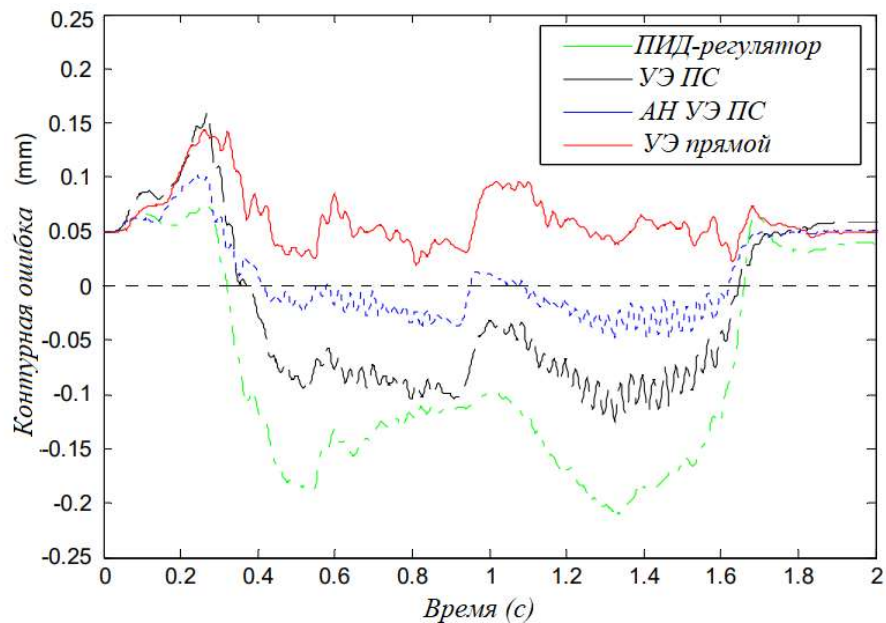


Рисунок 4.11 – Похибка оброблення кола радіусом 100мм при швидкості подачі 0,2 м/с

Таблиця – 4.2 – Порівняння величин контурних похибок під час обробки різних контурів.

Швидкість подачі	УЕ	Контурна похибка	
		$\ \epsilon_{\text{MAX}}\ $	ϵ_{CP}
0,2 м/с	ПД-регулятор	79	34
	УЕ прямого зв'язку	42	23
	УЕ Перехресний	42	12
	Адаптивний УЕ	35	9
0,4 мм/с	ПД-регулятор	207	113
	УЕ прямого зв'язку	153	87
	УЕ Перехресний	156	25
	Адаптивний УЕ	98	15

З результатів при переміщенні по окружності радіусом 100 мм можна зробити такі висновки:

- контурні помилки при використанні кожного УЕ погіршуються в міру збільшення швидкості подачі та прискорення;

- точність контурної обробки покращується як за рахунок стандартного УЕ перехресного зв'язку, так і за рахунок адаптивного нелінійного УЕ перехресного зв'язку в порівнянні з ПД регулятором та УЕ прямого зв'язку;

- хоча абсолютні максимальні помилки контуру для стандартного УЕ перехресного зв'язку та адаптивного нелінійного УЕ перехресного зв'язку однакові в кожному випадку, середньоквадратична помилка контуру для адаптивного нелінійного УЕ перехресного зв'язку на 20% менше, ніж у стандартного УЕ перехресного зв'язку.

- збільшення точності при контурній обробці за допомогою адаптивного нелінійного УЕ перехресного зв'язку стає більш помітним, ніж при використанні стандартного УЕ перехресного зв'язку, у міру збільшення швидкості подачі та прискорення. Це покращення пояснюється тим, що розроблений УЕ враховує невизначені нелінійності за допомогою адаптивного компонента прямого зв'язку.

ВИСНОВОК

В кваліфікаційній магістерській роботі було розроблено схеми управління приводами для підвищення точності контурної обробки зі збільшенням швидкості подачі на високошвидкісному фрезерному верстаті з ЧПУ. В роботі було розроблено точні моделі системи управління електромеханічними приводами подачі по осях X та Y, випробувального обладнання. Експериментально були знайдені важливі параметри для моделювання системи, такі як еквівалентний момент інерції, маса і коефіцієнти в'язкого тертя кожної осі. Грунтуючись на цих параметрах, були розроблені моделі для системи керування електромеханічними приводами подачі по осях X та Y та перевірені шляхом порівняння моделювання та експерименту.

Другим кроком задля досягнення поставлених задач була розробка схем управління на основі перевіреної моделі СУЕП для дослідження ефективності контурної обробки. Як звичайні УЕ були обрані ПД-регулятор і управляючий елемент прямого зв'язку. Для безпосереднього зменшення контурної похибки було використано УЕ перехресного зв'язку. Для цього УЕ побудовано моделі похибки контуру в режимі реального часу та її використання в законі управління, яка потім зменшує помилку контуру. Був розроблений адаптивний нелінійний УЕ перехресного зв'язку, який заснований на методі перетворення координат, що дозволяє розкласти компоненти похибки на тангенціальний та нормальний напрями у двовимірній системі. Стандартні адаптивні методи нелінійного управління були застосовані до перетвореної динаміки фрезерного верстата з ЧПУ із перехресним зв'язком компенсації невизначених параметрів інерції. Проведено аналіз для підтвердження глобального асимптотичного відстеження контуру довільного контуру при фрезерній обробці.

Розроблений УЕ був ефективно реалізований на високошвидкісному фрезерному верстаті з ЧПУ із використанням алгоритму написаного користувачем,

наданого Turbo PMAC2 від Delta Tau Data Systems Inc. На основі UE, робота яких була змодельована в розділі 2, експериментально досліджено контурні похибки.

Для проведення експериментальних досліджень було обрано три основні контури в площині X-Y і експеримент було проведено з різними швидкостями подачі. Експериментальні результати показали, що запропонований адаптивний нелінійний UE з перехресним зв'язком збільшив точність обробки контуру, тобто знизив контурну похибку, в тому числі і при збільшенні контурної швидкості. В продовження даної роботи пропонується наступний напрямок – дослідження роботи розробленого UE із узгодженням динамічних особливостей приводів подачі фрезерного верстата з ЧПУ із урахуванням сил різання часі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Overby, Alan. CNC Machining Handbook: Building, Programming, and Implementation /Overby A. – 1 th ed. – McGraw-Hill Education TAB, 2010. – 272 p.
2. R. Wdowik, M. Magdziak, R. M. C.Ratnayake, and C. Borsellino. Application of Process Parameters in Planning and Technological Documentation: CNC Machine Tools and CMMs Programming Perspective. Procedia CIRP , Vol. 78, pp. 43 – 48. DOI: [10.1016/j.procir.2018.09.054](https://doi.org/10.1016/j.procir.2018.09.054).
3. Taras Chetverzhuk, Oleg Zabolotnyi, Viktor Sychuk, Roman Polinkevych and Anatolii Tkachuk. A Method of Body Parts Force Displacements Calculation of Metal-Cutting Machine Tools Using CAD and CAE Technologies. Annals of Emerging Technologies in Computing (AETiC). pp. 37-47, Vol. 3, No. 4, 1st October 2019, Published by International Association of Educators and Researchers (IAER), DOI: 10.33166/AETiC.2019.04.004, Available: <http://aetic.theiaer.org/archive/v3/v3n4/p4.html>
4. Z. Mu, G. Zhang, Y. Ran, S. Zhang, and J. Li. A Reliability Statistical Evaluation Method of CNC Machine Tools Considering the Mission and Load Profile. IEEE. DOI: [10.1109/access.2019.2935622](https://doi.org/10.1109/access.2019.2935622).
5. Zaleta O. M., Povstyanoy O. Yu., Ribeiro L. F., Redko R. G., Bozhko T. Ye., Chetverzhuk T. I. (2023). Automation of optimization synthesis for modular technological equipment. Journal of Engineering Sciences, Vol. 10(1), pp. A6-A14, DOI: [10.21272/jes.2023.10\(1\).a2](https://doi.org/10.21272/jes.2023.10(1).a2).
6. Борозенець Г.М., Павлов В.М., Семак І. В. Деталі машин : Навчальний посібник. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.
7. Головня В.Д. САПР технологічних процесів : конспект лекцій / В.Д. Головня. – Житомир : Житомирська політехніка, 2019. – 200 с.
8. Гордєєв О.Ф., Четвержук Т.І.. Безрозбірна діагностика стиків металорізальних верстатів на основі самоподібності деформацій. Прогресивні

технології і системи машинобудування. - 2014. - № 1. С. 99-105. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptsm_2014_1_16.

9. Грабченко А. І. Інтегровані генеративні технології: навч. посібник / А. І. Грабченко, Ю. Н. Внуков, В. Л. Доброскок та ін.; під ред. А. І. Грабченко. – Харків: НТУ «ХП», 2011. – 416 с.

10. Дубовой В. М., Моделювання та оптимізація систем: підручник / В.М. Дубовой, Р.Н. Кветний, О.І. Михальов, А.В. Усов. – Вінниця: «ТД «Едельвейс», 2017. – 804 с.

11. Інноваційні підходи в підготовці магістрів з прикладної механіки : навч. посіб. / Т. Є. Божко, Б. П. Валецький, Л. М. Самчук, Т. І. Четвержук . – Луцьк : Вежа-Друк, 2024. – 324 с. ISBN 978-966-940-536-4.

12. Ковальов В.А., Гаврушкевич А.Ю., Гаврушкевич Н.В. Посібник для практичного програмування верстатів з ЧПК [Електронний ресурс] – Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. – 115с.

13. Ковальов В.Д., Васильченко Я.В., Міхєєв А.О., Четвержук Т.І. Управління точністю траєкторних переміщень виконавчих органів верстата на гідростатичних підшипниках. «Перспективні технології та прилади»: Збірник наукових праць. Луцьк: ЛНТУ, 2024. Вип. 25. – С. 64-72. DOI: <https://doi.org/10.36910/10.36910/6775-2313-5352-2024-25-10>

14. Кузнецов Ю.М. Технологічне обладнання з ЧПК: механізми і оснащення: Навч. посібник. Київ-Кременчук-Севастополь: Вид-во «Точка», 2014. – 500 с.

15. Леонтьєв П. В. Теорія автоматичного керування : навчальний посібник / П. В. Леонтьєв та ін. За заг. ред. П. В. Леонтьєва. – Суми: Сумський державний університет, 2024. – 296 с. ISBN 978-966-657-987-7.

16. Методичні рекомендації до написання кваліфікаційної роботи за ступенем вищої освіти «магістр»: метод. рекомендації для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти освітньої програми «Прикладна механіка»,

спец. 131 Прикладна механіка, галузі знань 13 Механічна інженерія денної та заоч. форм навч. / уклад.: Т. І. Четвержук, Р. М. Полінкевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2024. 48 с.

17. Петраков Ю.В. Комп'ютерна підтримка підготовки програм фрезерування багатогранників на верстатах з ЧПК / Петраков Ю.В., Клавак А.М. // Актуальні проблеми комп'ютерних технологій: зб. наук. праць, том 1, Хмельницький, 2011, с.179-188.

18. Петров О.В. Технологічна оснастка : навчальний посібник / О. В. Петров, С. І. Сухоруков. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 123 с.

19. Пишук Н., Четвержук Т. Аналіз структури та елементів лінійних приводів подачі фрезерних верстатів з ЧПУ. Тези V студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії «Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії». Луцьк: ЛНТУ – 2025. – С. 193-195.

20. Повстяной О.Ю., Полінкевич Р.М., Редько Р.Г., Четвержук Т.І. Технологія п'ятикоординатної обробки на фрезерних верстатах з ЧПУ. Матеріали ХХІІ Міжнародної науково-технічної конференції Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Краматорськ-Тернопіль 28 – 30 травня 2024 року. С. 154.

21. Приходько В.П. Проектування оснащення верстатів, роботів і машин: Навч. посіб. / Литвин О.В. . – Київ: НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2018. – 212 с.

22. Проць Я.І. Автоматизація виробничих процесів. Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів./ Я.І. Проць, В.Б. Савків, О.К. Шкодзінський, О.Л. Ляшук – Тернопіль: ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. – 344с.

23. Репнікова Н.Б. Теорія автоматичного керування: класика і сучасність; підручник / Н. Б. Репнікова. – К. : НТУУ «КПІ», 2011. – 328 с.

24. Солод В.Ю. Експлуатація та ремонт технологічного обладнання механічних цехів. Навчальний посібник / В.Ю. Солод, О.В. Чернишов // Кам'янське, ДДТУ, 2018. – 275 с.

25. Технологічне забезпечення якості продукції машинобудування. Монографія / Є.А. Фролов, С.І. Кравченко, С.В. Попов, С.М. Гнітько. Полтава, 2019. – 204 с.

26. Цвіркун Л.І. Робототехніка та мехатроніка: навч. посіб. / Л.І. Цвіркун, Г. Грулер ; під заг. ред. Л.І. Цвіркуна ; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – 3-тє вид., переробл. і доповн. – Дніпро: НГУ, 2017. – 224 с.

27. Четвержук Т.І., Повстяной О.Ю., Редько Р.Г., Полінкевич Р.М., Залета О.М. Проектування малого вертикально-фрезерного верстата з ЧПУ на модульній основі за допомогою CAD / CAM систем. Тези доповідей XIII Міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» 25-26 травня 2023р. м. Чернігів. 45-47.

28. Четвержук Т.І., Полінкевич Р.М. Математична модель визначення балансу зміщень стикових з'єднань металорізальних верстатів. Збірник праць VI Міжнародна науково-технічна конференція з проблем вищої освіти і науки ТК-2020 «Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів» м. Луцьк, Україна, 2-4 червня 2020 року. С. 47-50.

29. Четвержук Т., Полінкевич Р., Редько Р., Склярів Р. Системний підхід як основа автоматизації проектування та модернізації токарного верстатного обладнання. Тези доповідей V Міжнародної науково-практичної конференції «Прикладні науково-технічні дослідження», м. Івано-Франківськ, 5-7 квітня 2021 року. С. 157-159.

30. Четвержук Т.І., Полінкевич Р.М., Редько Р.Г., Залета О.М., Склярів Р.А. Статистичне моделювання технічних характеристик металорізальних верстатів. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк, 2021. №71. – С. 322-329. DOI: <https://doi.org/10.36910/6775.24153966.2021.71.47>

31. Четвержук Т.І., Редько Р.Г., Полінкевич Р.М., Залета О.М., Валецький Б.П.. Проблеми та задачі проектування та розрахунку несучих частин металорізальних верстатів з урахуванням навантажень. Міжвузівський збірник

«Наукові нотатки». Луцьк, 2022. №73. – С. 101-104.

DOI:<https://doi.org/10.36910/775.24153966.2022.73.15>

32. Четвержук Т.І., Полінкевич Р.М., Редько Р.Г., Зубовецька Н.Т. Режими роботи системи ЧПУ верстата в процесі його експлуатації./ Наукові нотатки: міжвуз. зб.наук. праць. – Луцьк, 2019. – Вип. 66. – С. 373-378.