

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана
Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: *«Розробка та дослідження конструкції механізму живлення для
подачі штучних заготовок до багатоцільового верстату»*

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

Богдан ШТИК
(підпис)

Керівник Руслан СКЛЯРОВ
(підпис)

Нормоконтроль Володимир КОБЕЛЬНИК
(підпис)

Завідувач кафедри Володимир КРУПА
(підпис)

Рецензент
(підпис)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Володимир КРУПА

(підпис)

« » _____ 20__ р.

З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Штик Богдан Ігорович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка та дослідження конструкції механізму живлення для подачі штучних заготовок до багатоцільового верстату»

Керівник роботи Склярів Руслан Анатолійович, к.т.н., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «15» серпня 2025 року № 4/7-756.

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23.12.2025

3. Вихідні дані до роботи паспорт базової моделі верстату та документація стосовно механізмів живлення заготовок різного компонування

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Аналітичний розділ. Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи. Інформаційно-патентний пошук. Постановка мети та задач дослідження. Проектний розрахунок механізму живлення. Науково-дослідна частина. Розробка схеми слідкуючої системи механізму живлення та проведення його моделювання. Заходи з охорони праці та безпеки в НС.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Тема, мета та завдання дослідження - 1 арк. ф.А1; Механізм живлення (кінематична схема та загальний вигляд) – 1 арк. ф.А1; Механізм повороту механізму живлення – 1 арк. ф.А1; Захоплювач для призматичних заготовок – 1 арк. ф.А1
Презентація до роботи (до 20 слайдів).

7. Дата видачі завдання

18 серпня 2025 року

[illegible]

Студент

Богдан ШТИК

(підпис)

Керівник роботи

Руслан СКЛЯРОВ

(підпис)

Анотація

Штик Б. І. Розробка та дослідження конструкції механізму живлення для подачі штучних заготовок до багатоцільового верстату // Штик Богдан Ігорович : кваліфікаційна робота магістра : 133 галузеве машинобудування / кер. Р. А. Складов. Тернопіль : факультет інженерії машин, споруд та технологій, кафедра конструювання верстатів інструментів та машин, група МВМ-61 : ТНТУ, 2025.

Ключові слова: механізм живлення, промисловий робот, механізм повороту, структурна схема, маніпулятор, функціональна модель.

Метою роботи є розробка конструкції механізму живлення з електромеханічним приводом, який забезпечує автоматизовану подачу штучних заготовок до багатоцільового верстата з високою точністю позиціонування та стабільністю руху.

В представленій кваліфікаційній роботі проведено патентно-інформаційні дослідження щодо механізмів живлення для багатоцільових верстатів. Запропоновано технічно обґрунтовану конструкцію механізму живлення, розроблено його кінематичну схему та виконано розрахунок привідної системи. Сформовано функціональну модель механізму та уніфіковану структурну схему електромеханічного приводу. Побудовано математичну модель виконавчого органу, реалізовано слідкуючі контури керування та здійснено моделювання динаміки системи в середовищі VisSim. Висвітлено питання безпечної експлуатації промислових маніпуляторів, а також розглянуто організаційну структуру цивільного захисту.

Annotation

SHTYK Bogdan. Development and study of the design of a feeding mechanism for supplying individual blanks to a multipurpose machine tool // Shtyk Bogdan: Thesis work for obtaining the educational qualification of Master degree of specialty 133 - Industrial machinery engineering / Supervisor: R. A. Sklyarov. Ternopil : Faculty of Engineering of Machines, Structures and Technologies, Department of Machine Tool and Instrument Design, Group MVm-61 : TNTU, 2025.

Key words: feeding mechanism, industrial robot, rotation mechanism, structural diagram, manipulator, functional model.

The aim of the study is to develop a feeding mechanism design with an electromechanical drive that ensures automated delivery of discrete workpieces to a multi-purpose machine tool with high positioning accuracy and motion stability.

This qualification work presents patent and information research on feeding mechanisms for multi-purpose machine tools. A technically substantiated design of the feeding mechanism is proposed, its kinematic scheme is developed, and the drive system is calculated. A functional model of the mechanism and a unified structural diagram of the electromechanical drive have been constructed. A mathematical model of the actuator is developed, tracking control loops are implemented, and system dynamics are simulated in the VisSim environment. The work also addresses safety aspects of industrial manipulator operation and examines the organizational structure of civil protection.

ЗМІСТ

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ.....	8
ВСТУП	9
1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	12
1.1 Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	12
1.2 Інформаційно-патентний пошук	14
1.2.1 Аналіз робіт за тематикою дослідження	14
1.2.2 Аналіз засобів автоматизації завантажувально-розвантажувальних робіт	19
1.2.3 Класифікація промислових робіт, застосовуваних у системах подачі заготовок	20
1.2.4 Конструктивно-компонувальні схеми механізмів живлення....	22
1.2.5 Компонувальні схеми механізмів живлення для роботи з призматичними заготовками.....	26
1.2.6 Конструктивні схеми механічної системи та її основні рухи ...	28
1.2.7 Огляд конструкцій механізмів живлення за системою координат та функціональним призначенням.....	30
1.3 Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	35
2 ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ.....	37
2.1 Опис та обґрунтування конструкції механізму живлення.....	37
2.2 Кінематична схема проєктованого механізму живлення	39
2.3 Розрахунок механізму повороту основи.....	43
2.4 Автоматизований розрахунок елементів черв'ячної передачі	49
2.5 Розрахунок захоплюючого пристрою механізму живлення.....	52
2.5.1 Конструктивно-функціональний опис механізму	52
2.5.2 Розрахунок контактних зусиль у механічному захоплювачі	54
2.5.3 Розрахунок зусилля приводу та контактних напруг	55
2.5.4 Розрахунок контактних напружень у зоні взаємодії губок із заготовкою	57
2.6 Висновки до проєктного розділу.....	58

3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	59
3.1 Методика та план проведення наукових досліджень.....	59
3.2 Розробка моделі об'єкта досліджень	60
3.3 Формування функціональної схеми механізму живлення.....	62
3.3.1 Функціональна схема слідкуючого кола механізму повороту ..	62
3.3.2 Функціональна схема слідкуючого кола механізму підйому....	63
3.3.3 Функціональна схема слідкуючого кола механізму висування	64
3.4 Уніфікована структурна схема електромеханічного приводу	65
3.5 Уніфікована структурна схема слідкуючої системи маніпулятора .	70
3.6 Аналіз точності та коригування слідкуючої системи	72
3.6.1 Оцінка похибки в сталому режимі та структура коригувального елемента	72
3.6.2 Синтез коригувальної ланки та моделювання скоригованого сервоприводу	73
3.6.3 Введення коригувальної ланки в модель.....	75
3.7 Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*опубліковані результати досліджень подані в додатках).....	78
3.8 Висновки до дослідного розділу	78
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	79
4.1 Небезпеки які виникають при використанні маніпуляторів	79
4.2 Методи і засоби захисту людини від механічних небезпек при експлуатації роботизованих виробничих систем.....	81
4.3 Єдина державна система цивільного захисту	83
4.4 Висновки до 4 розділу	85
ВИСНОВКИ.....	87
ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ.....	91
ДОДАТКИ.....	99

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

ВИХ – вихідна ланка;

ВМ – виконавчий механізм;

ВХ – вхідна ланка;

Д – двигун;

ДП – давач положення;

ДП – двигун постійного струму;

ДСНС - Державна служба з надзвичайних ситуацій;

ДШ – давач швидкості;

ЗП – задавальний пристрій;

КЕ – коригувальний елемент;

МЖ – механізм живлення;

ППЕ – підсилювально-передавальний елемент;

ППР - передавальний перетворювач руху;

ПР – промисловий робот;

РО – робочий орган;

ТО – технологічне обладнання.

ВСТУП

Машинобудівна галузь сьогодні переживає етап глибокої модернізації, що зумовлена потребами високотехнологічного виробництва, зростаючою глобальною конкуренцією та активним впровадженням цифрових технологій. Одним із пріоритетних напрямів цього процесу є удосконалення верстатного обладнання, зокрема багатоцільових верстатів, які здатні виконувати широкий спектр операцій без необхідності частого переналаштування. Така універсальність забезпечує оперативну адаптацію до змін у виробничих завданнях, що є особливо важливим у контексті динамічного ринку та зростаючої індивідуалізації продукції.

У складі сучасних виробничих систем важливу роль відіграють механізми живлення, які відповідають за автоматизовану подачу заготовок у зону обробки. Їхнє використання сприяє реалізації безперервного технологічного процесу, скороченню часу на допоміжні операції, зменшенню участі оператора та загальному підвищенню ефективності функціонування обладнання. Особливої уваги потребує розробка механізмів, призначених для роботи з штучними заготовками, які вимагають високої точності позиціонування, надійної фіксації та синхронізації з програмним керуванням верстата.

З огляду на підвищені вимоги до точності, швидкості та стабільності обробки, механізми живлення мають бути конструктивно адаптованими до різноманітних типів заготовок, режимів роботи та умов експлуатації. Їхнє проектування повинно враховувати не лише геометричні та фізико-механічні характеристики заготовок, а й можливість інтеграції з цифровими системами керування, що забезпечують гнучке переналаштування обладнання відповідно до змін у виробничому середовищі.

Актуальність обраної теми зумовлена також необхідністю впровадження інноваційних технічних рішень у межах реалізації концепції індустрії 4.0. Ця концепція передбачає широке застосування кіберфізичних систем, інтернету речей, штучного інтелекту та хмарних технологій у

виробничих процесах. Створення ефективного механізму живлення, здатного функціонувати в умовах цифрової інтеграції, є важливим кроком до формування інтелектуального виробничого середовища, де обладнання працює автономно, адаптується до змін і забезпечує високий рівень продуктивності.

Таким чином, дослідження конструкції механізму живлення для подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата має не лише прикладне значення, а й стратегічну важливість у контексті розвитку сучасного машинобудування. Результати цієї роботи можуть бути використані для оптимізації виробничих процесів, зниження витрат, покращення якості продукції та підвищення конкурентоспроможності підприємств у глобальному технологічному середовищі.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка конструкції механізму живлення з електромеханічним приводом, який забезпечує автоматизовану подачу штучних заготовок до багатоцільового верстата з високою точністю позиціонування та стабільністю руху.

Для досягнення поставленої мети необхідно реалізувати такі завдання:

- здійснити аналіз науково-технічної літератури, що висвітлює принципи побудови механізмів живлення та систем автоматизованої подачі заготовок;
- розробити конструкцію механізму живлення, включаючи вибір типу приводу, кінематичної схеми та елементів, що забезпечують стабільну та надійну подачу заготовок;
- спроектувати систему позиціонування, яка гарантує точне розміщення заготовки в зоні обробки багатоцільового верстата;
- сформулювати математичну модель електромеханічного приводу, побудувати слідкуючі контури керування та здійснити моделювання динаміки системи в середовищі VisSim;
- сформулювати комплекс заходів з охорони праці та безпеки, адаптованих до умов експлуатації механізму у виробничому середовищі.

Об'єктом дослідження виступає процес автоматизованої подачі штучних заготовок у багатоцільове верстатне обладнання.

Предметом дослідження є конструкція, принцип дії та технічні характеристики механізму живлення, призначеного для забезпечення ефективної подачі заготовок у виробничому процесі.

Методи дослідження. У процесі виконання магістерської кваліфікаційної роботи було використано комплекс методів, що забезпечили всебічне дослідження теми та обґрунтування технічних рішень:

- *аналіз літературних джерел* дозволив здійснити пошук, систематизацію та критичне опрацювання наукових публікацій, технічних стандартів і галузевих матеріалів, що стосуються механізмів живлення та автоматизації подачі заготовок;
- *теоретичне узагальнення* сприяло формуванню концептуальних положень щодо конструктивних особливостей механізмів подачі та визначенню ключових критеріїв їх проектування;
- *синтез технічних рішень* забезпечив інтеграцію окремих елементів у єдину конструкцію, здатну стабільно та точно подавати заготовки до зони обробки;
- *аналітичні методи* застосовувалися для оцінки функціональної ефективності запропонованої конструкції, виявлення її переваг і обмежень, а також для формування практичних рекомендацій;
- *графічно-конструкторський підхід* дозволив створити технічну документацію, включаючи кінематичні схеми, робочі креслення, що можуть стати основою для подальшого виготовлення дослідного зразка;
- *математичне моделювання* використовувалося для розрахунку основних параметрів механізму, таких як зусилля, швидкість подачі та навантаження, з метою оптимізації його роботи в умовах реального виробництва.

Структура і обсяг роботи. Кваліфікаційна робота магістра виконана згідно затвердженої структури та складається із вступу, чотирьох розділів і основних висновків, які розміщені на 90 сторінках, 29 рисунків та 6 таблиць на 18 сторінках, переліку використаної літератури з 56 найменувань на 8 сторінках, додатків на 6 сторінках, всього 104 сторінки.

1 АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи

Сучасне машинобудівне виробництво активно інтегрує технології індустрії 4.0, що базуються на принципах цифрової координації, автоматизованого управління та функціональної адаптивності. У цьому контексті особливу роль відіграють багатоцільові обробні комплекси, здатні забезпечувати багатофункціональну обробку з високою повторюваністю, стабільною якістю поверхні та мінімізацією участі оператора. Ефективність їх роботи визначається не лише технічними характеристиками, а й узгодженістю з периферійними модулями, зокрема системами транспортування заготовок.

Модулі подачі повинні гарантувати безперервне, координатно точне та стабільне розміщення об'єктів у зоні обробки. Проте більшість існуючих конструкцій орієнтовані на роботу з однотипними виробами, що обмежує їхню здатність до переналаштування при зміні геометричних або матеріальних параметрів. Це ускладнює обробку виробів складної форми, знижує точність орієнтації, порушує ритм технологічного циклу та збільшує витрати часу на перебудову системи.

Особливо критичними ці обмеження стають при роботі з корпусними деталями, які мають складну просторову конфігурацію, велику кількість оброблюваних поверхонь і високі вимоги до точності. Для їх ефективної обробки застосовуються інструменти з сучасних матеріалів, що забезпечують стабільну якість і тривалий ресурс. Впровадження таких технологій потребує не лише високоточного обладнання, а й гнучких виконавчих систем, здатних адаптуватися до специфіки кожного об'єкта.

Інтеграція CAD/CAM-середовищ у виробничий процес дозволяє формувати цифрові моделі об'єктів, а також провести оптимізацію траєкторії обробки та адаптувати режими до конкретних умов. Це сприяє підвищенню точності, скороченню часу переналаштування та зменшенню кількості браку.

Автоматизовані магазини заготовок забезпечують безперервне живлення у багатозмінному режимі, а системи адаптивного керування дозволяють оперативно реагувати на змінні параметри процесу, коригуючи дії в реальному часі.

Під час проектування механізму подачі особливу увагу слід приділяти формуванню безаварійного технічного середовища. Експлуатація систем живлення пов'язана з дією рухомих вузлів, енергетичних компонентів і локальних зон підвищеної небезпеки. Ігнорування вимог безпеки може спричинити виробничі травми або створити передумови для аварійних ситуацій. З метою запобігання таким ризикам конструкція повинна містити засоби екстреного зупинення, механізми блокування доступу до небезпечних ділянок, а також комплекси колективного й індивідуального захисту, що відповідають чинним технічним регламентам. Впровадження автоматизованої подачі дозволяє зменшити участь оператора в критичних операціях, підвищити ергономічні характеристики робочого простору та знизити ймовірність виникнення професійних захворювань.

Проектування конструкції системи подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата є комплексним інженерним завданням, що охоплює аспекти механіки, автоматизації, охорони праці, ергономіки та цифрової інтеграції. Його вирішення сприятиме підвищенню продуктивності, зниженню витрат, покращенню якості продукції та забезпеченню стабільності технологічного процесу.

1.2 Інформаційно-патентний пошук

1.2.1 Аналіз робіт за тематикою дослідження

Сучасний стан промислової робототехніки висвітлено у [27], де окреслено ключові напрями її технологічного розвитку. Особливу увагу приділено інтеграції роботизованих систем із середовищами Інтернету речей, хмарними обчисленнями та аналітичними платформами, що формує нові вимоги до їхньої функціональної гнучкості, масштабованості та здатності до адаптації. У роботі також акцентовано на проблемі розриву між етапами проєктування та практичного впровадження, який обмежує ефективність інтеграції робототехнічних комплексів у виробничі процеси.

Переваги конфігурацій із двома захоплювальними пристроями або дворуками маніпуляторами підтверджено результатами порівняльного аналізу продуктивності автоматизованих систем [34]. Ефективність розрахунково-компонувальних моделей, застосованих для оцінювання часу обслуговування верстатів, проявляється через вплив виконавчих компонентів на темп обробки, координатну точність та узгодженість операцій у межах загального технологічного циклу.

Теоретичні засади структурного аналізу кінематичних схем, викладені в [37], стали основою для алгоритмічного синтезу конфігурацій промислових роботів, реалізованих у [35, 36]. Класифікація ступенів рухомості та типів кінематичних пар, запропонована в [37], забезпечує формалізоване моделювання виконавчих структур. У подальших дослідженнях сформульовано критерії практичної реалізації та функціональної ефективності схем, а також представлено графічну інтерпретацію структурних формул із параметризацією рухів, що дозволяє адаптувати кінематичні вузли до специфіки виробничого середовища.

Модель багатокоординатного промислового робота агрегатно-модульної архітектури, описана в [56], охоплює взаємодію механічних,

трансмійсійних, приводних і керувальних компонентів з урахуванням зовнішніх силових чинників. Побудовані тактові діаграми дають змогу досліджувати навантаження у шарнірних з'єднаннях і на валах при проходженні заданої траєкторії, що критично важливо для забезпечення стабільної точності позиціонування в умовах високошвидкісного циклічного режиму.

Методика системного аналізу похибок функціонування маніпуляційних систем, представлена в [13], орієнтована на оцінку точності та динамічної стабільності. Розрахунковий підхід враховує геометричні пропорції, кінематичні зв'язки та динамічні характеристики, що дозволяє виявити залежності між конфігурацією механізму, режимами навантаження та типом керування.

Конструктивні рішення для захоплювальних пристроїв розглянуто в [30, 33] з позицій системного аналізу та виробничої адаптації. У роботі [30] систематизовано вимоги до геометрії, жорсткісної стабільності, точності, змінності конструкції та сенсорного оснащення, а в дослідженні [33] подано формалізовану модель двозахватних конфігурацій, яка враховує кількість ланок, типи з'єднань і просторову орієнтацію виконавчих елементів, що сприяє обґрунтованому вибору конструкцій для конкретних виробничих сценаріїв.

Комплексний підхід до розрахунку та проектування захоплювальних систем, викладений у [29, 31, 32], охоплює повний інженерний цикл - від визначення умов експлуатації до параметризації приводу. Аналітичні залежності, сформульовані в [31], дають змогу оцінити діапазон утримуваних деталей з урахуванням геометрії затискних важелів. У роботі [29] розглянуто вплив просторової орієнтації захоплювача та напрямку інерційних сил на величину зусиль затиску. Узагальнення попередніх результатів у [32] дозволило створити єдину методику, яка забезпечує узгодження між геометрією об'єкта, силовими параметрами та конструктивною структурою виконавчого елемента.

Технічне рішення щодо гнучкої руки з антропоморфним захопленням, описане в [42], реалізує переміщення виконавчого модуля в полярній системі координат, подібній до людської руки. Робоча частина сформована зі сферичних кілець, а механізм захоплення - з гофрованих пневматичних камер, здатних взаємодіяти з об'єктами довільної форми. Математична модель орієнтації враховує згинальні моменти, що виникають від тиску в трубопроводах, зміщених відносно центральної осі, та залежність кута вигину від різниці тисків. Програмне керування положенням руки реалізовано на основі цієї моделі, а фізична конструкція виготовлена методом 3D-друку з PVC-матеріалу. Рішення орієнтоване на розширення функціональності робота при роботі з м'якими або нестандартними об'єктами.

Концепцію універсалізації захоплювальних пристроїв представлено в [1] через створення багатофункціонального електропневматичного модуля зі змінною фланцевою системою монтажу. Конструкція передбачає використання пальцевих насадок різної форми (плоских, кутових, трикутних) та вакуумних присосок для делікатного захоплення складних об'єктів. Механізм передачі реалізовано через гвинтову пару з редукторним двигуном постійного струму, а керування здійснюється компактним електронним блоком. Надійність конструкції підтверджено методом скінченно-елементного аналізу в ANSYS Workbench, а експериментальні випробування засвідчили стабільність роботи при змінних конфігураціях. Автори акцентують на зниженні собівартості, підвищенні гнучкості та спрощенні обслуговування, що є актуальним для багатоцільових виробничих систем.

Приклад створення автоматизованої системи подачі та позиціонування деталей для багатопроектового виготовлення наведено в [2]. Результати дослідження можуть бути використані для вдосконалення конструкції механізму живлення до багатоцільового верстата, зокрема в аспектах модульної побудови, застосування комбінованих приводів і розробки інтерфейсу керування з вибором режимів подачі.

Оптимізація несучої структури портативного гібридного модуля, що поєднує лазерне наплавлення з механічною обробкою, розглянута в [3] на основі моделювання фізико-механічних процесів, характерних для технологічного навантаження. У роботі реалізовано підхід, що передбачає розрахунок сил різання як зовнішніх збурень, аналіз реакцій у точках кріплення маніпулятора та оцінку деформацій конструкції з урахуванням її геометричних параметрів і жорсткісних характеристик. Чисельне моделювання дозволяє врахувати динаміку навантажень, що виникають у процесі роботи, та забезпечити раціональне співвідношення між масою, жорсткістю і точністю конструкції в умовах змінних технологічних впливів.

У контексті проектування механізмів живлення з урахуванням вимог до адаптивності, надійності та прогнозованої ефективності, доцільним є використання напрацювань у сфері прогнозування та розвитку технічних систем [22, 23, 24].

Зокрема, методологічні основи прогнозування [24], системний підхід до модернізації обладнання [54], застосування нейронних мереж і математичних пакетів (MathCad, Matlab/Simulink) для оцінки технічних характеристик [48, 51, 52, 55], а також принципи формування баз порівняння [45], можуть бути адаптовані для вирішення задач оптимізації конструкції, оцінки ресурсу, вибору стратегій підвищення якості та автоматизації функціональних вузлів механізмів живлення.

У межах дослідження структурної оптимізації та прогнозованого вдосконалення механізмів живлення доцільно враховувати сучасні підходи до генеративного дизайну та топологічного моделювання, представлені в роботах [14, 15]. Зокрема, застосування генетичних алгоритмів у генеративному середовищі дозволяє формувати варіативні конструктивні рішення з урахуванням багатокритеріальних обмежень, що є актуальним для адаптивного проектування вузлів живлення в умовах змінного технологічного навантаження.

У контексті формування графічної складової технічної документації та моделювання конструктивних елементів механізмів живлення доцільно враховувати напрацювання у сфері інженерної графіки та CAD-моделювання, представлені в роботах [18, 19].

У працях [7, 10] представлено сучасні підходи до аналізу та моделювання процесів механічної обробки. У першій роботі запропоновано математичні моделі, що дозволяють оптимізувати взаємодію із заготовкою в технологічному процесі та забезпечити раціональне використання ресурсів. У наступній публікації автори розробили програмний модуль для проектного аналізу, який дає змогу здійснювати комплексну оцінку параметрів та ефективності виконання технологічних операцій

В процесі проектування механізмів живлення важливим є врахування кінематичних похибок, що виникають у ланцюгах подачі, а також методів їх кількісного оцінювання. У цьому контексті доцільно звернутися до методичних напрацювань, представлених у працях [17, 20]. Інтеграція таких методик у загальну структуру проектування механізмів живлення дозволяє підвищити точність позиціонування, забезпечити стабільність подачі та зменшити вплив технологічних похибок на якість обробки. Це особливо актуально при розробленні адаптивних систем керування, де точність механічної частини є критичним параметром для ефективного функціонування електромеханічного приводу.

Заслуговує уваги робота [21], в якій розглядаються питання проектування механізмів живлення, що функціонують у складі багатокоординатних систем, побудоване на принципах паралельної кінематичної структури. Розглянуті в підходи до моделювання, аналізу та оптимізації таких систем можуть бути адаптовані для проектування механізмів подачі, зокрема у випадках, коли необхідна багатоканальна координація руху, синхронізація виконавчих елементів або реалізація складних траєкторій.

1.2.2 Аналіз засобів автоматизації завантажувально-розвантажувальних робіт

Інтенсифікація виробничих процесів у сучасному машинобудуванні актуалізує потребу в автоматизованому виконанні завантажувально-розвантажувальних операцій, які традиційно характеризуються високою трудомісткістю та низькою ефективністю при використанні стандартних технічних засобів. Застосування промислових роботів як виконавчих модулів систем подачі розглядається як наступний етап розвитку автоматизації, що дозволяє реалізувати функції транспортування, орієнтації та координатного позиціонування об'єктів з гарантованою точністю та стабільною повторюваністю. Інтеграція таких рішень у структуру багатоцільових верстатів спрямована на підвищення продуктивності, оптимізацію техніко-економічних показників і формування безпечного середовища для операторів у межах гнучких виробничих платформ.

Проектування систем подачі потребує ґрунтовного аналізу геометричних і технологічних характеристик оброблюваних виробів з подальшою класифікацією за конструктивно-функціональними ознаками. Різноманіття форм, розмірів і умов утримання об'єктів маніпулювання зумовлює необхідність застосування широкого спектра захоплювальних пристроїв, адаптованих до специфіки виробничих завдань. У реальних умовах експлуатації нерідко виникає потреба в оснащенні одного промислового робота кількома типами захоплювачів, що ускладнює процес уніфікації виконавчих модулів і створює додаткові бар'єри для серійного виробництва.

Для подачі корпусних деталей у зону обробки багатоцільових верстатів доцільно використовувати промислові роботи маніпуляторного типу (рис. 1.1). Їхня конструкція передбачає можливість перепрограмування та реалізацію широкого спектра функціональних операцій, що охоплюють як основні, так і допоміжні дії.



Рисунок 1.1 – Промисловий робот маніпуляторного типу

Основне призначення таких систем полягає в просторовому переміщенні виробів відповідно до заданих координат. Типова структура маніпулятора включає базову платформу, корпус, кінематичну ланку та захоплювальний пристрій, який забезпечує надійний контакт із об'єктом маніпулювання.

Робоча зона визначається межами, у яких виконавчий орган здатен здійснювати координатні переміщення з необхідною точністю та стабільною повторюваністю. Це забезпечує інтеграцію маніпулятора в автоматизовані виробничі процеси з високими вимогами до точності, швидкодії та адаптивності.

1.2.3 Класифікація промислових роботів, застосовуваних у системах подачі заготовок

Аналіз літературних джерел [41, 43, 53] дозволив здійснити багатофакторну систематизацію промислових роботів, що охоплює функціональне призначення, конструктивну організацію, тип привода, принципи керування, методи програмування, сенсорне оснащення, кінематичну структуру та рівень автономності. Такий підхід забезпечує

комплексне представлення технічних характеристик роботизованих систем, дозволяє окреслити межі їх функціональної придатності та обґрунтувати вибір конфігурації, релевантної до умов конкретного виробничого середовища.

У межах дослідження конструкції механізму подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата особливу увагу зосереджено на тих типах робіт, які здатні реалізувати координатне переміщення об'єктів з високою точністю, стабільною повторюваністю та адаптивністю до змінних параметрів технологічного процесу.

З огляду на функціональну роль, промислові роботи класифікуються як технологічні, транспортно-складальні, монтажні-складальні, контрольно-вимірювальні та допоміжні. Механізми подачі, як правило, належать до транспортно-складальної групи, хоча в окремих випадках можуть поєднувати ознаки інших типів [26].

Конструктивна організація визначається типом кінематичної структури (лінійна, сферична, циліндрична, SCARA, антропоморфна), кількістю ступенів свободи (від одноосних до надлишкових), конфігурацією виконавчих модулів та способом монтажу. Для задач транспортування заготовок найбільш ефективними є системи з лінійною або комбінованою кінематикою, що забезпечують стабільне переміщення в межах робочої зони [44].

Тип привода може бути електромеханічним, гідравлічним, пневматичним або комбінованим. Його характеристики визначають енергетичну ефективність системи, точність позиціонування виконавчих органів, а також стабільність роботи в умовах циклічного навантаження, характерного для процесів подачі штучних виробів.

Щодо принципів керування, розрізняють жорстко запрограмовані, адаптивні та інтелектуальні системи. У механізмах подачі доцільно застосовувати адаптивні рішення, здатні реагувати на зміну положення об'єкта в реальному часі. За умови підвищених вимог до гнучкості та оптимізації траєкторій ефективними є інтелектуальні системи, що забезпечують самонавчання та корекцію дій на основі сенсорного аналізу.

Методи програмування охоплюють ручне введення команд, навчання «рука в руку», офлайн-програмування, а також алгоритми на основі штучного інтелекту. Вибір методу залежить від складності виробничого сценарію та рівня інтеграції з керувальними системами верстата.

Сенсорне оснащення включає тактильні, зорові, звукові, температурні та радіаційні сенсори. Для систем подачі найбільш актуальними є зорові та тактильні, які забезпечують точне орієнтування заготовки та контроль її наявності.

Рівень автономності дозволяє розмежувати керовані, напівавтономні та автономні системи. У механізмах подачі переважають напівавтономні рішення, інтегровані в загальну структуру керування багатоцільовим верстатом.

Сформована класифікаційна модель представлена на рис. 1.2. Вона слугує основою для подальшого аналізу технічних параметрів, вибору конфігурації та обґрунтування доцільності застосування промислових роботів як виконавчих компонентів систем подачі у складі автоматизованих виробничих комплексів.

1.2.4 Конструктивно-компонувальні схеми механізмів живлення

У межах дослідження конструкції механізму подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата важливим етапом стало системне узагальнення типових конфігурацій промислових роботів, що застосовуються як виконавчі модулі в автоматизованих системах транспортування. Такі компоновальні рішення визначають кінематичну організацію функціональних ланок, спосіб монтажу, характер рухомості та геометрію охоплення, що безпосередньо впливає на ефективність подачі, координатну точність та узгодженість із технологічним середовищем.

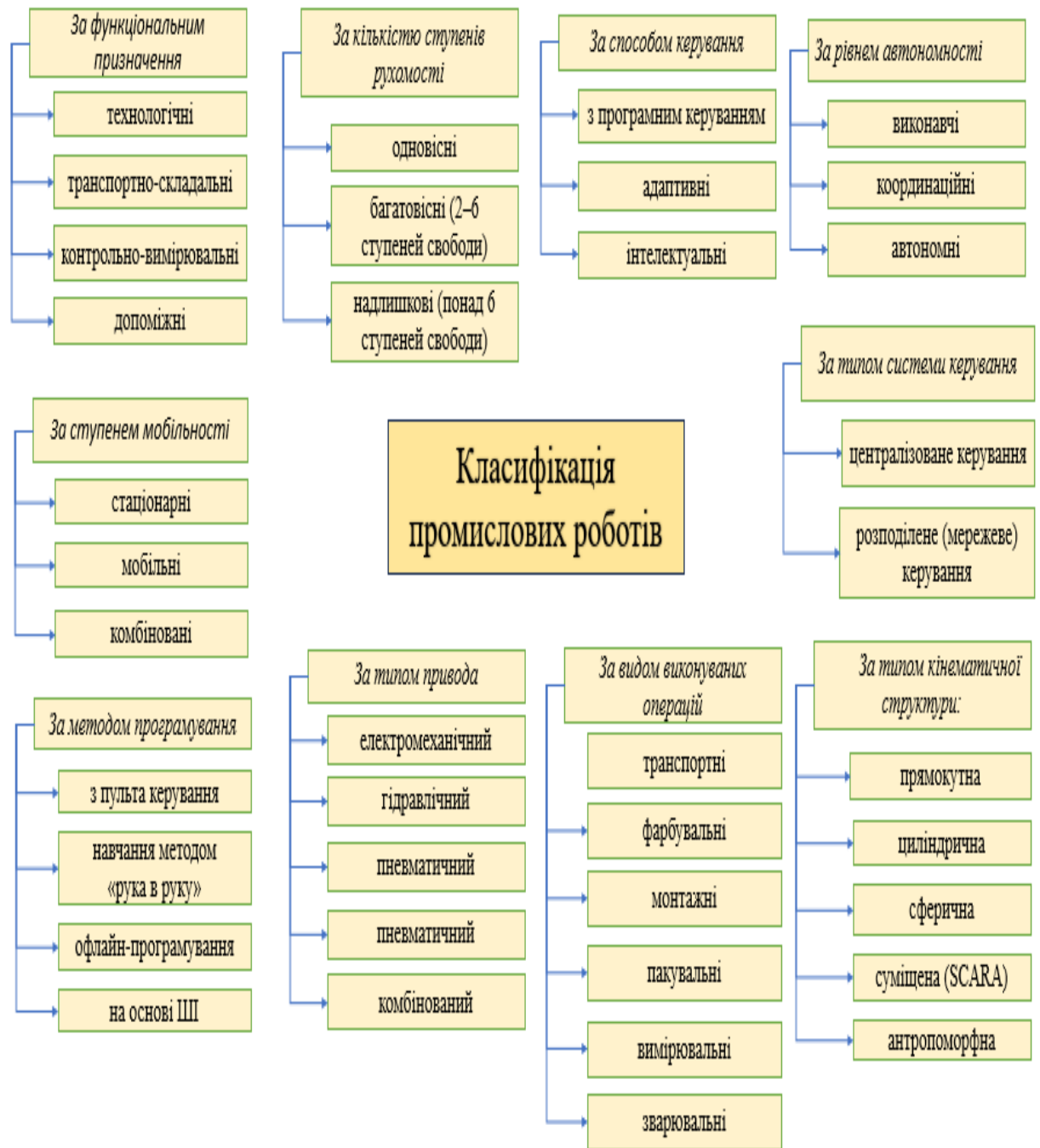
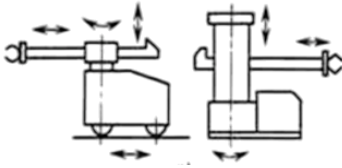
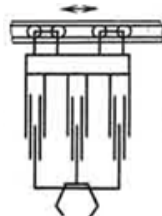
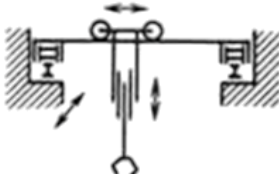
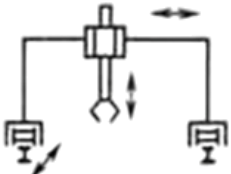
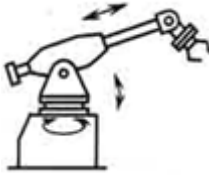
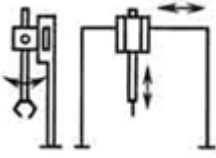
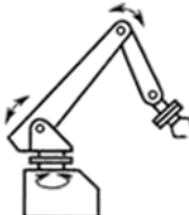


Рисунок 1.2 – Класифікація промислових роботів

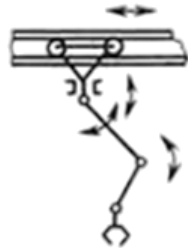
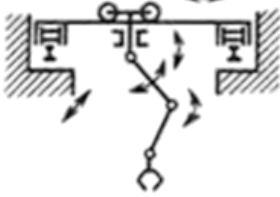
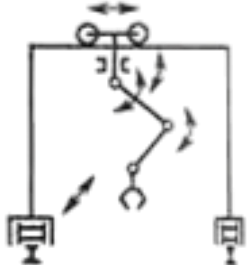
Узагальнені схеми базуються на поєднанні опорної структури (підлогової, тельферної, мостової, порталної) з маніпуляторною ланкою певного типу — стріловою, шарнірною, телескопічною або комбінованою. Така класифікація дозволяє системно оцінити технічні можливості роботизованих модулів і обґрунтувати вибір конфігурації, релевантної до умов подачі [43, 53].

Відповідні типи схем подано в табл. 1.1, де кожна конфігурація супроводжується короткою характеристикою її застосування.

Таблиця 1.1 – Основні конструктивно-компонувальні схеми механізмів живлення

№	Тип компонентів (опора + маніпулятор)	Графічна інтерпретація	Коротка характеристика застосування
1	2	3	4
1	Підложно-стрілова (горизонтальна платформа + стрілова ланка)		Лінійне переміщення у площині; проста реалізація; ефективна для подачі заготовок по осі X/Y
2	Тельферно-стрілова (підвісна конструкція + стрілова ланка)		Вертикальний доступ; переміщення по напрямних; придатна для подачі зверху
3	Мосто-стрілова (мостова конструкція + стрілова ланка)		Охоплення великої робочої зони; обслуговування кількох верстатів
4	Портально-стрілова (портальна рама + стрілова ланка)		Висока жорсткість; точність позиціонування; стабільність при навантаженнях
5	Портально-шарнірно-стрілова (портальна рама + шарнірно-стрілова ланка)		Гнучкість траєкторій; поєднання точності та адаптивності
6	Тельферно-шарнірна (підвісна конструкція + шарнірна ланка)		Змінна орієнтація; адаптація до складних конфігурацій об'єктів
7	Мостово-шарнірна (мостова конструкція + шарнірна ланка)		Обслуговування великогабаритних об'єктів; висока ступінь свободи

продовження таблиці 1.1

1	2	3	4
8	Портально-шарнірна (портальна рама + шарнірна ланка)		Поєднання гнучкості та структурної стабільності; придатна для складних виробничих умов
9	Портально- телескопічна (портальна рама + телескопічна ланка)		Компактне компонування; змінна довжина виконавчого органа; зручна для обмежених зон
10	Мостово-телескопічна шарнірно-стрілова (мостова конструкція + телескопічна шарнірна ланка)		Максимальна гнучкість; багаторівнева кінематика; придатна для складних траєкторій подачі

Запропонована класифікація не обмежується формальним переліком конструктивних варіантів, а орієнтована на виявлення їхньої функціональної придатності до конкретних виробничих умов. У процесі аналізу враховано критично важливі параметри: конфігураційну гнучкість, кількість ступенів свободи, просторове охоплення, структурну жорсткість, а також здатність до адаптації в умовах обмеженої монтажної зони. Така систематизація створює передумови для обґрунтованого вибору компоновальної схеми, що найбільш повно відповідає вимогам до механізму подачі у складі автоматизованого багатоцільового комплексу.

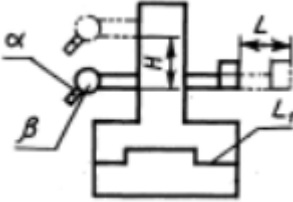
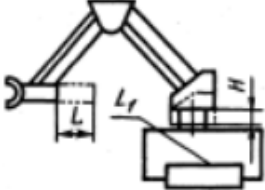
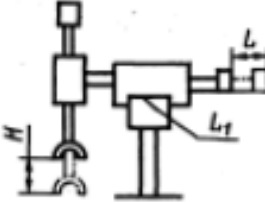
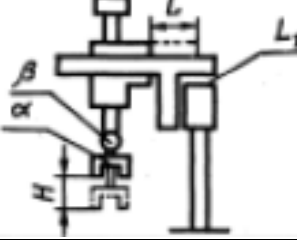
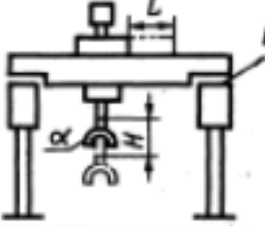
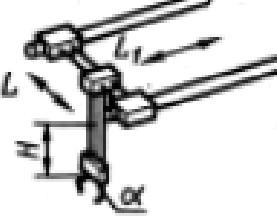
1.2.5 Компонувальні схеми механізмів живлення для роботи з призматичними заготовками

У сучасному машинобудівному виробництві призматичні заготовки становлять одну з найпоширеніших форм деталей, що обумовлює потребу в ефективних засобах їх автоматизованої подачі, позиціювання та обробки. Промислові роботи, як виконавчі елементи автоматизованих систем, здатні здійснювати маніпуляції з об'єктами різної геометрії, однак саме для призматичних форм особливо важливим є раціональний вибір конструктивно-компонувальної схеми. Такий вибір має враховувати не лише геометричні параметри заготовки, а й характер технологічного процесу, конфігурацію робочої зони, обмеження по габаритах, а також вимоги до точності та повторюваності рухів.

Для систематизації типових рішень, орієнтованих на роботу з призматичними заготовками, доцільно виділити базові компонентні схеми, що відображають характер кінематичних зв'язків між основними елементами механічної системи [30, 33, 43]. У таблиці 1.2 наведено шість основних варіантів компонентування, які охоплюють найбільш поширені конфігурації виконавчих механізмів. Візуальні схеми інтегровані безпосередньо в таблицю та ілюструють просторову організацію системи, зокрема взаємне розташування бази, маніпуляторної ланки та виконавчого органа. Це формує конфігурацію робочого об'єму, в межах якого здійснюються технологічні переміщення.

Кожна компонентна схема відображає специфіку кінематичних можливостей системи, її здатність до охоплення зони обробки, а також придатність до інтеграції з металорізальним обладнанням. Залежно від умов виробництва, геометрії заготовки та вимог до точності, вибір компонентної схеми може суттєво впливати на ефективність функціонування автоматизованої системи.

Таблиця 1.2 - Компонувочні схеми механізмів живлення для подачі
призматичних заготовок

№	Назва схеми	Схема	Кінематико-функціональна характеристика
1	Поворотно-лінійна з двома ступенями свободи		Поеднує поворотні рухи з лінійним переміщенням; забезпечує орієнтацію та подачу в площині
2	Компактна стрілова двосекційною ланкою		Реалізує подовження та обертання; адаптується до різних точок подачі
3	Вертикальна лінійна		Забезпечує вертикальну подачу зверху або знизу; придатна для обмежених зон
4	Вертикальна поворотом		Поеднує вертикальні та обертальні рухи; забезпечує точне позиціонування
5	Вертикальна із захопленням		Реалізує фіксацію та вертикальне переміщення; орієнтована на стабільне захоплення
6	Двобічна симетрична маніпуляторна		Синхронне захоплення з двох боків; придатна для складних форм і траєкторій

1.2.6 Конструктивні схеми механічної системи та її основні рухи

Конструктивна компоновка механічної системи механізму живлення безпосередньо впливає на форму та розміри його робочого об'єму. Залежно від типу механізму, рука маніпулятора може переміщатися в межах простору, що має лінійну, циліндричну, сферичну або комбіновану форму. Це, своєю чергою, визначає можливості доступу до оброблюваної деталі, траєкторію руху та точність позиціювання [35, 37, 53].

У таблиці 1.3 наведено типові конструктивні схеми механічної системи промислового робота, що відповідають різним системам координат. Візуальні моделі ілюструють характер рухів, доступний у межах кожної конфігурації, а також геометрію робочого простору, яку формує маніпуляторна система.

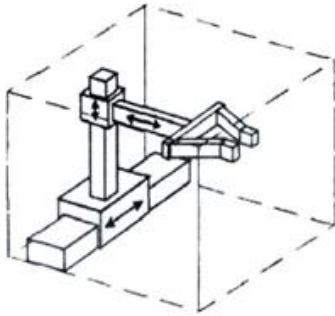
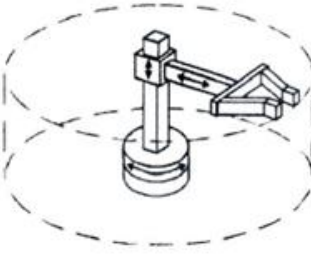
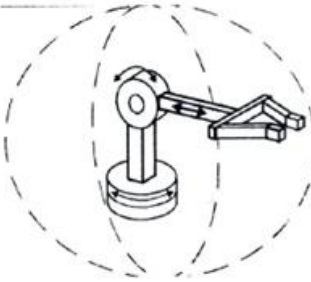
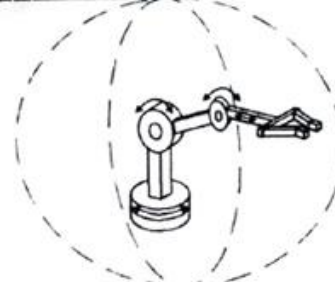
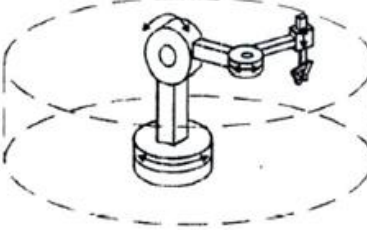
Вибір системи координат, що лежить в основі конструкції промислового робота, визначається характером виробничих завдань, геометрією робочої зони та вимогами до точності позиціювання. Застосування декартової, циліндричної, сферичної або змішаної системи координат обумовлює форму робочого об'єму, траєкторію руху маніпуляторної ланки та доступність до оброблюваної деталі. Кожна конструкція має специфічні переваги й обмеження, які слід враховувати при проектуванні автоматизованих систем.

Особливості компоновки та кінематики механічної системи робота можуть впливати на його інтеграцію з металорізальним обладнанням. У процесі завантаження та розвантаження верстатів необхідно враховувати доступність робочої зони для маніпулятора, здатність системи до точного позиціювання заготовки, обмеження щодо габаритів і маси деталей, конфігурацію траєкторії переміщення, а також тип захоплювального пристрою і його сумісність із формою оброблюваного виробу.

Рациональний вибір компоновальної схеми для роботи з призматичними деталями має базуватись на комплексному аналізі технологічних вимог, просторових обмежень та параметрів заготовки. Такий підхід забезпечує

ефективність функціонування автоматизованої системи та її адаптацію до конкретних умов виробництва.

Таблиця 1.3 - Типи механічних систем ПР та їх кінематичні особливості

№	Назва конструкції та система координат	Схема	Характеристика рухів
1	Декартова конструкція (прямокутна система координат)		Лінійні переміщення по трьох взаємно перпендикулярних напрямках (X, Y, Z)
2	Циліндрична конструкція (радіально-осьова система координат)		Обертання навколо вертикальної осі, лінійне переміщення по висоті та радіусу
3	Сферична конструкція (полярна система координат)		Обертання та радіальне висування в сферичному просторі
4	Вертикально-шарнірна конструкція (змішана система координат)		Багатоланкове шарнірне з'єднання з вертикальною орієнтацією; висока гнучкість рухів
5	Горизонтально-шарнірна конструкція (змішана система координат)		Артикульована система з горизонтальним розташуванням ланок; придатна для роботи в площині

1.2.7 Огляд конструкцій механізмів живлення за системою координат та функціональним призначенням

Механізми живлення, в якості яких використовуються промислові роботи з прямокутною (декартовою) системою координат реалізують лінійні переміщення вздовж трьох взаємно перпендикулярних осей, що дозволяє точно позиціонувати виконавчий орган у просторі. Така кінематична структура є характерною для декартових (портальних) роботів, які широко застосовуються в автоматизованих виробничих системах. На рис. 1.3 представлено промисловий робот, побудований за принципом прямокутної координатної системи [9]. Його конструкція включає горизонтальні напрямні для переміщення по осях X і Y , а також вертикальний актуатор для руху по осі Z . Захоплювальний пристрій, закріплений на кінці вертикальної ланки, забезпечує виконання операцій типу «захоплення–переміщення–позиціонування».

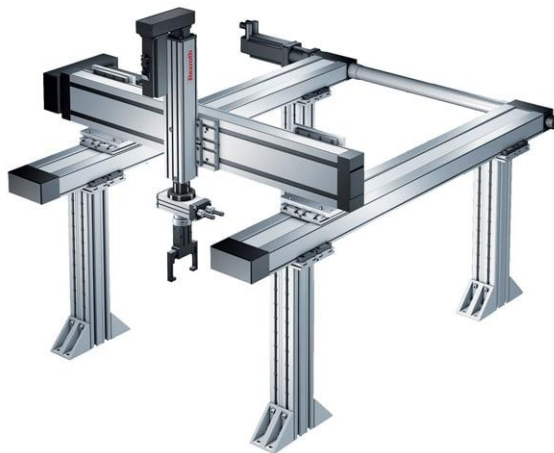


Рисунок 1.3 - МЖ у прямокутній системі координат (декартова конструкція)

Завдяки простій геометрії робочого об'єму та високій точності повторюваних переміщень, такі роботи ефективно інтегруються в системи завантаження, розвантаження, сортування та транспортування деталей. Конструкція дозволяє обслуговувати металорізальні верстати переважно в горизонтальній площині, забезпечуючи стабільність, надійність і зручність програмування.

Роботи з циліндричною системою координат забезпечують вертикальне переміщення, радіальне висування і обертання навколо осі Z, що формує кругову робочу зону. Такі маніпулятори застосовуються у точковому зварюванні, складанні, сортуванні, а також для обслуговування багатоцільових металорізальних верстатів, зокрема під час завантаження, зняття заготовок і позиціонування деталей у горизонтальній площині.

На рис. 1.4 наведено приклад робота, який реалізує три ступені свободи в межах циліндричної кінематики [4]. У виробничих умовах, що потребують компактності, простоти інтеграції та стабільної повторюваності операцій, такі системи залишаються функціонально доцільними. Завдяки круговій зоні охоплення, горизонтальній орієнтації інструмента і лінійно-обертальній структурі, вони ефективно виконують типові маніпуляції в обмеженому просторі. Конструктивна простота сприяє зниженню вартості обслуговування і підвищенню надійності в умовах серійного виробництва. Ефективність циліндричних роботів у нішевих виробничих процесах підтверджується сучасними галузевими оглядами, зокрема матеріалом Standard Bots [5].

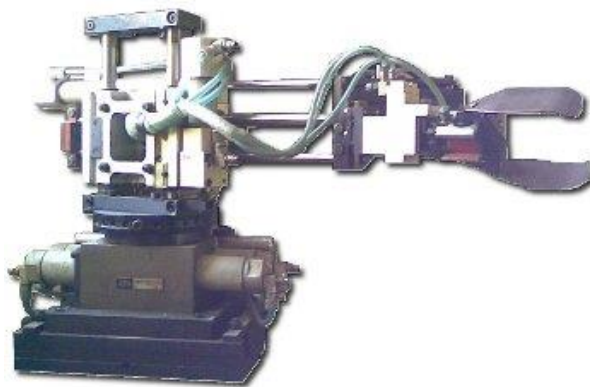


Рисунок 1.4 – Маніпулятор з трьома ступенями свободи у межах циліндричної системи координат

Сферична система координат передбачає позиціонування виконавчого органа за допомогою комбінації обертання навколо вертикальної осі, нахилу плеча та радіального висування. Така кінематика формує сферичну робочу зону, яка дозволяє досягати об'єкта з різних напрямків. Згідно з [8], базова структура сферичного робота включає два обертальні та один лінійний ступінь свободи, що забезпечує позиціонування в полярній системі координат.

У складі багатоцільових металорізальних верстатів роботи цього типу застосовуються для допоміжних операцій, які потребують гнучкого доступу до об'єкта: подачі заготовок, зміни інструментів, обслуговування важкодоступних зон, а також взаємодії з модульними елементами автоматизованої системи. Конструктивна простота, компактність і передбачувана геометрія робочої зони сприяють інтеграції таких роботів у виробничі комплекси з високими вимогами до просторової організації.

На рис. 1.5 показано промисловий робот Unimate 4000, який реалізує сферичну систему координат. Його конструкція включає обертальний механізм основи, шарнірне плече з можливістю нахилу та телескопічне висування, що дозволяє формувати сферичну робочу зону.

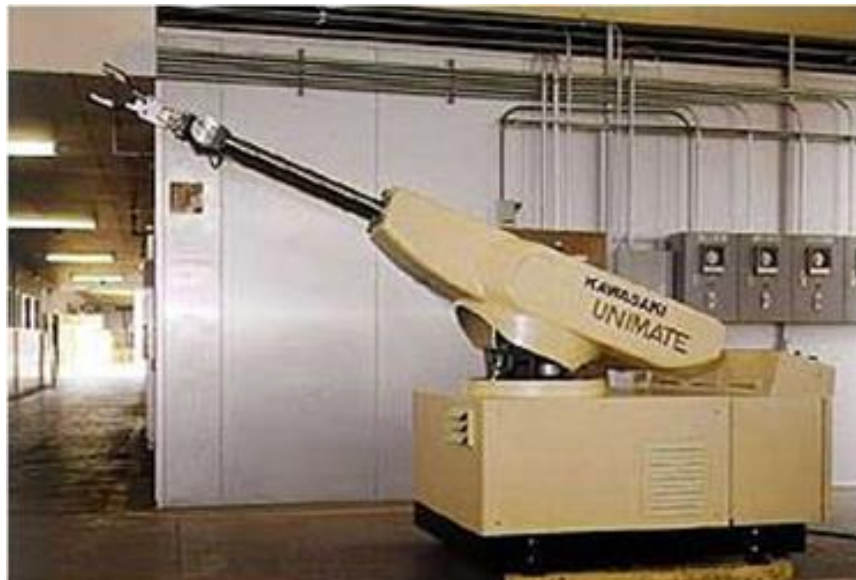


Рисунок 1.5 – Промисловий робот з кінематикою сферичної системи координат

На рис. 1.6 представлено промисловий робот вертикально-шарнірної конструкції, що реалізує змішану систему координат. Його кінематична структура включає послідовно з'єднані обертальні ланки, які забезпечують багатовекторне просторове позиціонування виконавчого органа. Така конфігурація поєднує елементи сферичної, циліндричної та суглобової кінематики, що дозволяє формувати складну траєкторію руху з урахуванням геометрії об'єкта та виробничого середовища.



Рисунок 1.6 – Промисловий робот вертикально-шарнірної конструкції
(змішана система координат)

Конструкція робота складається з обертальної основи, вертикального стійкового елемента, шарнірного плеча з декількома ступенями свободи, а також виконавчого органа, здатного змінювати орієнтацію інструмента або захоплювача. Завдяки компактності, функціональній гнучкості та високій точності, роботи цього типу широко застосовуються в операціях складання, зварювання, пакування, контролю якості та обслуговування модульних елементів автоматизованих систем.

На рис. 1.7 представлено промисловий робот горизонтально-шарнірної конструкції, що реалізує змішану систему координат [6]. Його кінематична структура включає обертальну основу, послідовно з'єднані горизонтальні ланки, шарнірні з'єднання, а також виконавчий орган, змонтований на кінцевому сегменті. Актуатори, розташовані в точках 1, 2 та 3, забезпечують кероване обертання відповідних ланок, формуючи адаптивну траєкторію руху в площині XY.

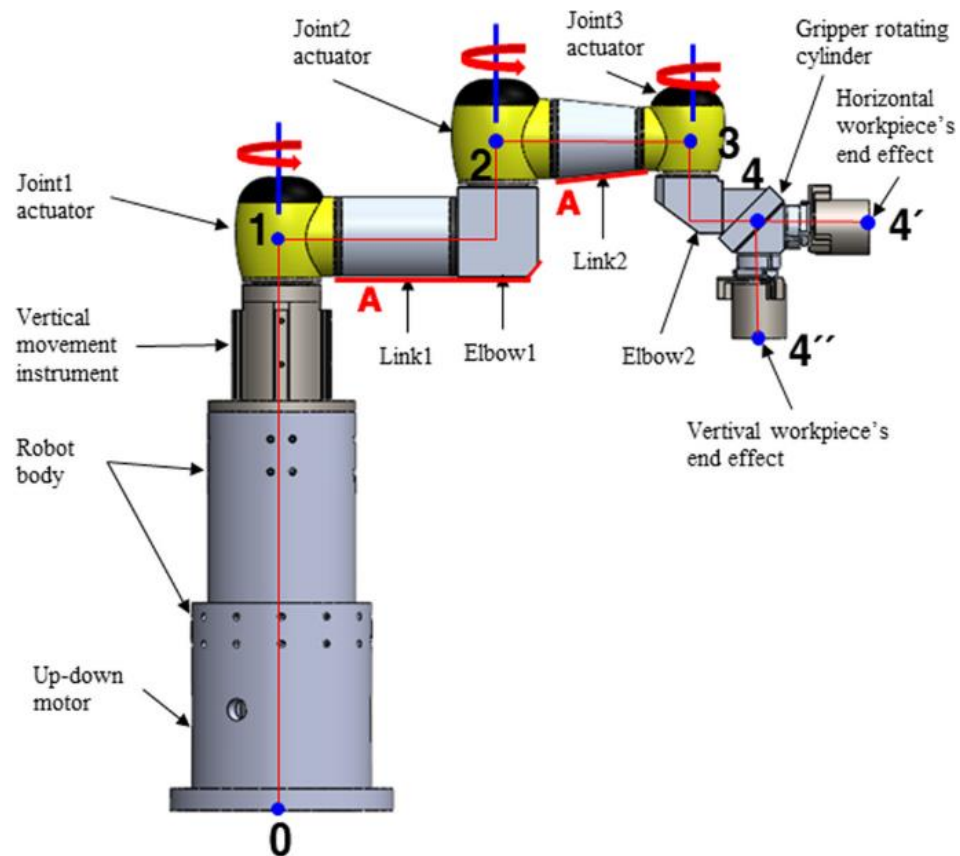


Рисунок 1.7 - Промисловий робот горизонтально-шарнірної конструкції
(змішана система координат)

Завдяки горизонтальному компонуванню, така конструкція забезпечує ефективне бокове охоплення робочої зони, що є доцільним у випадках обмеженого вертикального простору або необхідності інтеграції з конвеєрними системами. Виконавчий орган, оснащений обертовим циліндром, здатен взаємодіяти з об'єктами у горизонтальній та вертикальній орієнтації, що розширює функціональні можливості робота.

У контексті модульного проектування багатоцільових металорізальних верстатів роботи горизонтально-шарнірного типу можуть виконувати функції подачі, орієнтації, позиціонування та обслуговування периферійних модулів. Їхня конструктивна простота, швидкодія та можливість монтажу в горизонтальній площині робочого середовища роблять їх ефективним елементом гнучких виробничих систем.

1.3 Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

У першому розділі здійснено аналіз проблематики автоматизованої подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата, а також систематизовано науково-технічні підходи до побудови механізмів живлення, що застосовуються в сучасному машинобудуванні. Розглянуто особливості конструкцій, які забезпечують координатну точність, стабільну повторюваність, адаптивність до змінних параметрів заготовок і узгодженість із технологічним середовищем.

Проведений інформаційно-аналітичний пошук охопив основні характеристики промислових роботів, що застосовуються як виконавчі модулі в системах подачі. Встановлено п'ять основних типів конструктивно-компонувальних схем: стрілові, шарнірні, телескопічні, комбіновані та змішані. Кожна з них реалізується у поєднанні з відповідними опорними структурами, такими як підлогові, тельферні, мостові та порталні. Визначено переваги цих конфігурацій щодо просторового охоплення, точності позиціонування, гнучкості траєкторій, структурної жорсткості та монтажної адаптивності.

Аналіз технічних джерел засвідчив актуальність рішень, орієнтованих на модульну побудову, енергоефективність, ергономічність, безпечну експлуатацію та цифрову інтеграцію. Виявлені методики моделювання навантажень, параметризації рухів і оптимізації геометрії виконавчих органів створюють передумови для обґрунтованого синтезу конструкції механізму живлення, здатного забезпечити стабільну подачу заготовок у межах автоматизованого багатоцільового комплексу.

Метою дослідження є розробка конструкції механізму живлення з електромеханічним приводом, який забезпечує автоматизовану подачу штучних заготовок до багатоцільового верстата з високою точністю позиціонування та стабільністю руху.

Для досягнення поставленої мети необхідно реалізувати такі завдання:

- здійснити аналіз науково-технічної літератури, що висвітлює принципи побудови механізмів живлення та систем автоматизованої подачі заготовок;
- розробити конструкцію механізму живлення, включаючи вибір типу приводу, кінематичної схеми та елементів, що забезпечують стабільну та надійну подачу заготовок;
- спроєктувати систему позиціонування, яка гарантує точне розміщення заготовки в зоні обробки багатоцільового верстата;
- сформувати математичну модель електромеханічного приводу, побудувати слідкуючі контури керування та здійснити моделювання динаміки системи в середовищі VisSim;
- сформулювати комплекс заходів з охорони праці та безпеки, адаптованих до умов експлуатації механізму у виробничому середовищі.

2 ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Опис та обґрунтування конструкції механізму живлення

Об'єктом розробки є механізм живлення, призначений для автоматизованої подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата. Його конструкція має забезпечувати стабільне транспортування виробів, точне позиціонування в зоні обробки, узгодженість з кінематикою основного обладнання та можливість адаптації до змінних параметрів заготовок. Враховуючи сучасні вимоги до гнучкості, точності та безпеки виробничих процесів, механізм повинен бути здатним до інтеграції в автоматизоване середовище з мінімальними втратами часу на переналаштування.

У якості конструктивного аналога обрано промисловий маніпулятор із багатоступеневою кінематикою, що реалізує переміщення виконавчого органа у тривимірному просторі [11].

Кінематична структура включає поворот платформи (θ), вертикальне переміщення (Z), радіальне висування (R), орієнтацію захоплювача в площині (α), кутову адаптацію (β) та лінійне переміщення вздовж осі Y . Така конфігурація забезпечує гнучкість траєкторій, багатовекторне охоплення робочої зони та високу точність позиціонування.

Кінематичну структуру аналога подано на рисунку 2.1. Вона включає опорну платформу (поз. 1), яка забезпечує жорсткість і стабільність усієї системи. Механізм повороту (поз. 2) реалізує обертання платформи навколо вертикальної осі відповідно до координати θ . Система керування автономного типу «Контур-1» (поз. 3) формує керувальні сигнали для виконавчих приводів згідно з заданою програмою. Механізм висування руки (поз. 4) забезпечує радіальне переміщення виконавчого органа по координаті R , адаптуючи його до просторового положення заготовки. Вертикальне переміщення реалізується за допомогою механізму підйому (поз. 5), що відповідає координаті Z . Рука маніпулятора (поз. 6) передає рух до захоплювача, зберігаючи точність

позиціонування. Блок повороту (поз. 7) забезпечує орієнтацію захоплювача в площині, реалізуючи кутову адаптацію за координатою α . Сам захоплювач (поз. 8) виконує функції фіксації, транспортування та установки заготовки в зону обробки. Вертикальні напрямні (поз. 9) стабілізують переміщення по осі Z і забезпечують точність роботи механізму в умовах змінного навантаження.

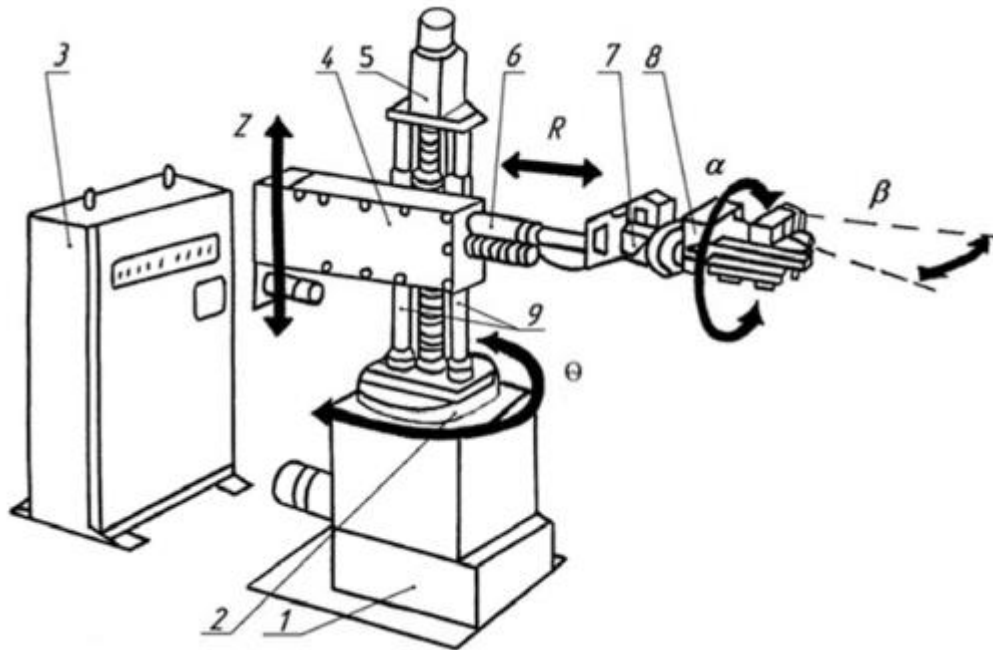


Рисунок 2.1 – Компонувальна схема аналога механізму живлення з багатоступеневою просторовою маніпуляцією

Обрана конструкція поєднує переваги телескопічної подачі та шарнірної адаптації, що забезпечує компактність компоновання, можливість бокового охоплення і ефективну інтеграцію в обмежене виробниче середовище. Така архітектура дозволяє реалізувати подачу заготовок з різних напрямків, з урахуванням просторових обмежень, характерних для багатоцільових обробних центрів. Опорна структура робота забезпечує жорсткість і стійкість, а кінематичні вузли надають змогу адаптуватися до змінної номенклатури заготовок і різних режимів обробки, включаючи високошвидкісні цикли та нестандартні траєкторії.

Проектований промисловий робот належить до стаціонарних підлогових систем середнього класу вантажопідйомності. Він має три ступені рухомості,

два лінійних і одну кутову, що дозволяє реалізувати координатні переміщення в межах циліндричної системи. Така кінематична організація забезпечує просторову гнучкість, стабільність при навантаженнях та точне позиціонування заготовки в зоні обробки.

Приводна система робота є комбінованою. Електроприводи відповідають за висунення, підйом і обертання основної ланки, тоді як пневмодвигуни забезпечують поворот кисті та керування захоплювачем. Це дозволяє поєднати енергоефективність електромеханічних вузлів із швидкодією та гнучкістю пневматичних виконавчих елементів.

Механізм живлення здатен обслуговувати один або два верстати, формуючи з ними інтегрований виробничий вузол. У такій конфігурації він виконує функції, що охоплюють повний цикл обробки. Це включає транспортування заготовки, її орієнтацію, установку в зону обробки, зняття готової деталі, укладання в накопичувач, а також кантування та контроль. Такий функціональний набір дозволяє створювати гнучкі виробничі модулі, ділянки та лінії, які забезпечують безперервну роботу з високим рівнем автоматизації.

2.2 Кінематична схема проєктованого механізму живлення

Кінематична організація механізму живлення, що розробляється для автоматизованої подачі штучних заготовок до багатоцільового обробного центру, базується на принципах функціонального групування ступенів рухомості. Такий підхід дозволяє забезпечити узгодженість між конструктивною структурою виконавчих ланок і технологічними вимогами до процесу обробки, а також оптимізувати конфігурацію механізму з урахуванням просторових обмежень виробничого середовища.

Відповідно до функціонального призначення та конструктивної належності, кінематичну структуру механізму поділено на три основні групи: кінематика основи, руки та кисті.

Кінематика основи — реалізує обертання конструкції навколо вертикальної осі (θ), що дозволяє розширити робочу зону та забезпечити доступ до декількох технологічних позицій. Поворот здійснюється за допомогою електропривода, зусилля якого передається через черв'ячний редуктор на зубчасту циліндричну шестірню, що перебуває в зачепленні з зубчастим колесом, жорстко пов'язаним з поворотною колоною. Така передача забезпечує плавність обертання, достатню жорсткість і точність позиціонування.

Кінематика руки — включає вертикальне переміщення (Z) та радіальне висування (R), що забезпечують координатне транспортування заготовки в межах циліндричної системи. Підйом виконавчого органа реалізується через гвинтову пару типу «гвинт-гайка», привід якої розміщено у верхній частині поворотної колони. Радіальне висування здійснюється телескопічною консоллю з передачею «гвинт-гайка кочення». У ранніх модифікаціях застосовувалась ремінна передача між електродвигуном і гвинтом, однак у сучасних реалізаціях передбачено пряме з'єднання вала двигуна з гвинтом, що знижує втрати енергії та підвищує точність.

Кінематика кисті — відповідає за орієнтацію захоплювача (α, β) та його обертання навколо поздовжньої осі. Ці ступені рухомості забезпечують адаптацію до геометрії заготовки, її просторового положення та вимог до установки в зону обробки. Приводом слугує окремий електродвигун, що забезпечує обертання робочого органа з необхідною точністю та швидкістю. У разі потреби виконання допоміжних операцій (кантування, контроль, позиційне уточнення) кінематика кисті може бути доповнена локальними виконавчими вузлами, конструктивно інтегрованими в кінцеву ланку.

Загальна кінематична схема механізму забезпечує реалізацію тривимірного координатного позиціонування заготовки з урахуванням вимог

до точності, стабільності та гнучкості. Така структура дозволяє виконувати повний цикл обслуговування: захоплення, транспортування, орієнтацію, установку, зняття та укладання виробу.

Кінематичну структуру проєктованого механізму подано на рис. 2.2, вона відображає послідовність з'єднання ланок, характер їх взаємодії, типи приводів та напрямки переміщення, що дозволяє здійснити подальший конструктивно-функціональний аналіз з урахуванням вимог до технологічного процесу.

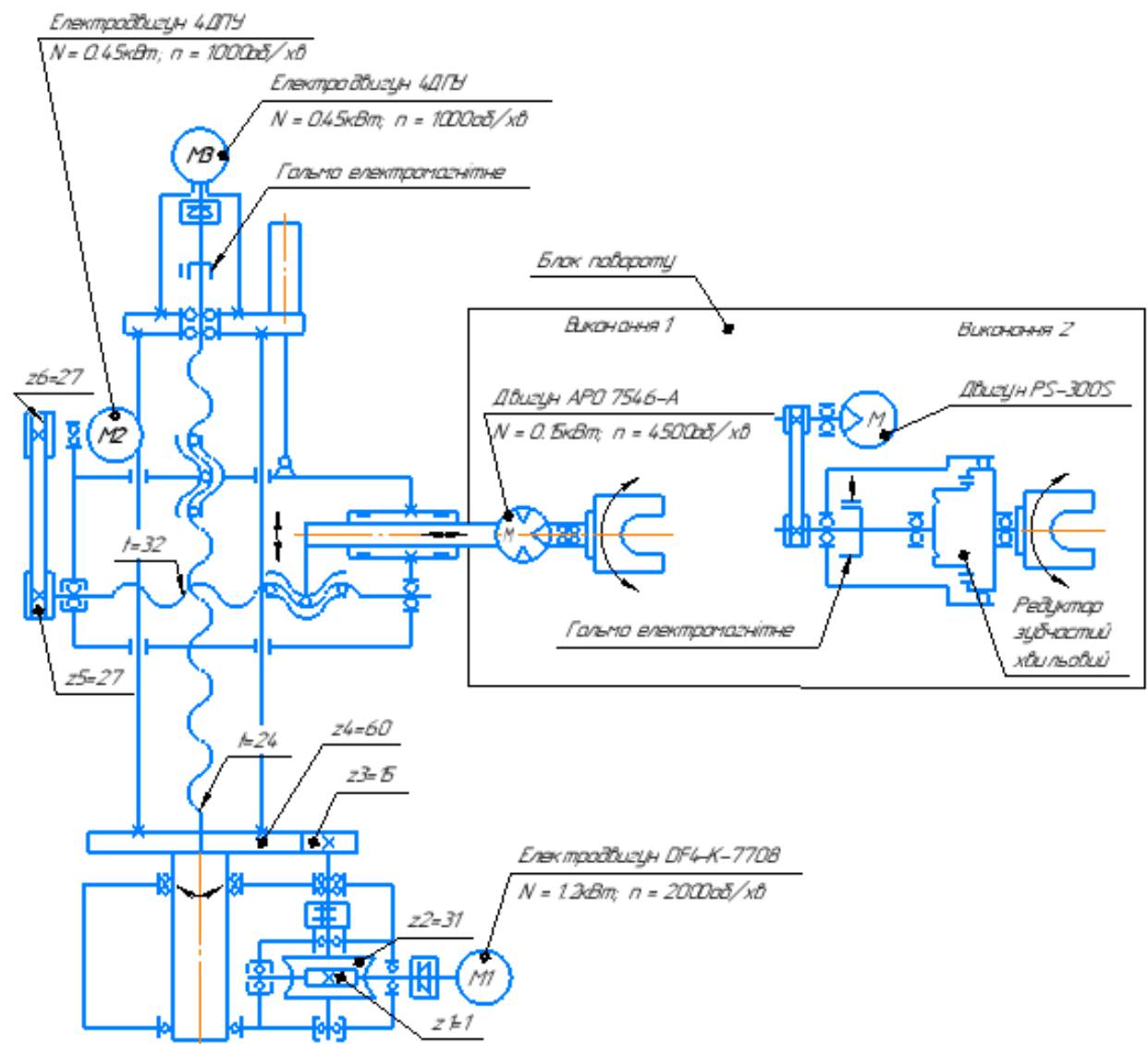


Рисунок 2.2 - Кінематична схема механізму живлення

З метою систематизації конструктивних і функціональних ознак кінематичних ланок проєктованого механізму живлення, доцільно узагальнити їх у табличній формі (див. табл. 2.1). Такий підхід дозволяє чітко окреслити межі відповідальності кожної кінематичної групи, визначити типи переміщень, характер приводів та передавальних механізмів, а також встановити функціональну роль кожного ступеня рухомості в загальній структурі механізму.

Таблиця 2.1 – Характеристика кінематичних ланок механізму живлення

Кінематична ланка (група + ступінь рухомості)	Тип переміщення	Привід	Передавальний механізм	Функціональне призначення
Основа – θ	Обертання навколо вертикальної осі	Електропривод DF4-K-7708 (1.2 кВт, 2000 об/хв)	Черв'ячний редуктор з зубчаста передача	Зміна технологічної позиції, доступ до декількох верстатів
Рука – Z	Вертикальне переміщення	Електропривод 4ДПУ (0.45 кВт, 1000 об/хв)	Гвинт-гайка	Подача заготовки на різні рівні обробки
Рука – R	Радіальне висування	Електропривод 4ДПУ (0.45 кВт, 1000 об/хв)	Гвинт-гайка кочення (пряме з'єднання)	Зміна вильоту виконавчого органа
Кисть – α	Орієнтація в площині	Електропривод АРО-7546-А (0.15 кВт, 4500 об/хв)	Планетарний редуктор	Адаптація до геометрії заготовки
Кисть – β	Кутова адаптація	Електропривод АРО-7546-А (0.15 кВт, 4500 об/хв)	Планетарний редуктор	Установлення заготовки під заданим кутом
Кисть – захоплення/ кантування	Захоплення, фіксація, контроль	Пневмопривід	Пневматичний виконавчий механізм	Фіксація, зняття, укладання виробу

2.3 Розрахунок механізму повороту основи

Механізм повороту руки у складі системи живлення заготовок реалізовано як автономний функціональний вузол, що забезпечує обертання виконавчої частини конструкції навколо вертикальної осі. Його компоновальна структура, подана на рисунку 2.3, включає низку кінематично пов'язаних елементів, серед яких: станина (поз. 1), черв'ячний редуктор (поз. 2), зубчаста муфта (поз. 3), електродвигун постійного струму (поз. 4), зубчаста шестерня (поз. 5), циліндричне зубчасте колесо (поз. 6) та вертикальний вал (поз. 7). Така передавальна конфігурація забезпечує стабільне позиціонування, плавність обертання та можливість обслуговування декількох технологічних зон без переміщення бази робота.

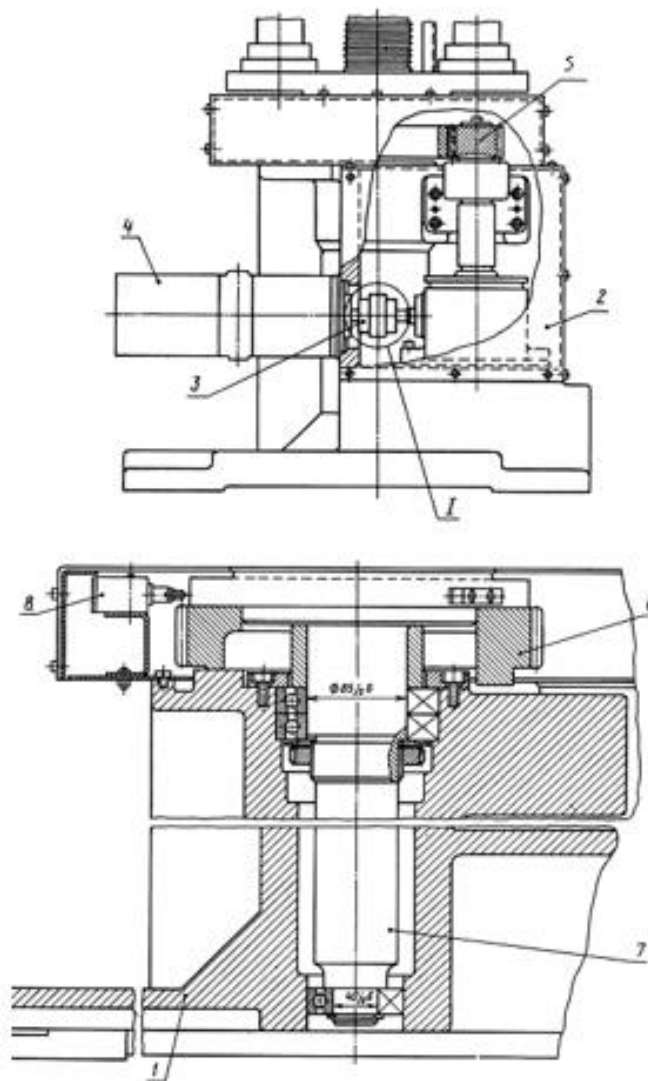


Рисунок 2.3 – Механізм повороту руки механізму живлення

Для здійснення розрахунку привідної системи необхідно врахувати масово-інерційні характеристики рухомих елементів, геометричні параметри конструкції та кінематичні умови, що визначають динаміку обертання. У якості корисного навантаження розглядається заготовка масою 10 кг, яка транспортується захоплювальним пристроєм вагою 8 кг. Сумарна маса обертової кінцевої ланки становить 18 кг, що є критичним чинником при визначенні моменту інерції системи.

Виліт руки приймається рівним $r = 0.75$ м, що відповідає реальній геометрії конструкції та визначає радіус обертання центра маси. Кут повороту виконавчої частини навколо осі $\theta = 270^\circ \approx 4.712$ рад, що задає амплітуду переміщення в межах робочої зони. Орієнтовна кутова швидкість обертання приймається рівною $\omega = 1.5$ рад/с, що відповідає режиму динамічного позиціонування. Час розгону становить $t = 1.5$ с, що дозволяє забезпечити плавний старт без перевантаження приводу.

З урахуванням зазначених параметрів обчислюється кутове прискорення, тангенціальна та відцентрова складові прискорення, а також момент інерції обертової маси:

Для обчислення кутового прискорення скористаємось виразом [16]:

$$\varepsilon = \frac{\omega^2}{2\varphi} \quad (2.1)$$

де ε – значення кутового прискорення, рад/с²;

ω – кутова швидкість, рад/с;

φ – кут повороту навколо вертикальної осі, рад.

$$\varepsilon = \frac{1.5^2}{2 \cdot 4.712} = 0.2388 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

Значення тангенціальної складової кутового прискорення [16]:

$$a_\tau = \varepsilon \cdot r \quad (2.2)$$

де r – величина вильоту руки робота, м.

$$a_\tau = 0.179 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Для обчислення відцентрового прискорення застосуємо вираз [16]:

$$a_{\text{ц}} = \omega^2 \cdot r \quad (2.3)$$

$$a_{\text{ц}} = 1.6875 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Сумарна вага обертової частини, що включає заготовку та захоплювальний пристрій:

$$G = (m_{\text{заг.}} + m_{\text{з.п.}}) \cdot g \quad (2.4)$$

де $m_{\text{заг.}}$ – маса заготовки, кг;

$m_{\text{з.п.}}$ – маса захоплювального пристрою, кг.

$$G = (10 + 8) \cdot 9.81 = 176.58 \text{ Н}$$

Це значення використовується для оцінки інерційного навантаження, яке виникає під час обертання виконавчої ланки навколо вертикальної осі.

Момент інерції системи, що складається із захоплювального пристрою та вантажу, обчислюється за класичним виразом для точкової маси на відстані від осі обертання:

$$I = (m_{\text{заг.}} + m_{\text{з.п.}}) \cdot r^2 \quad (2.5)$$

$$I = (10 + 8) \cdot 0.75^2 = 10.125 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Інерційна сила, що діє на систему в процесі обертання, включає дві складові, тангенціальну та відцентрову, які сумуються для отримання повного навантаження:

$$F_{\text{ін}} = G \cdot (a_{\tau} + a_{\text{ц}}) \quad (2.6)$$

$$F_{\text{ін}} = 176.58 \cdot (0.179 + 1.6875) = 327.91 \text{ Н}$$

Загальний крутний момент, який необхідно реалізувати на руці механізму живлення можна розрахувати за виразом:

$$T_1 = I \cdot \varepsilon + F_{\text{ін}} \cdot r \quad (2.7)$$

$$T_1 = 10.125 \cdot 0.2388 + 327.91 \cdot 0,75 = 248.35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для визначення навантаження на електродвигун враховується багатоступенева передача, що включає черв'ячний та зубчастий редуктори. Крутний момент на валу двигуна обчислюється як:

$$T_3 = \frac{T_1}{U_{\text{ч.р.}} \cdot U_{\text{з.р.}}} \quad (2.8)$$

де $U_{\text{ч.р.}}$ – передаточне відношення черв’ячного редуктора, $U_{\text{ч.р.}} = 31$;

$U_{\text{з.р.}}$ - передаточне відношення зубчастого редуктора, $U_{\text{з.р.}} = 4$.

$$T_3 = \frac{248.35}{31 \cdot 4} = 2.0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Кутова швидкість, яку повинен забезпечити двигун, визначається:

$$\omega_{\text{дв}} = \omega \cdot U_{\text{ч.р.}} \cdot U_{\text{з.р.}} \quad (2.9)$$

$$\omega_{\text{дв}} = 1.5 \cdot 31 \cdot 4 = 186 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Потужність, необхідна для реалізації обертання з урахуванням втрат у передачах, обчислюється за формулою:

$$N = \frac{T_3 \cdot \omega_{\text{дв}}}{\eta} \quad (2.10)$$

$$N = \frac{2.0 \cdot 186}{0.8} = 465 \text{ Вт}$$

Частота обертання валу двигуна, що відповідає розрахованій кутовій швидкості, становить:

$$n = \frac{\omega_{\text{дв}} \cdot 30}{\pi} \quad (2.11)$$

$$n = \frac{186 \cdot 30}{3.14} = 1776 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

На основі отриманих параметрів здійснено вибір серводвигуна, здатного забезпечити необхідний крутний момент і частоту обертання. Згідно з технічними каталогами, рекомендовано використання двигуна типу DF4-K-7708, технічні характеристики якого приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики двигуна DF4-K-7708

Номінальний момент, Н·м	Номінальна потужність, Вт	Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	Маса, кг	Довжина, мм
6.1	1200	2000	19	330

Обраний двигун забезпечує достатній запас потужності для компенсації пікових навантажень, а також відповідає вимогам до точності та стабільності роботи механізму повороту основи.

Виходячи із технічних характеристик обраного електродвигуна, здійснюємо перерахунок кінематичних та силових параметрів механізму повороту основи, що дозволяє перевірити відповідність привідної системи заданим умовам експлуатації.

Частота обертання виконавчої ланки на виході механізму визначається за формулою:

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} = \frac{1.5}{3.14} = 14.33 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Загальне передаточне число привідної системи визначається як відношення частоти обертання двигуна до частоти обертання виконавчої ланки:

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n} \quad (2.12)$$

$$U = \frac{2000}{14.33} = 139.6$$

При прийнятому передаточному числі черв'ячного редуктора $U_{\text{ч.р.}} = 40$, передаточне число зубчастого редуктора визначається як:

$$U_{\text{з.р.}} = \frac{139.6}{40} = 3.49$$

Кутова швидкість на валу двигуна обчислюється за формулою:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{n_{\text{дв}} \cdot \pi}{30} = \frac{2000 \cdot \pi}{30} = 209.44 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Кутова швидкість на валу черв'ячного колеса:

$$\omega_{\text{ч.к.}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{40} = 5.24 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Кутова швидкість на валу зубчастого колеса, що відповідає обертанню руки робота:

$$\omega_{\text{з.к.}} = \frac{\omega_{\text{ч.к.}}}{3.49} = 1.499 \approx 1.5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Таким чином, кінематичні параметри системи узгоджуються з заданою кутовою швидкістю виконавчої ланки, що підтверджує правильність вибору передавальних чисел.

Далі визначаємо значення крутних моментів на відповідних елементах привідної системи.

Крутний момент на валу двигуна:

$$T_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{дв}} \cdot \eta}{\omega_{\text{дв}}} \quad (2.13)$$

де $N_{\text{дв}}$ - номінальна потужність двигуна, Вт; $N_{\text{дв}} = 1200$ Вт;

η – ККД приводу механізму повороту.

$$T_{\text{дв}} = \frac{1200 \cdot 0.8}{209.44} = 4.59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутний момент на валу черв'ячного колеса:

$$T_{\text{ч.к.}} = T_{\text{дв}} \cdot U_{\text{ч.п.}} = 4.59 \cdot 40 = 183.6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент на валу зубчастого колеса, що передає обертання руці робота:

$$T_{\text{з.к.}} = T_{\text{ч.к.}} \cdot U_{\text{з.р.}} = 183.6 \cdot 3.49 = 640.76 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.4 Автоматизований розрахунок елементів черв'ячної передачі

Розрахунок черв'ячної передачі здійснюється на основі вихідних даних, що охоплюють кінематичні, навантажувальні та матеріальні характеристики. Всі ці дані узагальнено в Excel-програмі, що дозволяє в діалоговому режимі змінювати вхідні значення та отримувати оновлені результати. Фрагмент вікна програми, де відбувається ввід вихідних даних для розрахунку наведено на рисунку 2.4.

1. Вихідні дані:				
1	Режим навантження передачі	Постійний		
2	Режим роботи передачі	Реверсивний		
3	Розрахунковий ресурс передачі (робота в 1 змін)	г	10	років
4	Номинальне передаточное число передачі	$u_{\text{ном}}$	40	
5	Профіль витків черв'яка	ZA		
6	Матеріал черв'яка	Сталь, HRC<45		
7	Матеріал черв'ячного колеса	БрО10Ф1 (кокіль)		
8	Частота обертання валу черв'яка	n_1	209	об/хв
9	Крутний момент на валу черв'ячного колеса	T_2	640,8	Н*м

Рисунок 2.4 - Вихідні дані для розрахунку черв'ячної передачі

Як видно з рисунка 2.5, після встановлення кінематичних характеристик передачі здійснюється поетапний розрахунок геометричних параметрів зачеплення, зокрема модуля, міжосьової відстані, діаметрів черв'яка та черв'ячного колеса, а також коефіцієнтів зміщення. Паралельно проводиться аналітична оцінка допустимих контактних і згинальних напружень для обраних матеріалів, що формує основу для подальшої перевірки міцності елементів зачеплення. З наведеної графічної інформації видно, що при обчисленнях використовуються нормативні коефіцієнти, які забезпечують можливість застосування методики розрахунку за критеріями контактної та згинальної міцності, з урахуванням реальних умов навантаження.

2. Результати розрахунків:				
1	Передаточне число передачі	u	40,00	
2	Частота обертання валу черв'ячного колеса	n_2	5,23	об/хв
3	Число заходів черв'яка	Z_1	1	
4	Число зубів колеса	Z_2	40	
5	Коефіцієнт реверсивності передачі	k_p	1,0	
6	Швидкість ковзання (попередня)	V_{s_n}	0,8	м/с
7	Коеф. Інтенсивності зносу (попередній)	Cv_n	1,33	
8	Кількість циклів навантаження зубів колеса	N_z	6,3E+06	об
9	Коеф. довговічності по контактних напругах	K_{HL}	1,06	
10	коеф. довговічності по згинних напругах	K_{FL}	0,82	
11	Границя міцності матеріалу колеса	$[\sigma_B]$	250,0	МПа
12	Границя текучості матеріалу колеса	$[\sigma_T]$	200,0	МПа
13	Допустимі контактні напруги (попередні)	$[\sigma_H]_n$	317,2	МПа
14	Міжосьова відстань (попередня)	a_{wn}	113,1	мм
15	Міжосьова відстань	a_w	125,0	мм
16	Модуль (мінімальний попередній)	m_{min}	4,38	мм
17	Модуль (максимальний попередній)	m_{max}	5,31	мм
18	Модуль передачі	m	5,00	мм
19	Коеф. діаметра черв'яка (попередній)	q_n	10,00	
20	Коеф. діаметра черв'яка	q	10,00	
21	Коеф. зміщення черв'ячного колеса	x	0,000	

Рисунок 2.5 - Результати розрахунку геометричних і міцнісних параметрів черв'ячної передачі

Як показано на рис. 2.6, завершальний етап обчислень охоплює перевірку фактичних напружень, визначення коефіцієнтів запасу міцності, а також розрахунок нормальних, тангенціальних і радіальних складових сил, що діють на елементи зачеплення. У представленому переліку параметрів враховано вплив шорсткості поверхні, рівня надійності, геометрії профілю та інших конструктивних чинників, що дозволяє здійснити комплексну оцінку працездатності передачі в умовах експлуатаційного навантаження.

22	Ділильний кут подйому витка черв'яка	γ	5,711	°
23	Початковий кут підйому витка черв'яка	γ_w	5,711	°
24	Початковий діаметр черв'яка	d_{w1}	50,000	мм
25	Ділильний діаметр колеса	d_2	200,000	мм
26	Колова швидкість на дільному діаметрі колеса	V_2	0,1	м/с
27	Коеф. динамічності	K_v	1,0	
28	Коеф. конц. навант. по довжині зубів колеса	K_β	1,0	
29	Швидкість ковзання	V_s	0,5	м/с
30	Коеф. інтенсивності зносу	C_v	1,33	
31	Допустимі контактні напруги	$[\sigma_H]$	317,2	МПа
32	Розрахункові контактні напруги	σ_H	273,4	МПа
33	Перевантаження по контактним напругам	$\delta\sigma_H$	-13,8	%
34	Еквівалентне число зубів колеса	Z_v	41	
35	Коеф., що враховує форму зубів	Y_F	1,55	
36	Допустимі напруги згину	$[\sigma_F]$	57,1	МПа
37	Розрахункові напруги згину в основі зуба	σ_F	30,4	МПа
38	Перевантаження по згинним напругам	$\delta\sigma_F$	-46,7	%
39	Ступінь точності передачі (рекомендована)		9-D	
40	Приведений кут тертя	φ_1	3,70	°
41	Самогальмування передачі (теоретичне)		ні	
42	Самогальмування передачі (практичне)		ні	
43	ККД передачі (зачеплення)	η	60,3	%
44	Колова сила на колесі (осьова сила на черв'яку)	$F_{t2}=F_{a1}$	6407,6	Н
45	Колова сила на черв'яку (осьова сила на колесі)	$F_{t1}=F_{a2}$	1062,0	Н
46	Радіальна сила, що розсуває черв'як та колесо	$F_{r1}=F_{r2}$	2332,2	Н
47	Крутний момент на валу черв'яка	T_1	26,5	Н*м
48	Потужність на валу черв'яка	P_1	0,58	кВт
49	Ділильний діаметр черв'яка	d_1	50,000	мм
50	Діаметр вершин витків черв'яка	d_{a1}	60,000	мм
51	Діаметр впадин витків черв'яка	d_{f1}	38,000	мм
52	Довжина наріз. частини черв'яка (не менше)	b_1	67,000	мм
53	Діаметр вершин зубів черв'ячного колеса	d_{a2}	210,000	мм
54	Діаметр впадин зубів черв'ячного колеса	d_{f2}	188,000	мм
55	Найбільший діаметр колеса (не більше)	d_{am2}	220,000	мм
56	Ширина вінця колеса (не більше)	b_2	45,000	мм
57	Умовний кут охоплення черв'яка (не більше)	2δ	103,0	°

Рисунок 2.6 - Завершальний етап розрахунку черв'ячної передачі

Конструктивна схема черв'яка та черв'ячного колеса, подана на рис. 2.7, демонструє узгоджені геометричні параметри: діаметри, довжини, міжосьову відстань і характерні межі профілю. Зображення слугує візуальним підтвердженням проведених розрахунків і фіксує конструктивні особливості конфігурації зачеплення.

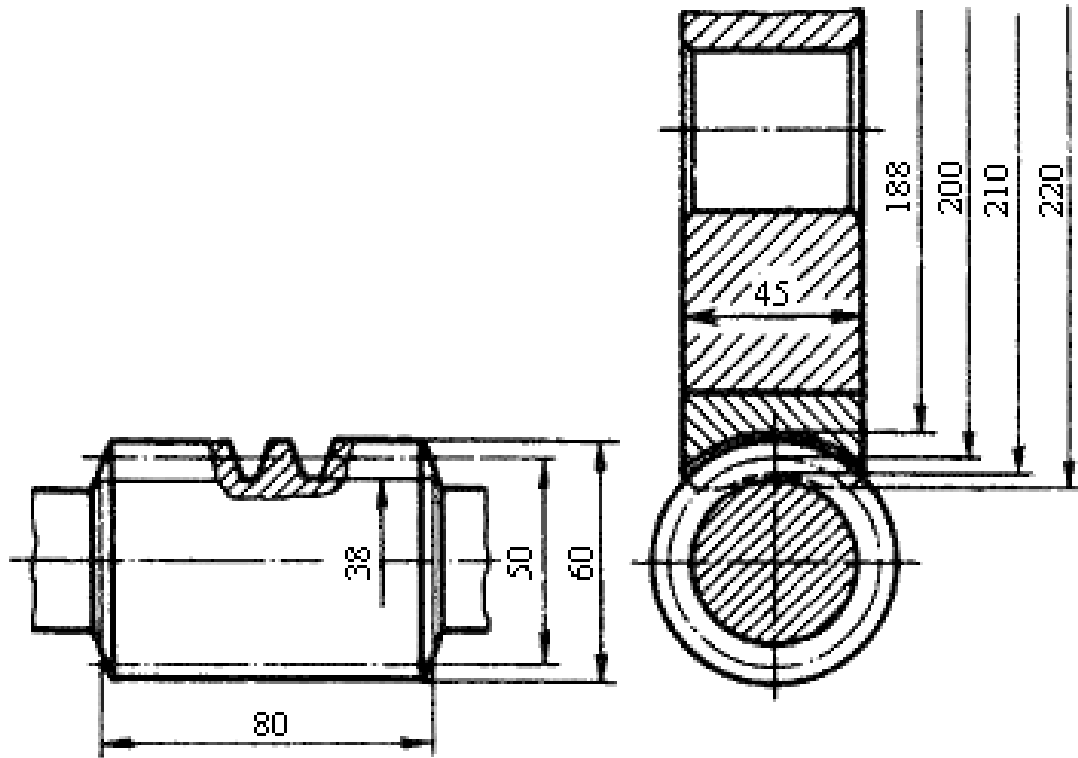


Рисунок 2.7 - Конструктивна схема черв'яка та черв'ячного колеса

2.5 Розрахунок захоплюючого пристрою механізму живлення

2.5.1 Конструктивно-функціональний опис механізму

У процесі конструювання захоплюючого пристрою особливу увагу приділяють забезпеченню взаємозамінності, жорсткості та точності з'єднання елементів захвату з виконавчим органом, тобто рукою робота. Рука виконує функцію просторового переміщення кисті із закріпленим захоплювачем, реалізуючи подачу деталі з накопичувача до зони обробки. Конструктивно

вона являє собою консольну систему з можливістю багатовекторного позиціонування [30, 43].

Рисунок 2.8 ілюструє спеціалізований швидкозмінний захоплювач із поворотними затискними губками, призначений для роботи з плоскими деталями. Конструкція забезпечує зміну положення деталі в момент її перенесення, що дозволяє точно орієнтувати заготовку при встановленні на стіл верстата.

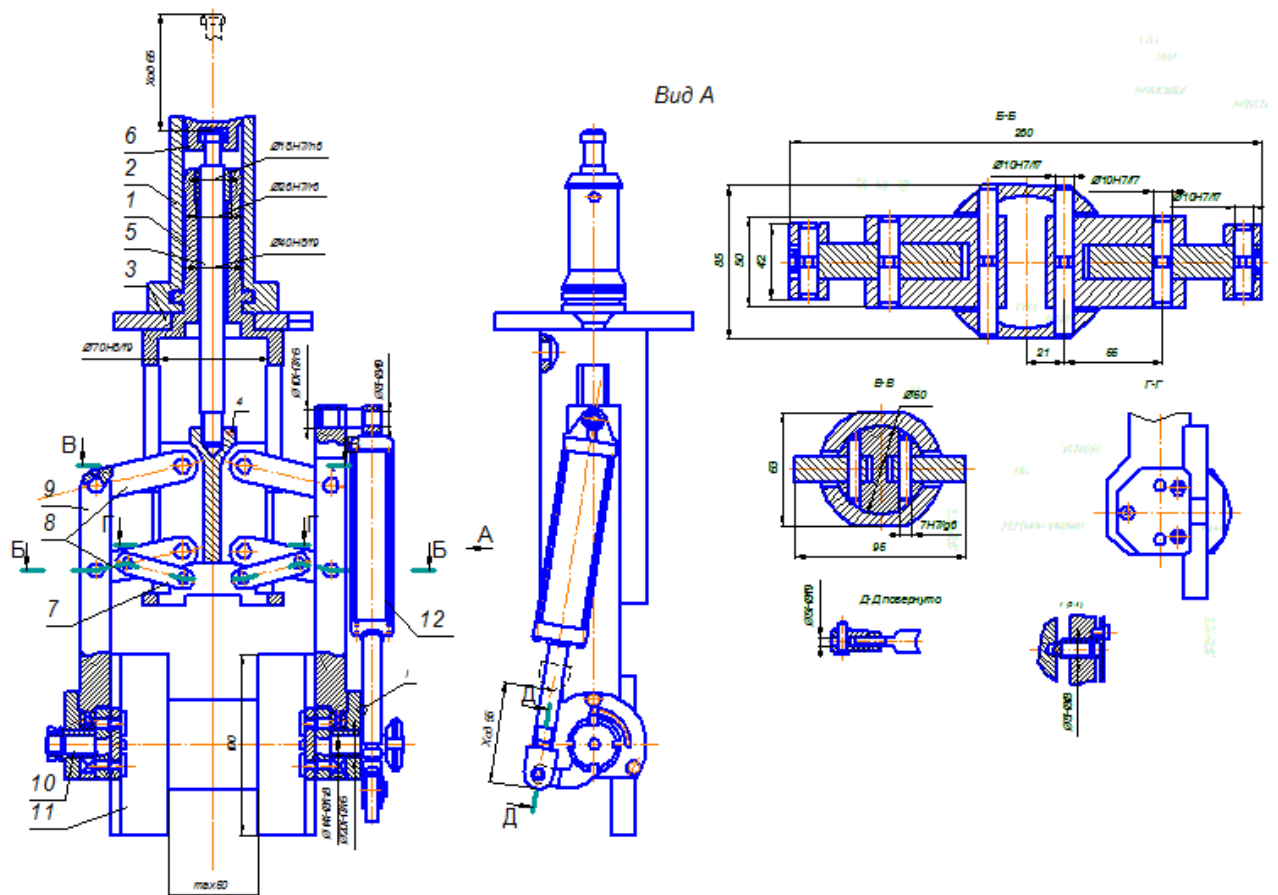


Рисунок 2.8 - Загальний вигляд захоплювача

Хвостовик (1) захоплювача уніфікованого типу встановлюється в шпинделі (2) кисті руки за допомогою байонетного замка і фіксатора, який під дією пружини входить у паз на фланці (3). У розточці корпусу хвостовика розміщено поршень (4), що переміщується під дією тяги (5), з'єднаної з головкою (6) привідного механізму. До поршня за допомогою пальців кріпляться важелі (7) і (8), які утворюють шарнірний паралелограм. На

довгому плечі (9) паралелограму через підшипникову опору змонтовано вал (10) з фланцем, до якого гвинтами прикріплюються змінні губки (11).

У верхній частині одного з важелів (9) встановлено пневмоциліндр (12), шток якого шарнірно з'єднано з валом (10). При висуванні штоку відбувається поворот вала разом із губками (11) на заданий кут, що визначається ходом поршня (4). Після досягнення робочого положення губки фіксуються, забезпечуючи стабільне утримання деталі.

2.5.2 Розрахунок контактних зусиль у механічному захоплювачі

У процесі розрахунку механічного захоплювача визначаються сили, що виникають у зонах контакту між заготовкою та затискними губками. Ці зусилля є критичними для забезпечення надійного утримання деталі під час її переміщення та позиціонування. Схематичне зображення напрямків реакцій у точках контакту наведено на рисунку 2.9.

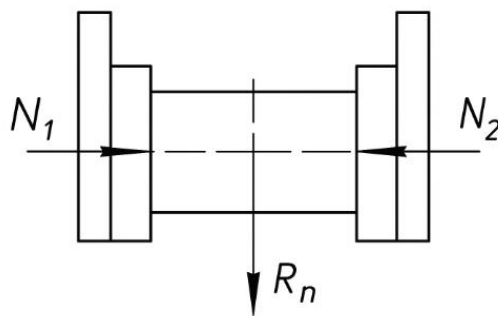


Рисунок 2.9 - Реакції в точках контакту між заготовкою і губками захоплювача

Для забезпечення надійного утримання заготовки в процесі її переміщення необхідно визначити сили, що виникають у точках контакту між поверхнею деталі та затискними елементами захоплювача.

Розглянемо випадок симетричного розміщення губок і вертикального навантаження ($\varphi_1 = \varphi_2 = 90^\circ$), при цьому контактні зусилля розподіляються рівномірно.

Контактна сила, що діє на кожну з губок, визначається за формулою [43]:

$$N_1 = N_2 = \frac{R_n}{2 \cdot \mu} \quad (2.14)$$

де N_1, N_2 — нормальні сили, що діють на кожну губку;

R_n — вага заготовки;

μ — коефіцієнт тертя між поверхнею губки та заготовкою (для сталі 45 приймається $\mu = 0.15$).

Вага заготовки обчислюється за виразом:

$$R_n = m \cdot g, H \quad (2.15)$$

де m — маса заготовки;

g — прискорення вільного падіння, приймається $g = 9.8 \text{ м/с}^2$.

$$R_n = 10 \cdot 9.8 = 98 \text{ Н}$$

$$N_1 = N_2 = \frac{98}{2 \cdot 0.15} = 327 \text{ Н}$$

2.5.3 Розрахунок зусилля приводу та контактних напруг

Для забезпечення надійної роботи механізму затискання необхідно визначити мінімальне зусилля, яке повинен створювати привід, щоб компенсувати утримуючий момент, що виникає в зоні контакту між губками та заготовкою. Схема важільного приводу, що реалізує передачу зусилля до губок, наведена на рисунку 2.10.

Розрахунок привідного зусилля здійснюється за формулою [43]:

$$P \geq \frac{2 \cdot M_i \cdot \cos \alpha}{b \cdot \eta_p} \quad (2.16)$$

де P — мінімально необхідне зусилля приводу;

M_i — утримуючий момент для i -тої губки;

α — кут між напрямком зусилля і віссю важеля;

b — довжина важеля;

η_p — коефіцієнт корисної дії привідного механізму, приймається $\eta_p = 0,9$.

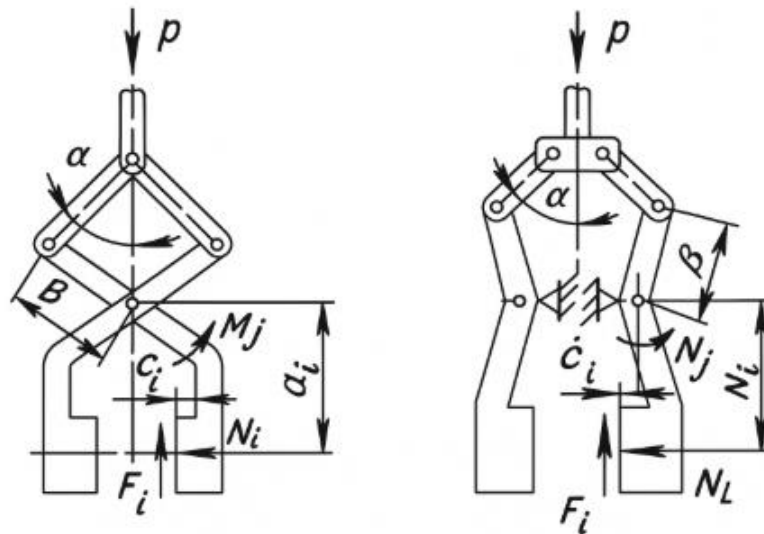


Рисунок 2.10 - Важільна схема приводу механічного захоплювача

Оскільки конструкція захоплювача передбачає використання плоских губок, утримуючий момент M_i визначається за виразом [43]:

$$M_i = m \cdot N \cdot l \quad (2.17)$$

де m - кількість губок (у даному випадку $m = 2$);

N - зусилля контакту між губкою і заготовкою;

l - плече, що дорівнює половині довжини заготовки.

Підставимо числові значення та отримаємо:

$$l = \frac{105}{2} = 52.5 \text{ мм} = 0.0525 \text{ м}$$

$$M_i = 2 \cdot 327 \cdot 0.0525 = 34.34 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тоді зусилля приводу становитиме:

$$P \geq \frac{2 \cdot 39,06 \cdot 0,224}{0,048 \cdot 0,9} = 389 \text{ Н}$$

Таким чином, для забезпечення стабільного утримання заготовки привід повинен створювати зусилля не менше ніж 389 Н. Це значення враховує геометрію важеля, ефективність механізму та умови контакту.

2.5.4 Розрахунок контактних напружень у зоні взаємодії губок із заготовкою

Для оцінки напруженого стану в зоні контакту між губками захоплювача та поверхнею заготовки використовується аналітична залежність, що враховує геометричні параметри елементів, механічні властивості матеріалів і характер прикладеного зусилля. Контактні напруження визначаються за формулою [43]:

$$\sigma = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot N \cdot E_{пр}}{l \cdot d}}, \text{Па} \quad (2.18)$$

де σ — контактне напруження, Па;

N — зусилля притискання губки до заготовки, Н;

$E_{пр}$ — приведений модуль пружності матеріалів губки та заготовки, МПа;

l — ширина губки, см;

d — діаметр або ширина заготовки, см.

Приведений модуль пружності $E_{пр}$ обчислюється за виразом:

$$E_{пр} = \frac{2 \cdot E_{заг} \cdot E_{зе}}{E_{заг} + E_{зе}} \quad (2.19)$$

$E_{заг}$ - модуль пружності матеріалу заготовки;

$E_{зе}$ - модуль пружності матеріалу захоплюючого елемента.

$$E_{пр} = \frac{2 \cdot 2.14 \cdot 10^5 \cdot 2.13 \cdot 10^5}{2.14 \cdot 10^5 + 2.13 \cdot 10^5} = 2.13 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Після підстановки отримаємо:

$$\sigma = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 327 \cdot 2.13 \cdot 10^5}{12 \cdot 10}} = 450 \text{ МПа}$$

Матеріалом губок обрано Сталь 30, для якої тимчасовий опір розриву становить $\sigma_B = 498$ МПа. Порівняння розрахункового значення контактного напруження з допустимим показує, що умова міцності виконується:

$$\sigma \leq \sigma_B \Rightarrow 450 \leq 498$$

Отже, конструкція губок забезпечує достатню несучу здатність у зоні контакту, що гарантує відсутність пластичних деформацій і стабільне утримання заготовки в межах робочого циклу.

2.6 Висновки до проєктного розділу

Обґрунтовано конструкцію механізму живлення, призначеного для автоматизованої подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата. Обрана архітектура забезпечує гнучкість, точність і адаптивність до змінних виробничих умов.

Розроблено кінематичну схему механізму, що включає три функціональні групи — основу, руку та кисть. Кожна група реалізує окремі ступені рухомості, узгоджені з технологічними вимогами до обробки.

Виконано розрахунок механізму повороту основи, з урахуванням масово-інерційних характеристик, кінематичних параметрів та передавальних чисел. Підібрано електродвигун, що забезпечує необхідний крутний момент і частоту обертання.

Здійснено автоматизований розрахунок елементів черв'ячної передачі, включаючи геометричні параметри, контактні та згинальні напруження, а також коефіцієнти запасу міцності. Результати підтверджують відповідність конструкції умовам навантаження.

Розглянуто конструкцію та розрахунок захоплюючого пристрою, включаючи контактні зусилля, привідне зусилля, утримуючі моменти та контактні напруження. Встановлено, що умови міцності для матеріалу губок виконуються.

3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Методика та план проведення наукових досліджень

У межах даного розділу кваліфікаційної роботи передбачається побудова математичної моделі виконавчого приводу механізму живлення, яка має забезпечити формалізацію його динамічних характеристик та створити підґрунтя для подальшої оцінки точності позиціонування захоплювача в умовах реального технологічного навантаження. Така модель розглядається як ключовий інструмент для аналітичного опису поведінки виконавчого органа в контексті змінних параметрів, зокрема маси заготовки, швидкості переміщення та режимів зупинки.

План дослідження включає поетапне формування кінематичної та структурної моделі маніпулятора з трьома ступенями свободи, побудову функціональних слідкуючих контурів для кожного з каналів керування, а також уніфікацію електромеханічної частини приводу. На основі структурного аналізу передбачається розробити математичні моделі, які враховують інерційні, електромагнітні та механічні властивості системи, а також реалізують зворотні зв'язки за положенням і швидкістю.

Окремим етапом дослідження передбачено теоретичне обґрунтування точності слідкування в усталеному режимі, зокрема аналіз складових похибки та їх впливу на якість позиціонування виконавчого органа. У межах цього етапу планується синтез коригувального елемента, структура якого включає інтегруючу ланку для забезпечення астатизму та фазовипереджальну складову, що формує бажані динамічні властивості системи. Для перевірки ефективності запропонованих рішень буде використано середовище імітаційного моделювання VisSim, яке дозволяє дослідити перехідні процеси та оцінити поведінку системи в умовах змінного навантаження.

3.2 Розробка моделі об'єкта досліджень

Об'єктом дослідження є маніпулятор із трьома ступенями свободи, кінематична структура якого реалізує переміщення захоплювача з заготовкою у межах циліндричної системи координат (рис. 3.1). Просторове положення виконавчого органа описується трьома незалежними параметрами: кутом обертання навколо вертикальної осі φ , вертикальним переміщенням Z та радіальним висуванням R , яке умовно позначається як X .

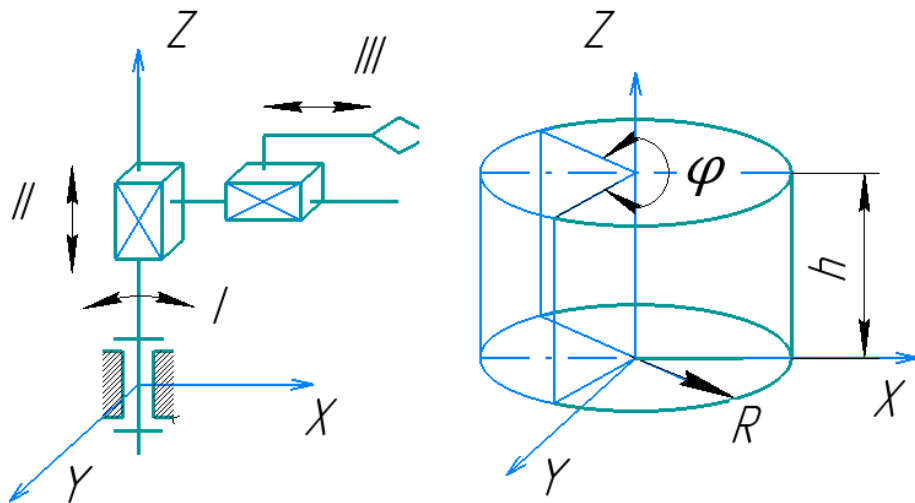


Рисунок 3.1 – Кінематична схема маніпулятора в циліндричній системі координат

Кут φ визначає обертання платформи навколо осі Z , що забезпечує зміну орієнтації виконавчого органа в горизонтальній площині; відповідний рух реалізується модулем I . Вертикальне переміщення здійснюється шляхом лінійного підйому виконавчої ланки вздовж осі Z (модуль II). Радіальне висування виконується вздовж напрямку, перпендикулярного до осі обертання, і відповідає зміні відстані між центром обертання та захоплювачем (модуль III).

Конструктивна схема маніпулятора передбачає послідовне функціонування трьох модулів: обертального, вертикального та радіального. На кінці виконавчої ланки розміщується захоплювач, функціонування якого не моделюється в межах даного дослідження.

Структурна модель системи керування маніпулятором (рис. 3.2) реалізована у вигляді трьох незалежних функціональних каналів, кожен з яких відповідає окремому ступеню свободи виконавчого органа: повороту, підйому та висуванню кисті. Така модульна побудова забезпечує локалізоване керування кожною ланкою при збереженні узгодженості дій у межах загальної кінематичної структури.

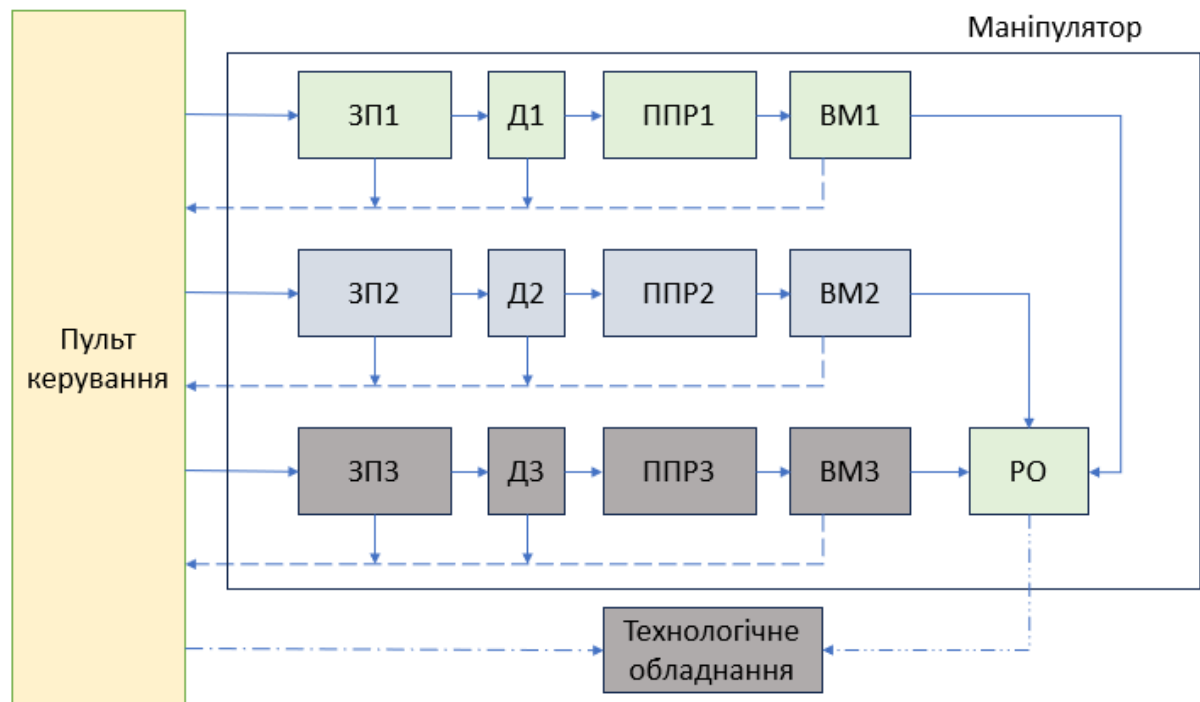


Рисунок 3.2 – Структурна схема маніпулятора з трьома ступенями рухомості

Кожен канал містить послідовність функціональних елементів, що формують замкнений контур регулювання: задавальний пристрій (ЗП) формує керуючий сигнал відповідно до заданої траєкторії або положення; двигун (Д) забезпечує привід відповідного механізму; передавальний перетворювач руху (ППР) узгоджує кінематичні параметри між двигуном і виконавчим механізмом (ВМ), реалізуючи обертальний або лінійний рух залежно від типу передачі. Кожен виконавчий механізм передає керований рух до відповідної ланки робочого органа (РО), що забезпечує фізичну взаємодію з технологічним обладнанням (ТО).

У каналі повороту застосовується черв'ячний редуктор, що забезпечує самогальмування, плавність ходу та стабільність позиціонування. У каналах підйому та висування кисті використовуються передачі гвинт-гайка кочення, які забезпечують точне лінійне переміщення з високим коефіцієнтом корисної дії, низькими втратами на тертя та можливістю прецизійного контролю положення. Особливістю вертикального приводу є наявність електромагнітного гальма, яке фіксує положення виконавчої ланки при зупинці, запобігаючи її самовільному опусканню під дією сили тяжіння.

Зворотні зв'язки формуються на основі сигналів від датчиків положення та швидкості, що дозволяє здійснювати корекцію керуючих впливів у реальному часі, компенсуючи похибки, спричинені інерційними характеристиками, зовнішніми збуреннями або неточністю виконавчих елементів. Така структурна модель забезпечує стабільне функціонування маніпулятора в умовах змінних технологічних параметрів і дозволяє реалізувати адаптивне керування з високим рівнем точності.

3.3 Формування функціональної схеми механізму живлення

3.3.1 Функціональна схема слідкуючого кола механізму повороту

Слідкуюче коло механізму повороту реалізує перетворення керуючого сигналу в межах першого ступеня свободи маніпулятора. Його функціональна структура наведена на рис. 3.3. Задавальний пристрій ЗП1 визначає бажане значення кута повороту, яке порівнюється з фактичним положенням конструктивної ланки, зафіксованим давачем ДП1. Результатом порівняння є сигнал похибки ВХ1, що надходить до коригувального елемента КЕ01 для попередньої компенсації інерційних та нелінійних впливів.

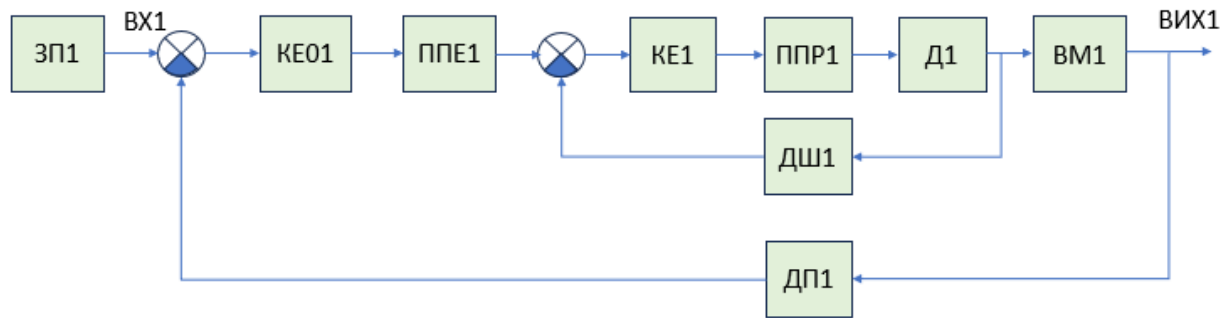


Рисунок 3.3 - Функціональна схема слідкуючого кола механізму повороту

Скоригований сигнал проходить через ППЕ1, де узгоджується за рівнем і форматом, уточнюється в КЕ1 і передається до ППР1, який забезпечує кінематичне узгодження між приводом Д1 і виконавчим механізмом ВМ1. Останній реалізований на основі черв'ячного редуктора, що гарантує самогальмування, плавність ходу та точність позиціонування.

Сенсорна підсистема включає давач швидкості ДШ1 та давач положення ДП1, які формують сигнали зворотного зв'язку для уточнення керуючих впливів. На основі даних ДП1 формується вихідний сигнал ВИХ1, що порівнюється із заданим значенням кута, визначеним ЗП1.

3.3.2 Функціональна схема слідкуючого кола механізму підйому

Слідкуюче коло механізму підйому забезпечує перетворення керуючого сигналу в межах другого ступеня свободи маніпулятора. Його функціональна структура наведена на рис. 3.4. Задаючий пристрій ЗП2 визначає бажану висоту переміщення конструктивної ланки, яка порівнюється з її фактичним положенням, зафіксованим давачем ДП2. На основі цієї різниці формується сигнал похибки ВХ2, що надходить до коригувального елемента КЕ02, призначеного для компенсації інерційних впливів і зовнішніх збурень.

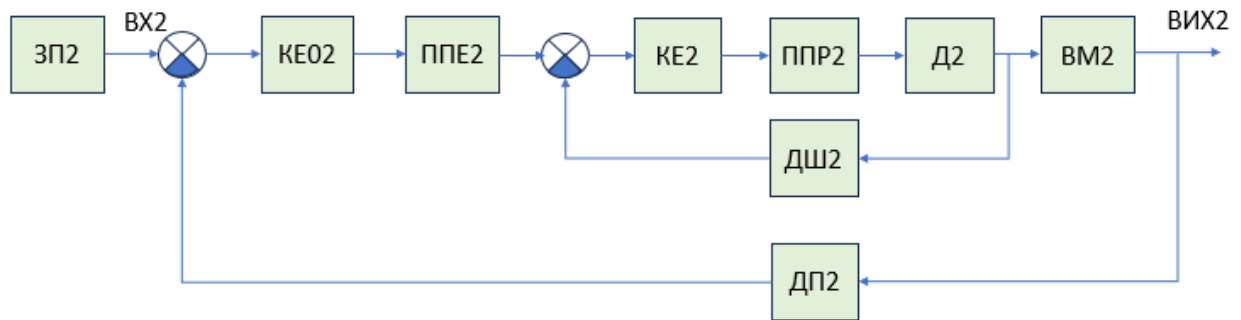


Рисунок 3.4 - Функціональна схема слідкуючого кола механізму підйому

Після попередньої обробки сигнал проходить через ППЕ2, де адаптується до вимог виконавчого рівня, уточнюється в КЕ2 і передається до ППР2. Останній забезпечує узгодження між приводом Д2 і виконавчим механізмом ВМ2, який реалізовано на основі гвинтової пари з гайкою кочення. Така конструкція гарантує плавність вертикального переміщення та можливість фіксації положення.

Для реалізації зворотного зв'язку використовується сенсорна підсистема, що включає давачі швидкості ДШ2 і положення ДП2. Отримані дані дозволяють сформувати вихідний сигнал ВИХ2, який порівнюється із заданим значенням висоти, визначеним ЗП2.

3.3.3 Функціональна схема слідкуючого кола механізму висування

Третій ступінь свободи маніпулятора відповідає за лінійне переміщення конструктивної ланки, що реалізується через слідкуюче коло керування. Його функціональна структура наведена на рис. 3.5. Задавальний пристрій ЗП3 визначає бажане значення координати висування, яке порівнюється з фактичним положенням, зафіксованим давачем ДП3. На основі цієї різниці формується сигнал похибки ВХ3, що надходить до коригувального елемента КЕ03, який компенсує впливи, пов'язані з інерційністю, динамікою навантаження та нелінійністю виконавчого механізму.

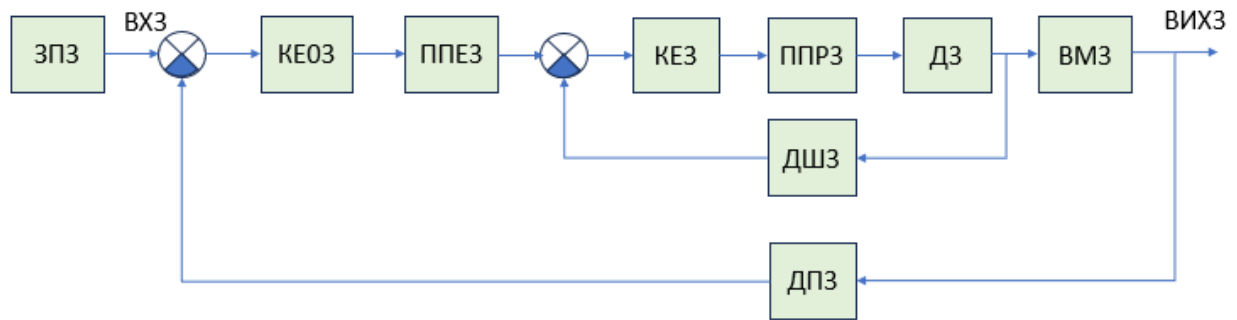


Рисунок 3.5 - Функціональна схема слідкуючого кола механізму висування

Після первинної обробки сигнал адаптується у ППЕЗ, уточнюється в КЕЗ і передається до ППРЗ. Цей елемент забезпечує узгодження між приводом ДЗ і виконавчим механізмом ВМЗ, конструктивно реалізованим на основі лінійної передачі. Така конфігурація гарантує стабільність переміщення, точність позиціонування та можливість адаптації до змінних умов навантаження.

Зворотний зв'язок забезпечується сенсорною підсистемою, що включає давач швидкості ДШЗ і давач положення ДПЗ. На основі даних ДПЗ формується вихідний сигнал ВИХЗ, який порівнюється із заданим значенням координати, визначеним ЗПЗ.

3.4 Уніфікована структурна схема електромеханічного приводу

У всіх функціональних каналах регулювання повороту, підйому та висування як джерело механічного моменту використовується двигун постійного струму [12]. Незважаючи на те що виконавчі механізми в кожному випадку мають різне виконання (черв'ячний редуктор, гвинтова пара, лінійна передача), електромеханічна частина приводу залишається уніфікованою. Це дозволяє застосовувати єдину математичну модель для аналізу динаміки слідкуючих контурів [38, 39]. Структурна схема двигуна наведена на рис. 3.6.

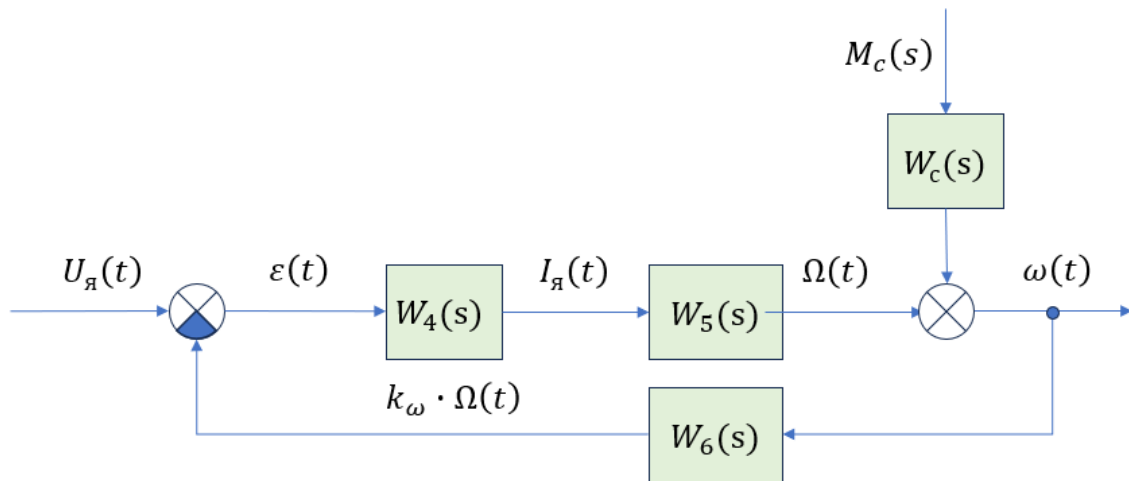


Рисунок 3.6 - Структурна схема двигуна постійного струму

Передаточна функція $W_4(s)$ описує електромагнітну інерцію обмотки якоря та визначає залежність струму від вхідної напруги. Ланка $W_5(s)$ моделює механічне перетворення струму в кутову швидкість, враховуючи момент інерції ротора. Коефіцієнт $W_6(s)$ визначає чутливість зворотного зв'язку, тобто ступінь впливу швидкості на коригування керуючого сигналу. Передаточна функція $W_c(s)$ описує вплив моменту опору на динаміку обертання, формалізуючи навантаження на валу двигуна.

Структурна схема на рис. 3.6 відображає замкнену систему автоматичного регулювання електропривода з негативним зворотним зв'язком за швидкістю. Вхідний сигнал $U_я(t)$, що задає бажану швидкість, надходить до суматора, де порівнюється із сигналом корекції $k_ω \cdot \Omega(t)$. Результатом є похибка $\varepsilon(t)$, яка надходить до підсилювального елемента $W_4(s)$, формуючи струм керування $I_я(t)$.

Цей струм надходить до динамічної ланки $W_5(s)$, яка моделює електромагнітні та механічні процеси в двигуні. На виході формується момент $M_c(s)$, що приводить у рух виконавчий механізм, генеруючи кутову швидкість $\Omega(t)$. Сигнал $\Omega(t)$ повертається в контур регулювання, компенсуючи вплив інерції, зовнішніх збурень або змін навантаження. Додатково, через окремий канал, сформований на основі $W_5(s)$, генерується вихідний сигнал $\omega(t)$, який може слугувати діагностичним параметром.

Динаміка електромеханічного перетворення в двигуні постійного струму ґрунтується на взаємодії електричних і механічних процесів, які описуються відповідними рівняннями [40, 49]. Електрична частина моделюється на основі закону Кірхгофа для кола якоря:

$$U_{\text{я}}(t) = R_{\text{я}} \cdot i_{\text{я}}(t) + L_{\text{я}} \cdot \frac{di_{\text{я}}(t)}{dt} + E(\omega) \quad (3.1)$$

де $U_{\text{я}}(t)$ - вхідна (керуюча) напруга, В;

$R_{\text{я}}$ - активний опір обмотки якоря, Ом;

$i_{\text{я}}(t)$ - струм якоря, А;

$L_{\text{я}}$ - індуктивність обмотки якоря, Гн;

$E(\omega)$ - електрорушійна сила, В.

Механічна частина описується рівнянням динаміки обертального руху ротора, яке враховує момент інерції та зовнішні навантаження:

$$M_d(i_{\text{я}}) = J \cdot \frac{d\omega(t)}{dt} + M_c(t) \quad (3.2)$$

тут: M_d - динамічний момент сил, Н;

$\omega(t)$ - кутова швидкість обертання, рад/с;

J - момент інерції ротора, кг·м²;

$M_c(t)$ - момент опору на валу двигуна, Н·м.

Після перетворень у виразах (3.1) та (3.2) отримуємо систему диференціальних рівнянь, яка описує взаємозв'язок між електричними та механічними змінними:

$$\begin{cases} \frac{di_{\text{я}}(t)}{dt} = \frac{1}{L_{\text{я}}} \cdot U_{\text{я}}(t) - \frac{R_{\text{я}}}{L_{\text{я}}} \cdot i_{\text{я}}(t) - \frac{1}{L_{\text{я}}} \cdot E(t) \end{cases} \quad (3.3)$$

$$\begin{cases} \frac{d\omega(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot M_d(i_{\text{я}}) - \frac{1}{J} \cdot M_c(t) \end{cases} \quad (3.4)$$

Для спрощення аналізу виконуємо лінеаризацію навколо робочої точки:

$$i = i_{\text{я}0}; \quad U = U_{\text{я}0}; \quad \omega = \omega_0; \quad M_c = M_{c0}$$

Після лінеаризації отримуємо:

$$\begin{cases} \frac{di_{\text{я}}(t)}{dt} = \frac{1}{L_{\text{я}}} \cdot U_{\text{я}}(t) - \frac{R_{\text{я}}}{L_{\text{я}}} \cdot i_{\text{я}}(t) - \frac{1}{L_{\text{я}}} \cdot k_{\omega} \cdot \Omega(t). \\ \frac{d\omega(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot k_{\text{М}} \cdot i_{\text{я}}(t) - \frac{1}{J} \cdot M_{\text{с}}(t) \end{cases} \quad (3.5)$$

$$\begin{cases} \frac{d\omega(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot k_{\text{М}} \cdot i_{\text{я}}(t) - \frac{1}{J} \cdot M_{\text{с}}(t) \end{cases} \quad (3.6)$$

Для зручності подальшого аналізу ці рівняння можна представити в узагальненому вигляді:

$$\begin{cases} \frac{di_{\text{я}}(t)}{dt} = a_1 \cdot U_{\text{я}}(t) + a_2 \cdot i_{\text{я}}(t) + a_3 \cdot \Omega(t) \\ \frac{d\omega(t)}{dt} = b_1 \cdot i_{\text{я}}(t) + b_2 \cdot M_{\text{с}}(t) \end{cases} \quad (3.7)$$

$$\begin{cases} \frac{d\omega(t)}{dt} = b_1 \cdot i_{\text{я}}(t) + b_2 \cdot M_{\text{с}}(t) \end{cases} \quad (3.8)$$

де $a_1 = \frac{1}{L_{\text{я}}}$ коефіцієнт впливу вхідної напруги $U_{\text{я}}(t)$ на швидкість зміни струму якоря;

$a_2 = -\frac{R_{\text{я}}}{L_{\text{я}}}$ - коефіцієнт внутрішнього загасання струму, зумовлений активним опором обмотки якоря;

$a_3 = -\frac{k_{\omega}}{L_{\text{я}}}$ - коефіцієнт впливу зворотного зв'язку за швидкістю $\Omega(t)$ на електричну динаміку;

$b_1 = \frac{k_{\text{М}}}{J}$ - коефіцієнт впливу струму якоря $i_{\text{я}}(t)$ на зміну кутової швидкості ротора;

$b_2 = -\frac{1}{J}$ - коефіцієнт впливу моменту опору $M_{\text{с}}(t)$ на динаміку обертання.

Застосування перетворення Лапласа до рівнянь (3.5) та (3.6) дозволяє перейти до алгебраїчної форми, зручної для побудови структурної схеми та визначення передаточних функцій:

$$s \cdot I_{\text{я}}(s) = \frac{1}{L_{\text{я}}} \cdot U_{\text{я}}(s) - \frac{R_{\text{я}}}{L_{\text{я}}} \cdot I_{\text{я}}(s) - \frac{1}{L_{\text{я}}} \cdot k_{\omega} \cdot \Omega(s) \quad (3.9)$$

$$s \cdot \Omega(s) = \frac{1}{J} \cdot k_{\text{М}} \cdot I_{\text{я}}(s) - \frac{1}{J} \cdot M_{\text{с}}(s) \quad (3.10)$$

де, s — оператор Лапласа, s^{-1} ;

$I_{\text{я}}(s)$, $\Omega(s)$, $U_{\text{я}}(s)$, $M_c(s)$ - зображення відповідних змінних у частотній області, з одиницями: А, рад/с, В, Н · м відповідно.

На основі рівнянь (3.9) та (3.10), а також структурної схеми (рис. 3.6) формалізуємо передаточні функції окремих ланок. Для цього введемо допоміжні позначення:

$$\frac{1}{R_{\text{я}}} = k_{\text{я}}, \quad \frac{L_{\text{я}}}{R_{\text{я}}} = T_{\text{я}} \quad (3.11)$$

де: $R_{\text{я}}$ - активний опір обмотки якоря, Ом;

$L_{\text{я}}$ - індуктивність обмотки якоря, Гн;

$k_{\text{я}}$ - коефіцієнт провідності, Ом $^{-1}$;

$T_{\text{я}}$ - електромагнітна стала часу, с.

З урахуванням цих позначень передаточна функція струму якоря набуває вигляду:

$$W_4(s) = \frac{I_{\text{я}}(s)}{U_{\text{я}}(s)} = \frac{1}{s \cdot L_{\text{я}} + R_{\text{я}}} = \frac{\frac{1}{R_{\text{я}}}}{s \cdot \frac{L_{\text{я}}}{R_{\text{я}}} + 1} = \frac{k_{\text{я}}}{T_{\text{я}} \cdot s + 1} \quad (3.12)$$

Тоді відповідно передавальна функція $W_5(s)$ буде визначатися:

$$W_5(s) = \frac{\Omega(s)}{I_{\text{я}}(s)} = \frac{k_{\text{М}}}{J \cdot s} \quad (3.13)$$

Передавальна функція $W_6(s)$ виражається залежністю:

$$W_6(s) = k_{\omega} \quad (3.14)$$

На наступному етапі врахуємо момент M_c , відповідно для нього передавальна функція буде:

$$W_c(s) = \frac{\Omega}{M_c} = \frac{1}{s \cdot J} \quad (3.15)$$

Якщо прийняти в виразі (3.10), що $I_{\text{я}}(s) = 0$, то отримаємо:

$$W_c(s) = \frac{1}{s \cdot J}$$

Таким чином, загальна передаточна функція електромеханічного приводу, що описує залежність кутової швидкості від вхідної напруги, визначається добутком окремих передаточних функцій:

$$W_{дв}(s) = \frac{W_4(s) \cdot W_5(s)}{1 + W_4(s) \cdot W_5(s) \cdot W_6(s)}$$

3.5 Уніфікована структурна схема слідкуючої системи маніпулятора

Для узагальнення принципів побудови слідкуючих контурів трьох ступенів свободи маніпулятора доцільно представити єдину структурну схему, яка відображає загальну логіку регулювання. Такий підхід забезпечує модульність, уніфікацію та спрощення математичного опису системи.

Узагальнена схема дозволяє формалізувати динаміку кожного каналу за єдиною структурною логікою, що спрощує аналіз, моделювання та синтез системи керування. Структурна схема наведена на рис. 3.7.

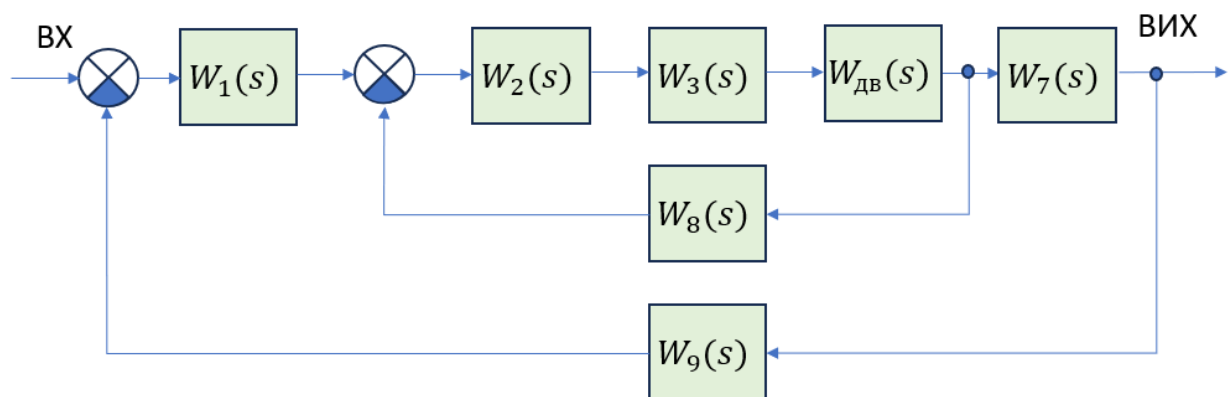


Рисунок 3.7 - Узагальнена структурна схема слідкуючої системи

У структурі кожного функціонального каналу реалізовано послідовність елементів, що формують замкнений контур автоматичного регулювання. Задавальний пристрій $W_1(s)$ формує бажане значення параметра положення. Коригувальна ланка $W_2(s)$ компенсує інерційні та нелінійні впливи.

Підсилювач-перетворювач $W_3(s)$ узгоджує сигнал за рівнем і форматом. Узагальнена передаточна функція електромеханічного приводу $W_{дв}(s)$ замінює каскад $W_4(s)$, $W_5(s)$, $W_6(s)$, $W_c(s)$. Механічна передача $W_7(s)$ узгоджує привід з виконавчим механізмом. Давач швидкості $W_8(s)$ формує сигнал зворотного зв'язку за швидкістю. Давач положення $W_9(s)$ забезпечує точність позиціонування.

Враховуючи уніфіковану структуру слідкуючої системи, доцільно подати узагальнену таблицю, яка відображає відповідність функціональних елементів для кожного з трьох каналів керування: повороту, підйому та висування. Це дозволяє зберегти логічну цілісність моделі та забезпечити її адаптивність до конкретних кінематичних умов (табл. 3.1). Для зручності подальшого аналізу позначення елементів подано з індексацією за каналами, а також із зазначенням типу механічної передачі.

Таблиця 3.1 – Відповідність елементів функціональних каналів

Ланка	Функціональний канал кола		
	повороту	підйому	висування
$W_1(s)$	<i>ЗП1</i>	<i>ЗП2</i>	<i>ЗП3</i>
$W_2(s)$	<i>КЕ01</i>	<i>КЕ02</i>	<i>КЕ03</i>
$W_3(s)$	<i>ППЕ1</i>	<i>ППЕ2</i>	<i>ППЕ3</i>
$W_{дв}(s)$	<i>ДПС1</i>	<i>ДПС2</i>	<i>ДПС3</i>
$W_7(s)$	Черв'ячний редуктор	Гвинтова пара	Лінійна передача
$W_8(s)$	<i>ДШ1</i>	<i>ДШ2</i>	<i>ДШ3</i>
$W_9(s)$	<i>ДП1</i>	<i>ДП2</i>	<i>ДП3</i>

3.6 Аналіз точності та коригування слідкуючої системи

3.6.1 Оцінка похибки в сталому режимі та структура коригувального елемента

Одним із ключових критеріїв ефективності слідкуючої системи є її здатність забезпечувати задане значення вихідного параметра з мінімальною похибкою. У сталому режимі загальна помилка може бути представлена як сума складових:

$$e(t \rightarrow \infty) = e_0 + e_1 + e_2 + \dots, \quad (3.16)$$

де e_0 - статична помилка;

e_1 - швидкісна помилка;

e_2 - помилка прискорення.

Для забезпечення високої точності необхідно мінімізувати ці складові, особливо статичну похибку, яка визначає здатність системи точно слідкувати за задавальним сигналом.

Коефіцієнти точності системи визначаються на основі порівняння вихідного сигналу з еталонним:

$$Y(t) = C_0 \cdot U(t) + C_1 \cdot \dot{U}(t) + C_2 \cdot \ddot{U}(t) + \dots \quad (3.17)$$

де C_0 - коефіцієнт точності для статичної похибки (відгук на сталий сигнал);

C_1 - для швидкісної похибки (відгук на лінійно зростаючий сигнал);

C_2 - для помилки прискорення (відгук на квадратичний сигнал);

$\dot{U}(t), \ddot{U}(t)$ — відповідно перша та друга похідна задавального сигналу.

Щоб забезпечити нульову статичну помилку ($C_0 = 0$), доцільно ввести інтегруючу ланку в структуру коригувального елемента. У цьому випадку система набуває астатизму першого порядку, а передавальна функція коригувальної ланки набуває вигляду:

$$W_{21}(s) = \frac{k}{s} \quad (3.18)$$

Загальна передавальна функція коригувального елемента може бути представлена як добуток:

$$W_2(s) = W_{21}(s) \cdot W_{22}(s) \quad (3.19)$$

де $W_{21}(s)$ - відповідає за точність;

$W_{22}(s)$ - за якість перехідного процесу.

Це дає змогу функціонально розмежувати вплив на точність і динаміку системи, формуючи бажані її характеристики

3.6.2 Синтез коригувальної ланки та моделювання скоригованого сервоприводу

Виконавчий контур регулювання швидкості в слідкуючій системі промислового робота реалізується як замкнена структура, що включає підсилювач потужності, електромеханічний привід та давач швидкості. Така конфігурація забезпечує аперіодичну реакцію на керуючий сигнал і формує основу для подальшого синтезу коригувального елемента.

Математична модель незмінної частини сервоприводу подається у вигляді операторного виразу, що описує динаміку внутрішнього контуру регулювання:

$$\Phi_1(s) = \frac{W_3(s) \cdot W_{\text{дв}}(s)}{1 + W_3(s) \cdot W_{\text{дв}}(s) \cdot W_8(s)} \quad (3.20)$$

де $W_3(s)$ - передавальна функція підсилювача потужності;

$W_{\text{дв}}(s)$ - узагальнена передавальна функція електромеханічного приводу, яка включає електричну та механічну інерцію;

$W_8(s)$ - передавальна функція давача швидкості, що формує сигнал зворотного зв'язку.

У середовищі VisSim [46, 47] дана структура реалізується через послідовне з'єднання підсилювача та двох аперіодичних ланок, які моделюють динаміку двигуна. Зворотний зв'язок формується шляхом відведення вихідного сигналу до суматора, де він порівнюється із задавальним впливом. У випадку ідеалізованого давача швидкості передавальна функція $W_8(s)$ приймається рівною одиниці, що забезпечує спрощення моделі без порушення її динамічних властивостей.

Отримана структура (див. рис. 3.8) дозволяє формалізувати поведінку незмінної частини сервоприводу та створює основу для подальшого введення коригувальної ланки, яка компенсує залишкові похибки та оптимізує перехідний процес.

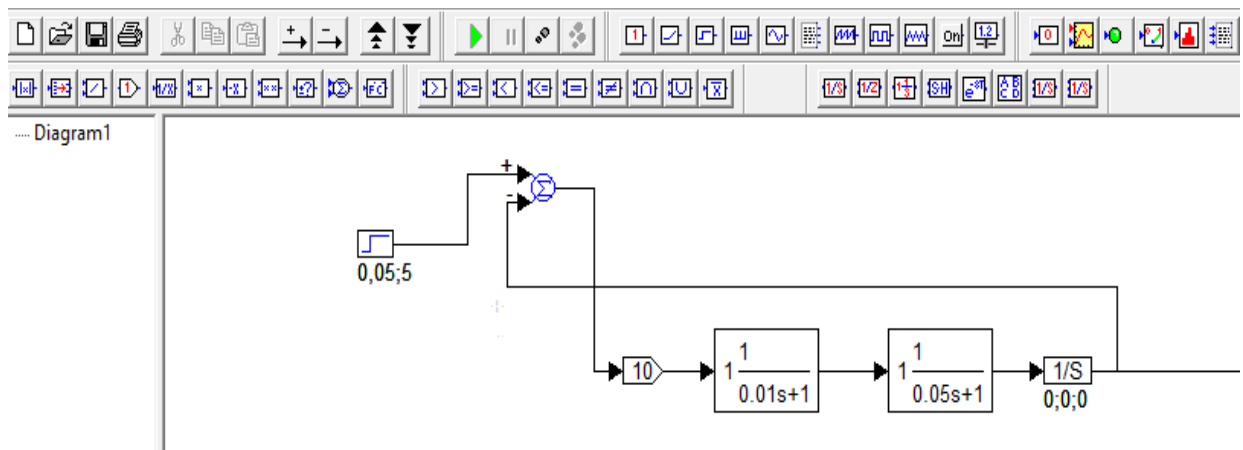


Рисунок 3.8 - Модель незмінної частини сервоприводу в середовищі VisSim

Результати імітаційного моделювання наведено на рисунку 3.9. Графік демонструє перехідний процес незмінної частини сервоприводу у відповідь на стрибкоподібний задавальний сигнал. Спостерігається швидке зростання вихідного параметра з незначним перерегулюванням, після чого система стабілізується на заданому рівні. Така динаміка відповідає згасаючому характеру перехідного процесу без коливань, що узгоджується з операторною структурою $\Phi_1(s)$, яка реалізує внутрішній контур регулювання швидкості.

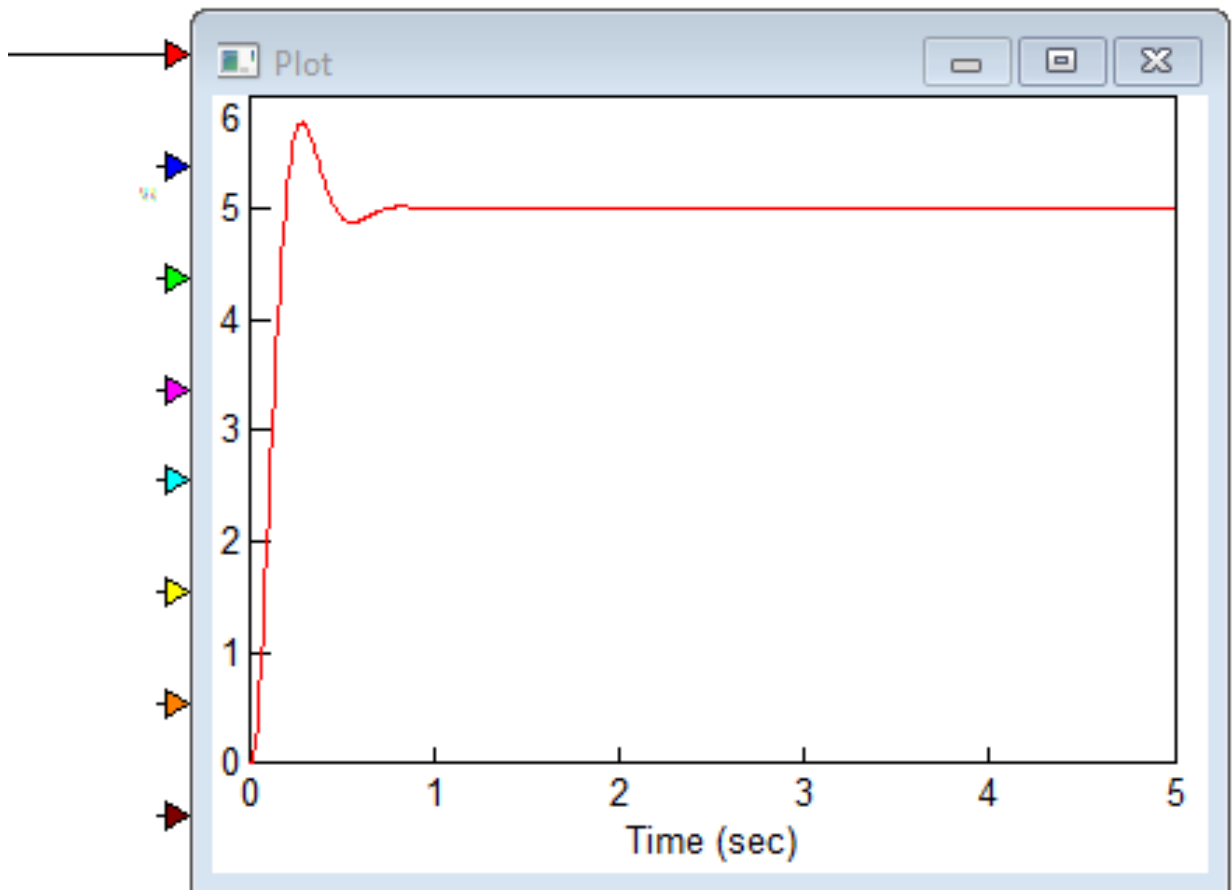


Рисунок 3.9 - Результати імітаційного моделювання сервоприводу

3.6.3 Введення коригувальної ланки в модель

З метою підвищення точності слідування, усунення залишкових похибок та покращення динамічних характеристик системи, до її структури вводиться коригувальна ланка. Це дозволяє не лише забезпечити нульову статичну похибку при ступінчастому задавальному сигналі, а й сформувати бажану форму перехідного процесу з урахуванням обмежень на швидкодію, перерегулювання та енергетичні витрати.

Передавальна функція коригувального елемента визначається відповідно до виразу (3.19) як добуток двох складових:

$$W_2(s) = W_{21}(s) \cdot W_{22}(s)$$

де $W_{21}(s) = \frac{k}{s}$ - інтегруюча частина, що забезпечує астатизм першого порядку та усуває статичну похибку;

$W_{22}(s) = \frac{Ts+1}{\alpha Ts+1}$, де $0 < \alpha < 1$, є фазовипереджальною ланкою, яка формує фазовий запас, впливає на швидкодію та демпфування системи.

Такий підхід дозволяє функціонально розмежувати вплив на точність позиціонування та параметри динамічного реагування. Інтегруюча складова відповідає за стійке слідування без відхилень, тоді як фазовипереджальна ланка моделює згасаючий характер перехідного процесу, зменшуючи перерегулювання та забезпечуючи стабільність.

Пропонована коригувальна ланка реалізується у середовищі VisSim як послідовність функціональних блоків, що відображають її структурну побудову. Зокрема, блок *Gain* з коефіцієнтом підсилення $k = 10$ відповідає підсилювальній частині, блок *Zero/Pole* реалізує фазовипереджальну ланку з параметрами $T = 0,02$, $\alpha = 0,2$, що відповідає передавальній функції $\frac{0,02s+1}{0,004s+1}$, а блок *Integrator* моделює інтегруючу ланку $\frac{1}{s}$.

Змодельована структура наведена на рисунку 3.10. Вона інтегрується у виконавчий контур системи, забезпечуючи цілеспрямоване коригування її динаміки відповідно до заданих критеріїв якості.

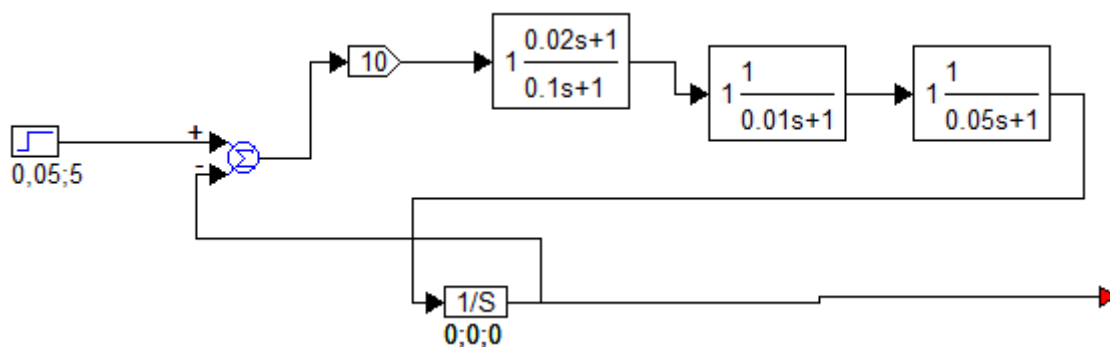


Рисунок 3.10. Модель слідуючої системи з коригувальною ланкою в середовищі VisSim

Результати імітаційного моделювання подано на рисунку 3.11. Перехідний процес у відповідь на ступінчастий задавальний сигнал

характеризується швидким встановленням вихідного параметра, контрольованим перерегулюванням та відсутністю коливань, що підтверджує ефективність синтезованої структури.

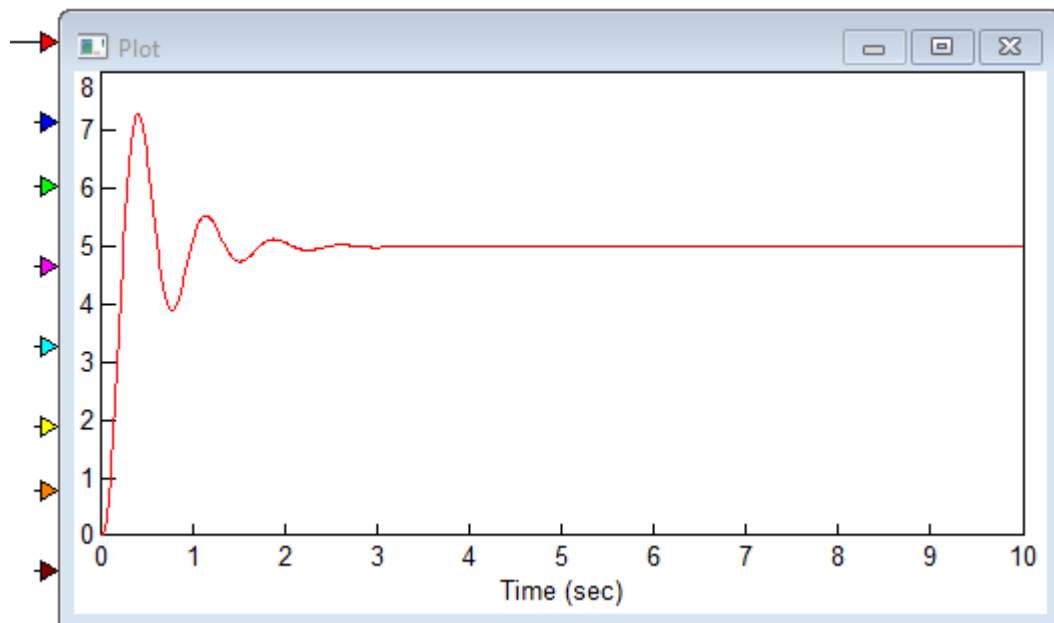


Рисунок 3.11. Перехідний процес моделі з коригувальною ланкою

Для кількісної оцінки якості регулювання було проаналізовано такі показники: статична похибка e_{ss} прагне до нуля; час встановлення t_s зменшено до 0.5 – 1.0 с; перерегулювання M_p не перевищує 12%; час підйому t_r відповідає вимогам до швидкодії; пікова амплітуда керувального сигналу залишається в межах допустимих характеристик підсилювача.

Сформована коригувальна ланка забезпечує збалансовану взаємодію між точністю, швидкістю та стабільністю, що дозволяє застосовувати модель у задачах високоточного позиціонування.

3.7 Обговорення та аналіз отриманих результатів* (*опубліковані результати досліджень подані в додатках)

Результати досліджень були опубліковані та доповідались на XIV Міжнародній науково-практичній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» [50], ознайомитись опублікованими тезами можна в представлених у роботі додатку А.

3.8 Висновки до дослідного розділу

У межах третього розділу здійснено поетапне формування математичної та структурної моделі виконавчого приводу механізму живлення, що входить до складу маніпулятора з трьома ступенями свободи. Побудовано кінематичну схему, функціональні слідкуючі контури для кожного каналу керування, а також уніфіковану модель електромеханічного приводу на основі двигуна постійного струму.

Розроблені структурні схеми охоплюють усі ключові елементи системи регулювання: задавальні пристрої, коригувальні ланки, підсилювачі, виконавчі механізми та сенсорні підсистеми. Визначено передаточні функції окремих ланок, проведено лінеаризацію рівнянь та формалізовано динаміку системи у частотній області.

Особливу увагу приділено аналізу точності слідкування в усталеному режимі, синтезу коригувального елемента з інтегруючою та фазовипереджальною складовими, а також моделюванню поведінки системи в середовищі VisSim. Отримані результати підтверджують ефективність введеної корекції, зменшення перерегулювання та покращення швидкодії.

Узагальнена структурна схема слідкуючої системи забезпечує модульність, логічну цілісність та адаптивність до змінних умов навантаження, що створює основу для подальшого розширення функціональності та інтеграції в складніші технологічні процеси.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Небезпеки які виникають при використанні маніпуляторів

Формування умов безпечної експлуатації маніпуляторів, робототехнічних комплексів та гнучких виробничих систем передбачає системну нейтралізацію техногенних ризиків, які можуть призвести до нещасних випадків, порушення технологічного процесу або створення шкідливих умов праці. Такий підхід базується на впровадженні комплексу технічних, організаційних і програмних заходів, спрямованих на попередження виникнення небезпечних, критичних і аварійних ситуацій у зоні взаємодії людини з технічним середовищем [25].

Зростання рівня автоматизації виробництва, зокрема широке впровадження промислових роботів як ключових елементів інтегрованих технологічних ліній, актуалізує потребу в системному аналізі ризиків, що виникають при їх експлуатації. Типові небезпеки класифікуються залежно від конструктивних особливостей, кінематичних параметрів, режимів роботи та характеру взаємодії з оператором.

До основних фізичних виробничих факторів, які формують потенційно небезпечні ситуації, належать рухомі частини виконавчих механізмів, елементи захоплення, обробні інструменти, заготовки та вироби, що переміщуються в межах робочої зони. На відміну від традиційного обладнання, де небезпечна зона локалізується всередині корпусу, у випадку промислових роботів критичною є вся навколишня зона, що охоплює траєкторію руху виконавчих органів.

Розміри небезпечної зони визначаються геометрією робочого простору, кінематичними межами переміщення, а також здатністю механізму надійно утримувати оброблювані елементи [25]. Для просторової ідентифікації меж небезпеки застосовуються методи концентричних кіл та просторових решіток,

які дозволяють формалізувати зони ризику у горизонтальній та вертикальній проекціях відповідно. Візуалізація цих методів наведена на рисунку 4.1.

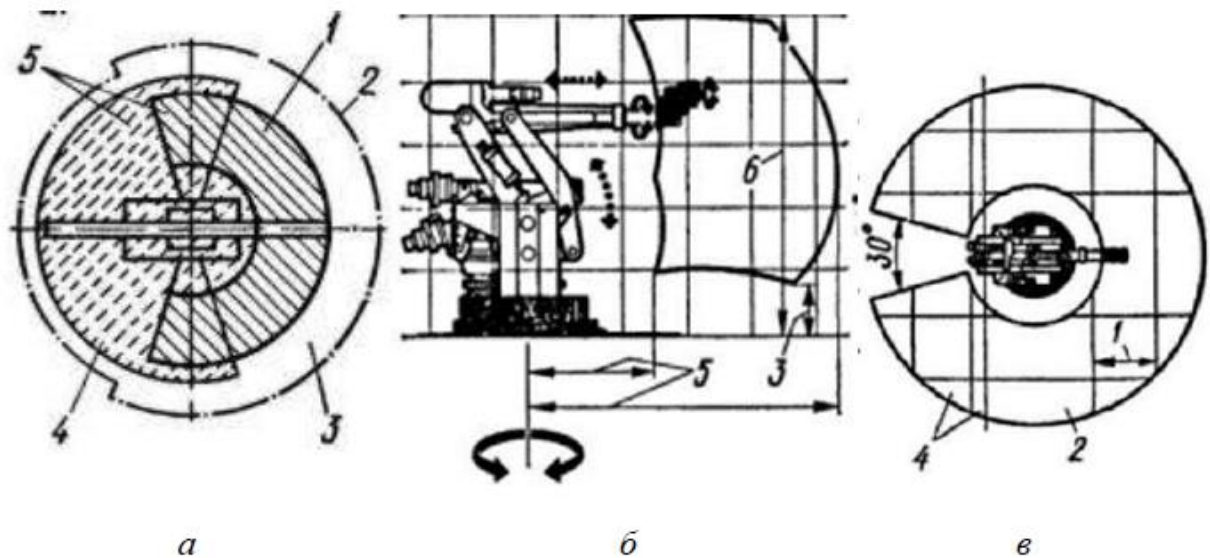


Рисунок 4.1 Визначення меж небезпечних зон промислових роботів:

а – метод концентричних кіл; *б, в* – метод просторової решітки; *1* – активна робоча зона; *2* – захисна конструкція; *3* – потенційно небезпечний простір; *4* – пасивна робоча зона; *5* – зони небезпечного переміщення виконавчих механізмів, елементів, вузлів робота; *6* – межа небезпечної зони за висотою

Особливу групу ризиків становлять ситуації, пов'язані з присутністю людини в робочій зоні маніпулятора під час виконання операцій налаштування, навчання, коригування програм, а також при здійсненні допоміжних дій, таких як завантаження, розвантаження, прибирання, візуальний контроль якості. Незважаючи на те, що ці дії не належать до функціоналу робота, вони часто виконуються в межах активної зони переміщення виконавчих органів і потребують додаткових засобів захисту.

Система технічного захисту має забезпечувати автоматичне блокування руху при виявленні присутності людини в критичній зоні. Для цього необхідна інтеграція сенсорних засобів, здатних реєструвати просторове положення виконавчих механізмів та оператора, формувати аварійні сигнали зупинки, а також забезпечувати ручне зняття блокування виключно уповноваженим персоналом.

До специфічних небезпек експлуатації промислових роботів належать також раптові відмови, спричинені технічними, програмними або експлуатаційними чинниками.

Статистичний розподіл причин таких відмов [25] включає несправності контрольно-вимірювальної апаратури та систем управління (32,7 %), вихід з ладу окремих вузлів робота (11,5 %), пошкодження виконавчих елементів, таких як захоплювачі, інструменти, зварювальні пристрої (9,2 %), незапрограмовані дії, короткі замикання, сторонні джерела енергії (5,4 %), помилки програмування та операційні похибки (9,7 %), знос, стирання, втрата точності в сполучених елементах (7,8 %), несумісність інструменту з оброблюваним виробом (22,3 %), інші причини (1,4 %).

Комплексний підхід до виявлення, класифікації та нейтралізації зазначених небезпек є необхідною умовою для формування безпечного виробничого середовища при застосуванні маніпуляторів.

4.2 Методи і засоби захисту людини від механічних небезпек при експлуатації роботизованих виробничих систем

Характер взаємодії людини з промисловими роботами або роботизованими виробничими системами зумовлює наявність трьох типів потенційних небезпек, кожен з яких потребує специфічних методів і засобів захисту [25].

Перший тип пов'язаний із динамічним впливом на людину, що виникає внаслідок неконтрольованого вивільнення енергії виконавчими механізмами, рухомими вузлами або деталями системи. До таких впливів належать поштовхи, удари, зіткнення, які можуть бути спричинені несподіваними змінами режиму роботи або технічними відмовами.

Другий тип охоплює механічні дії, що виникають при переміщенні елементів відносно один одного. Це захвати, притиски, здавлювання, які

можуть бути наслідком конструктивних особливостей, конфігурації осей руху в різних системах координат, а також помилкових або ненавмисних дій оператора.

Третій тип включає традиційні виробничі небезпеки, характерні для нероботизованих процесів. Серед них — електричний струм, електродуга, термічні впливи, розжарені предмети, хімічні речовини, радіаційне випромінювання та інші фактори, що становлять загрозу для здоров'я людини.

До типових джерел формування небезпечних, критичних або аварійних ситуацій належать відмови в системах управління, порушення експлуатаційних умов, несправності окремих вузлів, а також програмні помилки, електромагнітні перешкоди, збої в гідравлічних, пневматичних або електричних контурах. Додаткові ризики виникають у середовищах з підвищеною вологістю, наявністю пилу, металевої тирси, агресивних аерозолів.

Небезпечні фактори можуть бути закладені в технологічному процесі, виникати при його модифікації, зміні обладнання або в ході програмування, навчання, налагодження, ремонту роботизованих систем.

Для нейтралізації зазначених ризиків застосовуються два принципово різні методи захисту. Перший передбачає фізичне обмеження доступу людини до небезпечної зони за допомогою огорожувальних, блокуючих, сигналізуючих пристроїв. Другий базується на концепції безпечної взаємодії, коли системи дистанційного керування або автоматичні пристрої зупиняють рух виконавчих механізмів при виявленні присутності людини в критичній зоні.

Функціональна структура системи безпеки включає три взаємопов'язані підсистеми. Перша — сенсорна, відповідає за виявлення людини поблизу рухомих елементів. Друга — контрольна, формує попереджувальні сигнали та передає командні імпульси на обмеження швидкості або активацію захисних режимів. Третя — виконавча, реалізує відключення джерел енергії, активацію гальмівних пристроїв та зупинку руху.

Ефективність захисту залежить від точного визначення меж небезпечної зони, в якій відбувається переміщення виконавчих механізмів, виконання технологічних операцій або перебування оператора. Визначення допустимих меж руху людини базується на переліку конкретних виробничих дій, за межами яких безпека не може бути гарантована. У більшості випадків застосовуються пристрої, що штучно обмежують або виключають можливість неконтрольованого переміщення людини в критичній зоні.

Механічні засоби захисту реалізуються на основі контактних, силових, ультразвукових, індукційних, світолокаційних сенсорів. До них належать трапи, килимки, містки, буфери, бар'єри. Найпоширенішими є огороження у вигляді сіток, панелей, екранів, оснащених блокуючими пристроями, що унеможливають доступ до небезпечної зони під час роботи системи.

Застосування світолокаційних, ємнісних, ультразвукових пристроїв дозволяє зменшити ризик формування небезпечних ситуацій порівняно з традиційними механічними огороженнями, хоча повного захисту при перебуванні людини в робочій зоні вони не гарантують.

З урахуванням вимог до вартості та експлуатаційної надійності доцільно використовувати кінцеві та сегментні вимикачі, багатоконтурні перемикаючі контакти, командні кулачки, кулачкові планки, а також промислові гідравлічні амортизатори. Останні забезпечують миттєву зупинку, контрольоване гальмування та переведення рухомих частин у стан спокою у випадку необхідності термінового припинення роботи.

4.3 Єдина державна система цивільного захисту

Єдина державна система цивільного захисту населення і територій функціонує як комплексна організаційна структура, що забезпечує реалізацію державної політики у сфері захисту життєдіяльності. Її призначення полягає в координації дій усіх суб'єктів управління з метою запобігання надзвичайним

ситуаціям, мінімізації їх наслідків, захисту населення, матеріальних і культурних цінностей, а також природного середовища як у мирний час, так і в умовах особливого періоду [28].

Система виконує низку стратегічних завдань, серед яких: прогнозування ризиків і оцінка потенційних наслідків надзвичайних ситуацій, формування резервів матеріальних і фінансових ресурсів, організація оперативного реагування, проведення рятувальних та інших невідкладних робіт, забезпечення життєдіяльності постраждалого населення, а також реалізація соціального захисту. Важливим напрямом діяльності є інформування населення про загрози, навчання правилам поведінки в умовах ризику, а також міжнародне співробітництво у сфері цивільного захисту.

Структурно система охоплює територіальні та функціональні підсистеми, які діють на чотирьох рівнях: загальнодержавному, регіональному, місцевому та об'єктовому. Територіальні підсистеми формуються в межах адміністративно-територіальних одиниць, функціональні — у межах міністерств, центральних органів виконавчої влади та інших установ, що мають спеціальні повноваження у сфері цивільного захисту.

Кожна підсистема включає управлінські органи, сили і засоби реагування, резерви матеріальних і фінансових ресурсів, а також системи зв'язку, оповіщення та інформаційного забезпечення. Загальне стратегічне керівництво системою здійснює Кабінет Міністрів України. Начальником цивільного захисту України є Прем'єр-міністр, а безпосереднє управління покладено на Державну службу України з надзвичайних ситуацій (ДСНС), яка виконує функції спеціально уповноваженого органу виконавчої влади. Керівник служби є заступником начальника цивільного захисту України.

Функціональні повноваження ДСНС охоплюють реалізацію державної політики у сфері цивільного захисту, координацію заходів захисту населення і територій усіма суб'єктами господарювання незалежно від форми власності, контроль за станом засобів індивідуального та колективного захисту, нагляд

за дотриманням нормативних вимог, аналіз причин виникнення надзвичайних ситуацій, а також нормативне регулювання у сфері техногенної та пожежної безпеки.

ДСНС здійснює свої функції через територіальні органи, що охоплюють адміністративно-територіальні одиниці до рівня районів включно. Керівництво територіальними підсистемами здійснюють обласні державні адміністрації та Київська міська державна адміністрація. Начальниками територіальних підсистем є голови відповідних адміністрацій, а їх заступниками — керівники територіальних органів ДСНС.

На об'єктовому рівні функції цивільного захисту покладаються на спеціально визначені структурні одиниці, які можуть бути представлені у формі відділу, сектора або призначеної відповідальної особи. Такі підрозділи здійснюють планування, координацію дій у разі виникнення надзвичайної ситуації, ведення обліку засобів захисту, організацію навчання персоналу та забезпечення взаємодії з територіальними органами цивільного захисту. Їх діяльність є невід'ємною складовою загальної системи реагування, що забезпечує функціональну готовність об'єкта до дій в умовах ризику.

Оперативне реагування на надзвичайні ситуації забезпечується через центри управління, чергові служби уповноважених органів, а також диспетчерські підрозділи центральних і місцевих органів виконавчої влади, підприємств, установ і організацій. Ці елементи формують інфраструктуру постійної готовності, що дозволяє здійснювати моніторинг, координацію та управління заходами цивільного захисту в реальному часі.

4.4 Висновки до 4 розділу

У межах розділу визначено основні техногенні ризики, що виникають при експлуатації промислових маніпуляторів, та обґрунтовано методи їх нейтралізації.

Сформовано класифікацію механічних небезпек, описано принципи просторової ідентифікації критичних зон і структуру технічного захисту.

Встановлено доцільність застосування сенсорних, блокуючих і виконавчих засобів безпеки, а також механізмів аварійного реагування.

Розглянуто організаційну структуру цивільного захисту, її функціональні рівні та повноваження, що забезпечують готовність виробничих об'єктів до дій в умовах надзвичайних ситуацій.

ВИСНОВКИ

У межах аналітичного розділу здійснено системне дослідження проблематики автоматизованої подачі штучних заготовок у багатоцільове верстатне обладнання. Визначено, що ефективність сучасних виробничих систем залежить не лише від характеристик основного обладнання, а й від узгодженості з виконавчими модулями подачі. Проаналізовано обмеження типових конструкцій, які орієнтовані на роботу з однотипними виробами та потребують уточнення при зміні геометричних або матеріальних параметрів.

Інформаційно-патентний аналіз дозволив систематизувати технічні рішення щодо конфігурацій захоплювальних пристроїв, структур роботів, методик оцінювання похибок та принципів адаптивного керування. Виявлено, що застосування багатофункціональних виконавчих модулів з сенсорним зворотним зв'язком забезпечує координатне позиціонування з високою точністю. Актуальними є підходи, засновані на генеративному дизайні, топологічному моделюванні, нейронних мережах і прогнозуванні ресурсу.

Проаналізовано класифікацію промислових роботів за функціональним призначенням, кінематичною структурою, типом привода та рівнем автономності. Встановлено, що для задач транспортування заготовок ефективними є системи з лінійною або комбінованою кінематикою, здатні до інтеграції з CAD/CAM-середовищами та адаптації до змінних параметрів процесу.

У межах проєктного розділу здійснено розробку конструкції механізму живлення для автоматизованої подачі штучних заготовок до багатоцільового верстата. Обґрунтовано вибір кінематичної структури, що забезпечує тривимірне координатне позиціонування, адаптацію до змінної номенклатури виробів та узгодженість з технологічними вимогами обробки. Визначено функціональні групи механізму, включаючи основу, руку та кисть, кожна з яких виконує окремі операції транспортування, орієнтації та фіксації заготовки.

Розроблена кінематична схема охоплює обертання навколо вертикальної осі, вертикальне переміщення, радіальне висування, орієнтацію захоплювача та його кутову адаптацію. Визначено типи приводів, передавальні механізми та функціональне призначення кожного ступеня рухомості. Комбінована приводна система, що поєднує електромеханічні та пневматичні виконавчі елементи, забезпечує енергоефективність, швидкодію та точність позиціонування.

Виконано розрахунок механізму повороту основи з урахуванням масово-інерційних характеристик, геометричних параметрів та кінематичних умов. Обчислено кутове прискорення, момент інерції, інерційне навантаження та крутний момент, необхідний для реалізації обертання. На основі отриманих параметрів здійснено вибір електродвигуна, що відповідає вимогам до потужності, частоти обертання та стабільності роботи.

Проведено автоматизований розрахунок елементів черв'ячної передачі з використанням програмного середовища, що дозволяє оперативно змінювати вхідні параметри та отримувати оновлені результати. Визначено геометричні характеристики зачеплення, контактні та згинальні напруження, коефіцієнти запасу міцності та складові сил, що діють на елементи передачі. Підтверджено відповідність конструкції вимогам міцності та експлуатаційної надійності.

У межах науково-дослідного розділу здійснено формалізацію динаміки виконавчого приводу механізму живлення шляхом побудови математичної моделі, яка враховує інерційні, електромеханічні та механічні властивості системи. Визначено, що така модель є ключовим інструментом для оцінки точності позиціонування захоплювача в умовах змінного технологічного навантаження.

Розроблено структурну модель системи керування з трьома незалежними функціональними каналами, кожен з яких відповідає окремому ступеню свободи виконавчого органа. Визначено послідовність елементів регулювання, включаючи задавальні пристрої, двигуни, передавальні механізми, виконавчі ланки та сенсорні підсистеми. Обґрунтовано вибір типів

передач, зокрема черв'ячного редуктора для повороту, гвинтової пари для підйому та лінійної передачі для висування, що забезпечують точність, плавність ходу та стабільність позиціонування.

Сформовано функціональні схеми слідкуючих контурів для кожного ступеня свободи, в яких реалізовано замкнене керування з корекцією похибки за положенням і швидкістю. Визначено структуру коригувальних елементів, що включають інтегруючу та фазовипереджальну складові, які формують бажані динамічні властивості системи. Проведено узагальнення принципів побудови слідкуючих контурів у вигляді уніфікованої структурної схеми, що забезпечує модульність, адаптивність та спрощення математичного опису.

Розроблено математичну модель електромеханічного приводу на основі рівнянь електричної та механічної рівноваги, виконано лінеаризацію та перетворення Лапласа, що дозволило отримати передаточні функції окремих ланок. Визначено вплив вхідної напруги, струму, моменту опору та зворотного зв'язку на динаміку обертання. Сформовано загальну передаточну функцію приводу, яка використовується для моделювання перехідних процесів у середовищі VisSim.

У межах 4 розділу здійснено аналіз ризиків, що виникають при експлуатації промислових маніпуляторів, з урахуванням кінематичних параметрів, конфігурації робочої зони та характеру взаємодії з оператором. Визначено типові джерела небезпеки, серед яких рухомі виконавчі механізми, оброблювані заготовки та зони активного переміщення. Обґрунтовано методи просторової ідентифікації меж небезпечних зон, а також принципи блокування руху при виявленні присутності людини.

Сформовано класифікацію механічних небезпек за типами динамічного впливу, притискання та традиційних виробничих факторів. Визначено два підходи до захисту, а саме фізичне обмеження доступу та автоматичне реагування на присутність оператора. Описано структуру системи безпеки, що включає сенсорну, контрольну та виконавчу підсистеми, а також типи сенсорів і пристроїв, які реалізують захист.

Розглянуто функціональну організацію Єдиної державної системи цивільного захисту, її рівні, підсистеми та повноваження. Визначено роль ДСНС як координуючого органу, що забезпечує реагування, контроль, навчання та нормативне регулювання. Описано механізми оперативного реагування, структуру управлінських органів та інфраструктуру постійної готовності, що забезпечують стійкість об'єктів у надзвичайних умовах.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. AI Sheng, Chen Yitao. Multifunctional Gripper Design at the End of the Robot // *Instrumentation*. – 2022. – Vol. 9, No. 4. – P. 17–25.
2. Bassalat F. *Design of Automated Collaborative Robot Work Cell for Industrial Manufacturing* [Електронний ресурс]. — Metropolia University of Applied Sciences, 2025. — 73 p. — Режим доступу: https://www.theseus.fi/bitstream/10024/889485/2/Bassalat_Fayez.pdf
3. Bikas H., Manitaras D., Souflas T., Stavropoulos P. Process-Driven Layout Optimization of a Portable Hybrid Manufacturing Robotic Cell Structure [Електронний ресурс] // *Eng.* — 2024. — Vol. 5, No. 2. — P. 918–931. — DOI: <https://doi.org/10.3390/eng5020049>
4. Cylindrical robot type [Електронний ресурс] // *All On Robots*. – Режим доступу: <https://allonrobots.com/cylindrical-robot/>
5. Cylindrical robot: the best uses and applications [Електронний ресурс] // *Standard Bots*. – 2025. – Режим доступу: <https://standardbots.com/blog/cylindrical-robot-the-best-uses-and-applications>
6. Kim H.-S., Kim G.-S. 5-Axis Robot Design for Loading and Unloading Workpieces [Електронний ресурс] // *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. – 2023. – Vol. 24. – P. 2279–2289. – Режим доступу: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12541-023-00874-9>
7. Shanaida, V., Lazaryuk, V., Skliarov, R. Software module for project analysis in mechanical processing and welding of frame structures. CEUR Workshop Proceedings, 3896, 2024. pp. 532-539. <https://ceur-ws.org/Vol-3896/short12.pdf>
8. Spherical robots [Електронний ресурс] // CFP Robotics. – Режим доступу: <https://robot.cfp.co.ir/en/robots/spherical>
9. The Difference Between Cartesian, Six-Axis, and SCARA Robots [Електронний ресурс] // *Machine Design*. – 2021. – Режим доступу: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion->

systems/article/21831692/the-difference-between-cartesian-six-axis-and-scara-robots

10. Volodymyr Shanaida, Ruslan Skliarov, Valeriy Lazaryuk. Mathematical models for the analysis of the parameters of channels in the planning of mechanical processing and welding operations/ Proceedings ITTAP'2023: 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, November 22–24, 2023, Ternopil, Ukraine, Opole, Poland. 2023, 3628, pp. 43-54. <https://ceur-ws.org/Vol-3628/paper12.pdf>

11. Аніщенко М. В. Промислові роботи : навч. посібн. для студентів освітньої програми «Електропривод, мехатроніка та робототехніка» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти / М. В. Аніщенко. – Харків : НТУ «ХП», 2025. – 464 с.

12. Бінковська А. Б., Стипанович М. О., Кузьминих В. В. Система керування електроприводом робота з двигуном постійного струму // *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. – 2024. – Вип. 105. – С. 7–12. – DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.105.0.7. – Режим доступу: <http://bulletin.khadi.kharkov.ua/article/view/306451>

13. Богдановський М. В. Аналіз основних похибок та оцінка точності функціонування промислових роботів // *Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології*. – 2020. – № 2 (86). – С. 67–72.

14. Гагалюк А. В., Скляр Р. А. Генетичні алгоритми в генеративному дизайні. *Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій : матеріали Міжнар. наук.-техн. конф. до 60-річчя ТНТУ ім. І. Пулюя та 175-річчя з дня народження І. Пулюя, 14–15 травня 2020 р.* Тернопіль : ТНТУ, 2020. С. 56–57.

15. Гагалюк А., Крупа В. Моделювання станини токарного верстата з використанням методу топологічної оптимізації. *Вісник ТНТУ*. Тернопіль : ТНТУ, 2023. Т. 111, № 3. С. 67–75.

16. Деталі машин: курс лекцій / Н. І. Хомик, А. Д. Довбуш, О. П. Цьонь. – Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2016. – 160с.

17. Кобельник В. Р., Кривий П. Д. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні* : зб. наук. пр. Житомир : ЖДТУ, 2010. Вип. 8. С. 99–108.
18. Ковбашин В. І., Пік А. І. Інженерна графіка : навч. посіб. – Тернопіль : Підруч. і посіб., 2023. 240 с.
19. Ковбашин В. І., Пік А. І., Балабан С. М. Моделювання технічних форм засобами Solidworks в курсі «Інженерна графіка та САД системи». *Сучасні проблеми моделювання*. 2024. Вип. 26. С. 143–148. <http://magazine.mdpu.org.ua/index.php/spm/article/view/3285>.
20. Кривий П. Д., Кобельник В. Р., Крупа В. В., Тимошенко Н. М. Метод оцінювання статичної точності кінематичних ланцюгів подач консольних фрезерних верстатів. *Прогресивні технології в машинобудуванні* : зб. наук. пр. Львів-Плай : Львів, 2020. С. 103–105.
21. Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Валявський І. А., Скляр Р. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. Під ред. Ю. М. Кузнєцова. Кіровоград : 2004. 449 с.
22. Крупа В. В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник. Тернопіль : Осадца Ю. В., 2023. 308 с.
23. Кузнєцов Ю. М., Луців І. В., Дубиняк С. А. Теорія технічних систем. Київ–Тернопіль : 1997. 310 с.
24. Кузнєцов Ю. М., Скляр Р. А. Прогнозування розвитку технічних систем: навч. посібник / під ред. Ю. М. Кузнєцова. Київ: ТОВ «ЗМОК» ПП «ГНОЗІС», 2004. 323 с.
25. Мезенцева І. О. Безпека виробничих процесів і устаткування : навчальний посібник для студентів спеціальності 263 – Цивільна безпека, освітня програма – Охорона праці. Частина І. Організаційні та технічні заходи безпеки трудового процесу / І. О. Мезенцева. – НТУ «ХПІ», Харків, 2022. – 246с.

26. Михайлов Є. П. Навчальний посібник з дисципліни «Маніпулятори та промислові роботи» : для студ. бакалаврів / Є. П. Михайлов, В. М. Лінгур : Одес. нац. політех. ун-т. – Одеса, 2019. - 233 с.

27. Немировська О. В., Турпак В. С. Промислові роботи: стан та розвиток // Інформаційні технології і автоматизація – 2021: матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції (Одеса, 21–22 жовтня 2021 р.). – Одеса: ОНАХТ, 2021. – С. 313–315.

28. Охорона праці та цивільний захист [Електронний ресурс]: Курс лекцій: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра освітніми програмами «Електронні мікро- і наносистеми та технології» та «Мікро- та наноелектроніка» спец. 153 «Мікро- та наносистемна техніка» ФЕЛ / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: О. І. Полукаров, Н.Ф. Качинська. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 241 с.

29. Павленко І. І., Годунко М. О. Аналіз впливу характеристик захватних пристроїв промислових роботів на силові їх навантаження // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: збірник наукових праць. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – Вип. 20. – С. 150–154.

30. Павленко І. І., Годунко М. О. Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2006. – Вип. 20. – С. 44–49.

31. Павленко І. І., Годунко М. О. Особливості визначення діапазону утримуваних деталей захватними пристроями промислових роботів // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград: КНТУ, 2006. – Вип. 36. – С. 44–49.

32. Павленко І. І., Годунко М. О., Кіріченко І. Д. Загальна методика розрахунку та проектування конструкцій захватних пристроїв промислових роботів // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве

машинобудування, автоматизація: збірник наукових праць. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – Вип. 26. – С. 67–70.

33. Павленко І. І., Мажара В. А. Конструктивна структура двозахватних пристроїв промислових роботів // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2006. – Вип. 20. – С. 292–296.

34. Павленко І. І., Мажара В. А., Носуленко В. І., Годунко М. О. Дослідження продуктивності РТК з використанням промислових роботів, встановлених на обладнанні // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2012. – Вип. 25, ч. І. – С. 8–13.

35. Павленко І. І., Попруга П. В. Алгоритм та програмний модуль побудови кінематичних схем промислових роботів // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2016. – Вип. 29. – С. 139–143.

36. Павленко І. І., Сабірзянов Т. Г., Попруга П. В. Комп'ютеризований аналіз варіантів кінематичних схем промислових роботів // Конструювання, експлуатація та виробництво сільськогосподарських машин. – 2012. – Вип. 42, ч. І. – С. 212–215.

37. Павленко І. І., Сторожук М. О., Вахніченко Д. В., Годунко М. О. Кінематична структура промислових роботів // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2011. – Вип. 24, ч. І. – С. 297–301.

38. Петраков Ю. В. Теорія автоматичного управління в металообробці. (Навчальний посібник) Міністерство освіти України, Київ, Інститут змісту і методів навчання, 1999. – 224 с.

39. Петраков Ю. В. Теорія автоматичного управління технологічними системами. Лабораторно-комп'ютерний практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Технологія машинобудування» спец. 131 Прикладна механіка / Петраков Ю. В., Гладський М. М. ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря

Сікорського, 2024. – 83 с. – Назва з екрана.
<https://ela.kpi.ua/handle/123456789/72536>

40. Петраков Ю. В. Управління процесами різання на верстатах з ЧПК: монографія — Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2025. — 296 с.

41. Поліщук Л. К. Верстатні комплекси. Проектування роботів та маніпуляторів. Частина 1 : навчальний посібник / Поліщук Л. К. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 132 с.

42. Поліщук М. М., Ткач М. М. Гнучка рука промислового робота // Current Challenges of Science and Education: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference (November 13–15, 2023). – Wloclawek: Izdevnieciba “Baltija Publishing”, 2023. – С. 193–199.

43. Проць. Я.І. Захоплювальні пристрої промислових роботів: Навчальний посібник . – Тернопіль: Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя, 2008. – 232с.

44. Робототехнічні системи: проектування і моделювання [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студ. спеціальності 126 «Інформаційні системи та технології» / М. М. Поліщук, М. М. Ткач; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові дані (1 файл: 41,6 Мбайт). Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 112 с.

45. Склярів Р. А. Вибір бази порівняння при прогнозуванні стратегії підвищення якості технологічного обладнання. *Матеріали наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя механіко-технологічного факультету «Прогресивні матеріали та технології в машинобудуванні, будівництві та транспорті», 16 травня 2011 р., Тернопіль.* Тернопіль : 2011. С. 111–112.

46. Склярів Р. А., Гагалюк А. В. Дослідження перехідних процесів типових динамічних ланок на прикладі інтегруючої та аперіодичної першого порядку. Методичні вказівки до лабораторної роботи №2 з курсу «ТАК» для студентів денної та заочної форми навчання. Тернопіль - 2016. - 9 с.

47. Скляр Р. А., Гагалюк А. В. Знайомство з програмою математичного моделювання динамічних систем Vissim, створення найпростіших моделей. Методичні вказівки до лабораторної роботи №1 з курсу «ТАК» для студентів денної та заочної форми навчання. Тернопіль - 2016. - 24 с.

48. Скляр Р. А., Шанайда В. В. Прогнозування технічних характеристик металорізальних верстатів з використанням нейронних мереж. Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали XXIII Міжнародної науково-технічної конференції 28 – 31 травня 2025 року / за заг. ред. В. Д. Ковальова. — Краматорськ-Тернопіль-Свялява: ДДМА, 2025. 264 с., С. 252.

49. Скляр Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Р. Скляр, В. Шанайда, М. Савчук // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.

50. Скляр Р. А., Штик Б. І. Розробка структурної схеми та моделювання слідкуючої системи механізму живлення багатоцільових верстатів // *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11–12 груд. 2025 р.) / М-во освіти і науки України, Терн. нац. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2025. – С. 124–126.

51. Скляр Р., Гагалюк А. Використання методу нейронних мереж для прогнозування металорізальних верстатів. *Матеріали XXI наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя (Машинознавство та машинобудування), 16–17 травня 2019 р., Тернопіль.* – Тернопіль : 2019. С. 34.

52. Скляр Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. *Збірник тез доповідей XVI наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя.* Тернопіль : 2012. С. 69.

53. Трет'як А. В. Основи робототехніки: навчальний посібник для студентів спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка» / А. В. Трет'як, А. М. Кльон. – Полтава, видавництво національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2024. – 135 с.

54. Четвержук Т. І., Полінкевич Р. М., Редько Р. Г. Складаров Р. А., Системний підхід як основа автоматизації проектування та модернізації токарного верстатного обладнання. *Прикладні науково-технічні дослідження : матеріали V міжнар. наук.-прак. конф., 5–7 квіт. 2021 р. – Академія технічних наук України*. Івано-Франківськ : Видавець Кушнір Г. М., 2021. С. 157–159.

55. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль : Вид-во ТДТУ, 2001. 163 с.

56. Яглінський В. Узагальнена динамічна модель промислового робота // *Машинознавство*. – 2009. – № 3 (141). – С. 22–26.

ДОДАТКИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
 Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
 Маріборський університет (Словенія)
 Технічний університет у Кошице (Словаччина)
 Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
 Краківський економічний університет (Польща)
 Вроцлавський економічний університет (Польща)
 Університет «Ополська Політехніка» (Польща)
 Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
 Білоруський національний аграрний університет
 Львівський національний університет ім. І. Франка
 Головне управління Пенсійного фонду в Тернопільській області
 Наукове товариство ім. Шевченка
 Тернопільський обласний комунальний інститут післядипломної педагогічної освіти
 Сумський державний педагогічний університет
 Запорізький національний університет

АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Збірник

тез доповідей

**XIV Міжнародної науково-технічної
конференції молодих учених та студентів**
 11-12 грудня 2025 року



УКРАЇНА
 ТЕРНОПІЛЬ – 2025

45.	П.А. Сивітун, Р.В. Кузь, Я.В. Меньак ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ КАНАВОК СПЕЦІАЛЬНИМ ІНСТРУМЕНТОМ		119
46.	М.М. Семькін, І.А. Трофимов, В.А. Москалюк ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ АРХІТЕКТУРНО-КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ У ПРОЕКТАХ РЕКОНСТРУКЦІЇ ТА НОВОГО БУДІВНИЦТВА		120
47.	Б. Р. Сатін КЛАСИФІКАЦІЯ ПЛЯШОК ДЛЯ РОЗЛИВУ МІНЕРАЛЬНОЇ ВОДИ		121
48.	Р.А. Скірнов, Н.В. Гребенюк ОСОБЛИВОСТІ ОПИСУ ПОЛОЖЕННЯ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА В КОМПОНУВАННІ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ ПОБУДОВАНИХ НА АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНОМУ ПРИНЦИПІ		122
49.	Р.А. Скірнов, Б.І. Штук РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ СЛІДКУЮЧОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ЖИВЛЕННЯ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ		124
50.	О.А. Юр'єв, Л.М. Слободян, О.П. Цюнь ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ ШІНЕКА ПРИ ПЕРЕХОДІ ЧЕРЕЗ РЕЗОНАНС У ГВИНТОВОМУ ЗАВАНТАЖУВАЧІ		126
<u>СЕКЦІЯ 4</u> <u>СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ НА ТРАНСПОРТІ</u>			
1.	В.Я. Бабій, Р.М. Мелегчук, Н.В. Тхір ТРИБОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОРІЗКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН		130
2.	М.В. Бабій, В.Т. Матвійшин, Я.О. Капустинський ДИНАМІКА ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ В УКРАЇНІ У КОНТЕКСТІ СТРУКТУРНИХ ЗМІН ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ		132
3.	В.З. Балич, О.П. Цюнь, М.Ю. Заблоцький ОРГАНІЗАЦІЯ РЕГУЛЯРНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ У ТЕРИТОРІАЛЬНИХ ГРОМАДАХ		134
4.	Т. Д. Бегон, М.А. Ребен ОПТИМІЗАЦІЯ СТРАТЕГІЇ ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ ПЕРИДНОГО ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ ДИНАМІЧНОГО ПРОГРАМУВАННЯ		135
5.	Н.Ю. Бенюк, А.М. Колоденний ОБГРУНТУВАННЯ СИЛОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ПОРІЗКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН		137
6.	М. Р. Білоус, М. Ю. Білоус, В. М. Кучірка РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ ТИПУ EREV		140
7.	Ю.Д. Болорак, В.Я. Літвінський, М.А. Олійник ТЕХНІЧНА ДІАГНОСТИКА АВТОМОБІЛЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ		142
8.	М.В. Гагаринський ПІДВИЩЕННЯ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗУПИНЮЧНИХ ПУНКТІВ МІСЬКОГО ПАСАЖИРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ В УМОВАХ ФОРМУВАННЯ ГРУП ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ		144

Одношпиндельний блок записується у вигляді:

$$1_i Ch_{(\alpha, \beta, \gamma)}^p \quad (1)$$

де, i - позначає порядковий номер блока в загальній структурі; (α, β, γ) - набір параметрів, що визначають просторову орієнтацію нормалі до торцевої площини; p - показник, який задає відстань від початку координат до цієї площини вздовж нормалі.

Двошпиндельні блоки можуть мати два варіанти позначення:

$$2_i Ch_{(\alpha, \beta, \gamma)}^p \quad (2)$$

або

$$2_i Cv_{(\alpha, \beta, \gamma)}^p \quad (3)$$

де, i - відповідає номеру вузла з двома шпинделями, що мають спільну базову площину та фіксовану геометрію; Ch використовується для горизонтального блока, коли осі шпинделів спрямовані вздовж координатної осі X ; Cv застосовується для вертикального блока, коли осі шпинделів орієнтовані вздовж координатної осі Z .

Запропоновані позначення дозволяють чітко відрізнити одно- та двошпиндельні вузли, уникати плутанини у числових префіксах та забезпечують однозначне визначення їхнього положення й орієнтації у компоновці верстата.

Література

1. Ковалевський С. В., Ковалевська О. С. Кодування інформації як основа створення інноваційних виробничих систем // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Технології в машинобудуванні. – 2018. – № 6 (1282). – С. 132–135.
2. Данильченко Ю. М., Кривошея А. В., Карська А. О., Сторчак М. Г., Пастернак С. І. Первинна генерація координатних кодів металорізальних верстатів // *Сучасні технології в машинобудуванні*. – 2011. – № 6. – С. 22–27.
3. Salje E., Redeher W. Konzipieren von Drehmaschinen. Ein Beispiel für das methodische Konstruieren spanender Werkzeugmaschinen // *Konstruktionen*. – 1975. – Nr. 6. – S. 240–245.
4. Saito J., Ito J., Ohtsyka T. Automatisierte Darstellung und Entwurfszeichnungen für Werkzeugmaschinen // *Konstruktionen*. – 1980. – Nr. 10.
5. Кузнецов Ю. М., Скляр Р. А. Формалізований опис шпиндельного вузла як основної компоненти багатошпиндельного токарного автомата. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. - Краматорськ : ДДМА, 2009. - Вип. 25. – С. 139-146

УДК 621.91.06

Р.А. Скляр, к.т.н.; Б.І. Штик

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ТА МОДЕЛЮВАННЯ СЛІДКУЮЧОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ЖИВЛЕННЯ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ

R.A. Skliarov, Ph.D; B.I. Shtyk

DEVELOPMENT OF A STRUCTURAL SCHEME AND SIMULATION OF THE FOLLOW-UP CONTROL SYSTEM OF THE FEEDING MECHANISM OF MULTI-PURPOSE MACHINE TOOLS

У сучасних виробничих системах важливе місце займають механізми живлення, що забезпечують автоматизовану подачу заготовок у зону обробки. Їх застосування підтримує безперервність технологічного процесу, скорочує час допоміжних операцій, мінімізує

участь оператора та підвищує продуктивність обладнання. Особливе значення має створення механізмів для роботи з штучними заготовками, які потребують високої точності позиціонування та узгодження з системою керування верстатом.

Для ефективної подачі корпусних деталей у багатоцільові верстати доцільним є використання промислових роботів маніпуляторного типу. Вони характеризуються гнучкою архітектурою та здатністю до перепрограмування, що дозволяє адаптувати їх під різні виробничі завдання. Завдяки багатофункціональності маніпулятори виконують не лише транспортування та позиціонування заготовок, але й для виконання інших робіт, таких як просторова орієнтація деталей чи інтеграція з системами контролю якості.

Запропоновано кінематичну структуру маніпулятора (рис. 1), яка реалізує переміщення виконавчого органа у межах циліндричної системи координат із трьома ступенями свободи: обертання навколо вертикальної осі, лінійне переміщення вздовж осі Z та радіальне висування від центра обертання. У сукупності ці рухи забезпечують просторове позиціонування захоплювача для виконання технологічних операцій.

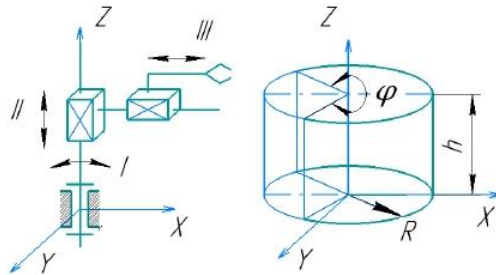


Рисунок 1. Кінематична схема маніпулятора в циліндричній системі координат

На основі сформованої кінематичної схеми було реалізовано структурну модель системи керування маніпулятором (рис. 2), яка відображає логіку взаємодії між функціональними вузлами. Така модель узгоджує рухи виконавчого органа відповідно до трьох ступенів свободи: обертання навколо вертикальної осі, лінійного переміщення вздовж осі Z та радіального висування від центра обертання. У сукупності ці рухи забезпечують просторове позиціонування захоплювача та створюють основу для виконання технологічних операцій.

Кожен канал формує замкнений контур регулювання: задавальний пристрій (ЗП) генерує сигнал, двигун (Д) перетворює його в механічну дію, передавальний перетворювач руху (ППР) узгоджує параметри, виконавчий механізм (ВМ) здійснює переміщення, а робочий орган (РО) взаємодіє з технологічним обладнанням.

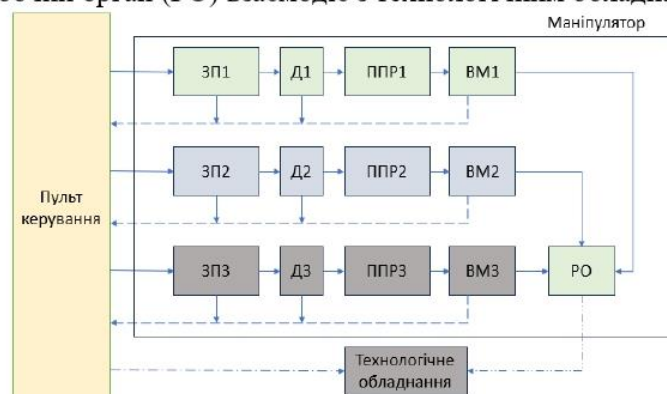


Рисунок 2. Структурна схема маніпулятора з трьома ступенями рухомості

Запропоновано структурну схему слідкуючої моделі (рис. 3), в якій реалізовано послідовність елементів, що формують замкнений контур усіх каналів для автоматичного регулювання. Схема включає задавальний пристрій $W_1(s)$, коригувальну ланку $W_2(s)$, підсилювач-перетворювач $W_3(s)$, електромеханічний привід $W_{дв}(s)$, механічну передачу

$W_7(s)$, а також давачі швидкості $W_8(s)$ та положення $W_9(s)$, що забезпечують стабільність і точність позиціонування.

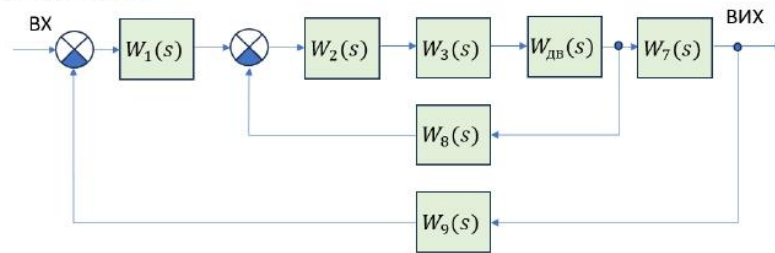


Рисунок 3. Узагальнена структурна схема слідкуючої системи

У середовищі VisSim реалізовано слідкуючу систему механізму живлення, яка дозволяє змоделювати динаміку електропривода. Отримана структура (рис.4) формалізує поведінку незмінної частини привода та створює основу для подальшого введення коригувальної ланки.

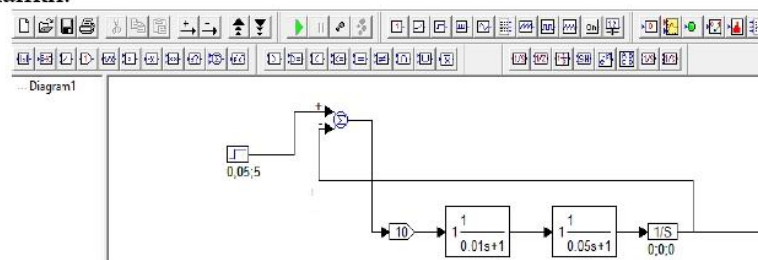


Рисунок 4. Модель незмінної частини сервоприводу в середовищі VisSim

Література

1. Бінковська А. Б., Стипанович М. О., Кузьминих В. В. Система керування електроприводом робота з двигуном постійного струму. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2024. Вип. 105. С. 7–12. – DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.105.0.7. – Режим доступу: <http://bulletin.khadi.kharkov.ua/article/view/306451>
2. Складов Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій. *Вісник ТНТУ*. 2011. Том 16. № 1. С.117-125.

УДК 629

О.А. Юр'єв, Л.М. Слободян, к.т.н.; О.П. Цьонь, к.т.н.

(Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, Україна)

ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ ШНЕКА ПРИ ПЕРЕХОДІ ЧЕРЕЗ РЕЗОНАНС У ГВИНТОВОМУ ЗАВАНТАЖУВАЧІ

O.A. Yuriyev; L.M. Slobodian, Ph.D.; O.P. Tson, Ph.D.

ESTIMATION OF DYNAMIC STRESSES OF THE SCREW WHEN PASSING THROUGH RESONANCE IN A SCREW LOADER

Для обидвох віток амплітуда поперечних нерезонансних коливань визначається величиною початкового збурення та крайовими умовами. Що до частоти коливань – то вона значною мірою залежить від кутової швидкості обертання робочого органу, погонної маси зернової суміші, швидкості її переміщення вздовж робочого органу. Тому і