

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет (ННІ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання

_____ проф. В.С. Ловейкін

« ____ » _____ 2025 р.

БАКАЛАВРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**на тему: РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ДЛЯ
МОБІЛЬНОГО РОБОТА-МАНІПУЛЯТОРА**

Спеціальність 133-Галузеве машинобудування _____

Гарант освітньої програми

д.т.н., проф. _____

Булгаков В.М.

Керівники бакалаврської кваліфікаційної роботи

д.т.н., проф. _____

Ловейкін В.С.

к.т.н., ст. викладач _____

Кадикало І.О.

Виконав _____

Легур Владислав Олександрович

Київ – 2025

Додаток Д

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання

д.т.н., проф

Ловейкін

В.С.

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
“ ” 2025р.

ЗАВДАННЯ

на виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи студенту

Легур Владислав Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 133- Галузеве машинобудування

(код і назва)

Тема бакалаврської кваліфікаційної роботи

Розрахунок конструкції приводу для мобільного робота-маніпулятора

затверджена наказом ректора НУБіП України від “16” грудня 2024р. № 2265“С”

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 27.05.2025

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи

Перелік питань, які потрібно розробити:

Перелік графічних документів (за потреби)

Дата видачі завдання “13” лютого 2025р.

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

Ловейкін В.С.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Кадикало І.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання Легур В.О.

Зміст

| | |
|--|----|
| Реферат..... | 5 |
| Вступ..... | 6 |
| Розділ 1. Загальні відомості про роботи-маніпулятори та сферу їх використання..... | 8 |
| 1.1 Види та сфера використання роботів-маніпуляторів..... | 8 |
| 1.2 Мобільні платформи та приводи | 18 |
| Розділ 2. Розрахунок приводу та компонентів робота-маніпулятора..... | 28 |
| Розділ 3. Охорона праці..... | 74 |
| Розділ 4. Техніко-економічні розрахунки..... | 78 |
| Висновки..... | 82 |
| Список літературних джерел..... | 85 |
| Додатки..... | 89 |

| | | | | | | | | |
|-----------|------|---------------|---------|------|---|------|------|--------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Підпись | Дата | ЗМІСТ | Лит. | Лист | Листов |
| Разраб. | | Легур В.О. | | | | | 4 | 89 |
| Провер. | | Кадикало І.О. | | | | | | |
| Реценз. | | | | | | | | |
| Н. Контр. | | Ловейкін В.С. | | | | | | |
| Утверд. | | | | | НУБіП України | | | |

Реферат

Бакалаврська кваліфікаційна робота на тему: «Розрахунок конструкції приводу для мобільного робота-маніпулятора» – складається з чотирьох (4) розділів, що розміщені на вісімдесяти дев'яти (89) сторінках друкованого тексту, двадцяти трьох (23) рисунків, восьми таблиць (8), висновків, сорока двох (42) літературних джерел, додатків та графічної частини.

Пояснювальна записка бакалаврської кваліфікаційної роботи містить наступні розділи:

вступну частину;

Загальні відомості про роботи-маніпулятори та сферу їх використання;

Розрахунок приводу та компонентів робота-маніпулятора;

охорона праці;

техніко-економічні розрахунки.

Ключові слова: робот-маніпулятор, мобільна платформа, привод.

| | | | | | | | |
|------------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---|-------------|----------------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | |
| <i>Змн.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> | | | |
| <i>Розроб.</i> | | Легур В.О. | | | РЕФЕРАТ | | |
| <i>Перевір.</i> | | Кадикало І.О. | | | | | |
| <i>Реценз.</i> | | | | | | | |
| <i>Н. Контр.</i> | | Ловейкін В.С. | | | | | |
| <i>Затверд.</i> | | | | | | | |
| | | | | | <i>Лім.</i> | <i>Арк.</i> | <i>Акрушів</i> |
| | | | | | | 5 | 89 |
| | | | | | НУБіП України | | |

Вступ

У галузевому машинобудуванні однією з ключових задач на сучасному етапі є створення технічних рішень, здатних забезпечити автоматизоване виконання виробничих, логістичних чи сільськогосподарських процесів із мінімальним залученням людини до фізичної праці. Одним із напрямів, що активно розвивається в останнє десятиліття, є розробка мобільних роботизованих систем, зокрема маніпуляторів, змонтованих на платформах з автономним приводом.

У бакалаврській кваліфікаційній роботі розглядається технічне обґрунтування та базові принципи конструювання сервоприводу маніпулятора, призначеного для роботи на мобільній основі. Така система, будучи частиною ширшого комплексу механізмів, орієнтована на виконання прикладних завдань у тепличному сільському господарстві, де важливими є точність позиціонування, гнучкість в адаптації до середовища та здатність діяти в умовах обмеженого простору.

Особливу актуальність обрана тема має у зв'язку зі зростаючими вимогами до автоматизації дрібних, але трудомістких операцій, які традиційно виконувалися вручну. Наприклад, у процесі вирощування полуниці в тепличних умовах необхідно періодично виконувати доглядові дії: обприскування, збирання, контроль стану рослин. Використання мобільної платформи, оснащеної маніпулятором, дозволяє суттєво знизити навантаження на персонал і покращити повторюваність операцій. Таке рішення не тільки підвищує продуктивність, а й створює передумови для впровадження комплексного моніторингу посівів.

У межах роботи передбачено проаналізувати можливі варіанти виконання приводу маніпулятора з урахуванням конструктивних обмежень,

| | | | | | | | | |
|-----------|------|---------------|--------|------|---|---------------|------|---------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | | | | |
| Розроб. | | Легур В.О. | | | ВСТУП | Літ. | Арк. | Аркушів |
| Перевір. | | Кадикало І.О. | | | | | 6 | 89 |
| Реценз. | | | | | | НУБіП України | | |
| Н. Контр. | | Ловейкін В.С. | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | | |

характеристик платформи та специфіки умов експлуатації. Основну увагу приділено сервоприводам, оскільки вони дають змогу точно керувати кутом, швидкістю та зусиллям виконавчого органу, що критично важливо при роботі з крихкими об'єктами, такими як ягоди.

Розроблена система має потенціал до масштабування та подальшої модернізації, зокрема шляхом додавання сенсорних вузлів, автоматичної навігації, зв'язку з центральним контролером. Запропоноване рішення може бути основою для побудови багатоцільових сільськогосподарських роботів, які виконуватимуть широкий спектр задач, залежно від програмного забезпечення та змінного інструменту.

Таким чином, бакалаврська робота спрямована на поєднання знань у галузі механіки, електроприводів і робототехнічних систем задля створення ефективного та функціонального пристрою, який зможе знайти практичне застосування в умовах сучасного агропромислового виробництва.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 7 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Розділ 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО РОБОТИ-МАНІПУЛЯТОРИ ТА СФЕРУ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

1.1 Види та сфера використання роботів-маніпуляторів

Розвиток сучасного промислового виробництва зумовив активне впровадження автоматизованих систем, що дозволяють підвищити точність, швидкість і повторюваність технологічних операцій. Серед таких технічних рішень окрему позицію займають роботи-маніпулятори — багатоцільові пристрої, призначені для виконання задач механічного переміщення, монтажу, обслуговування устаткування, обробки деталей і низки інших функцій. Застосування таких систем сприяє мінімізації участі людини у монотонних і потенційно небезпечних процесах, водночас підвищуючи якість і ефективність технологічного циклу.

Роботи-маніпулятори проектуються з урахуванням конкретних умов експлуатації, що передбачає широкий спектр конструктивних рішень — від простих однозадачних виконавчих механізмів до високоточних багатоосевих платформ із програмованим керуванням. Їхній функціонал адаптується під потреби промисловості, будівництва, сільського господарства, медичних систем і логістичних комплексів.

Під поняттям «робот-маніпулятор» мається на увазі механізована структура, яка здатна змінювати положення виконавчого органу у просторі згідно із заздалегідь визначеною програмою або внаслідок сенсорної взаємодії з об'єктами середовища. Ці пристрої є частиною автоматизованих або роботизованих систем, де вони виконують функції подачі, переміщення,

| | | | | | | | | |
|-----------|------|---------------|--------|------|---|---------------|------|---------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | | | | |
| Розроб. | | Легур В.О. | | | ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО РОБОТИ-МАНІПУЛЯТОРИ ТА СФЕРУ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ | Літ. | Арк. | Аркушів |
| Перевір. | | Кадикало І.О. | | | | | 8 | 89 |
| Реценз. | | | | | | НУБіП України | | |
| Н. Контр. | | Ловейкін В.С. | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | | |

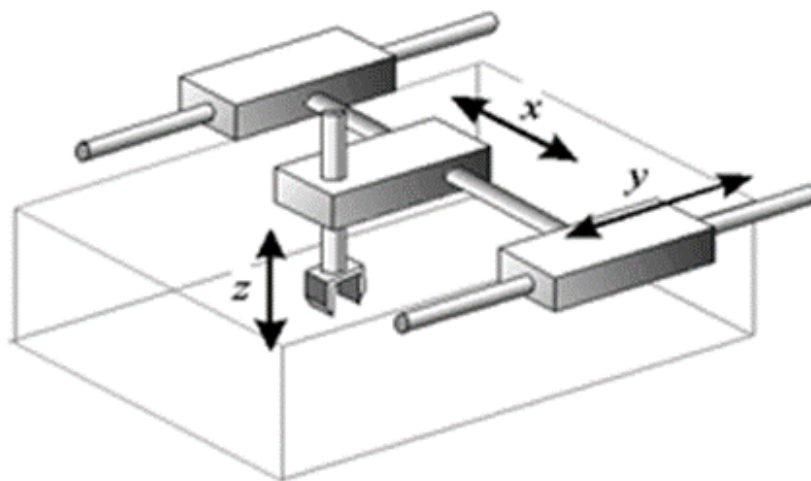
збирання або обробки. Основою побудови слугує кінематична структура, що формує геометричні можливості пристрою.

Конструкція типового маніпулятора складається з базової платформи (статичного елемента або мобільної бази), зчленованих сегментів (ланок), обертальних і поступальних вузлів (шарнірів, напрямних), приводів, виконавчих механізмів (захватів, інструментів), сенсорних вузлів та системи керування. Кількість ступенів свободи визначає просторові можливості пристрою. У промисловості перевагу надають моделям з 4–6 ступенями свободи, що дозволяє виконувати більшість типових операцій на виробництві.

Приводи для маніпуляторів вибираються відповідно до вимог точності, швидкості, вантажопідйомності та експлуатаційних умов. Найпоширенішими є електроприводи завдяки своїй керованості та енергоефективності. Гідравлічні приводи використовуються в умовах великих зусиль або динамічних навантажень, а пневматичні — в середовищах, де важлива швидкість і легкість конструкції.

Існує декілька класифікацій роботів-маніпуляторів за технічними та функціональними ознаками. Найбільш уживаною є класифікація за кінематичною схемою, тут виділяють:

- координатні (XYZ): забезпечують переміщення по трьох прямолінійних осях, мають просту конструкцію та високу жорсткість;



| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 9 |

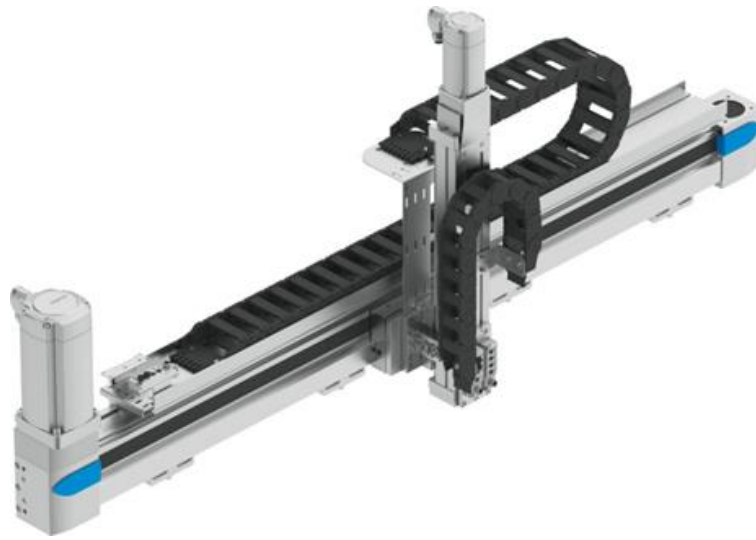


Рис. 1.1. Координатні (XYZ) роботи маніпулятори.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 10 |

- полярні: мають сферичну робочу область і забезпечують досягнення об'єктів під різними кутами;



Рис. 1.2. Полярні роботи маніпулятори

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 11 |

- циліндричні: поєднують осьовий рух і обертання, використовуються у збиранні та пакуванні;

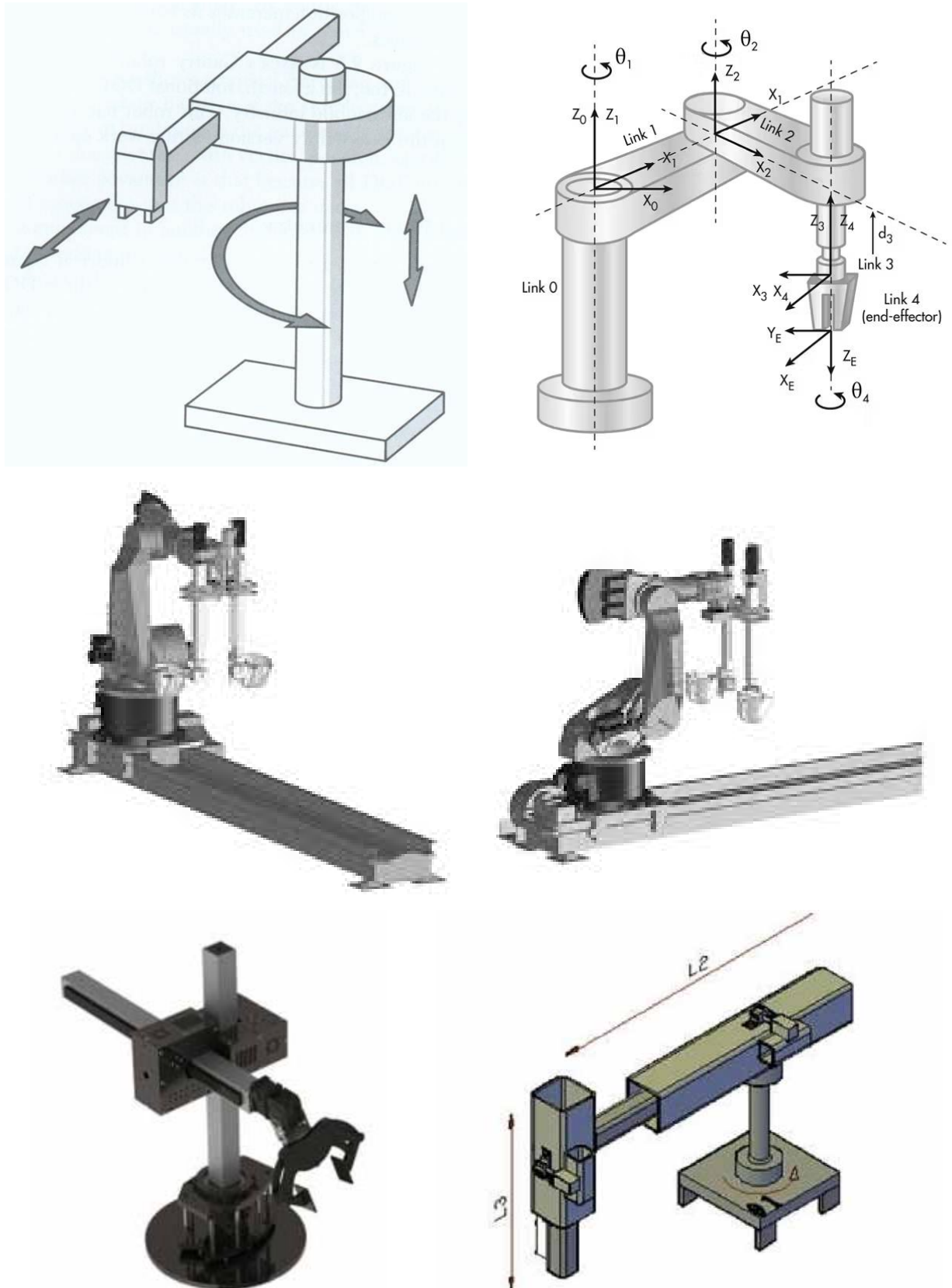


Рис. 1.3. Циліндричні роботи маніпулятори

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 12 |

- шарнірно-зчленовані: забезпечують рух, аналогічний людській руці, що дозволяє виконання складних маніпуляцій у тривимірному просторі;

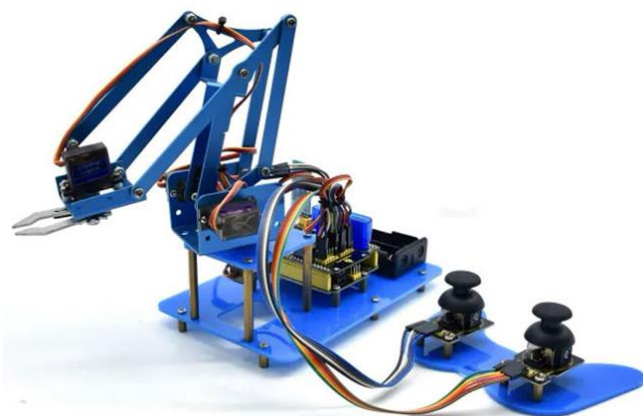
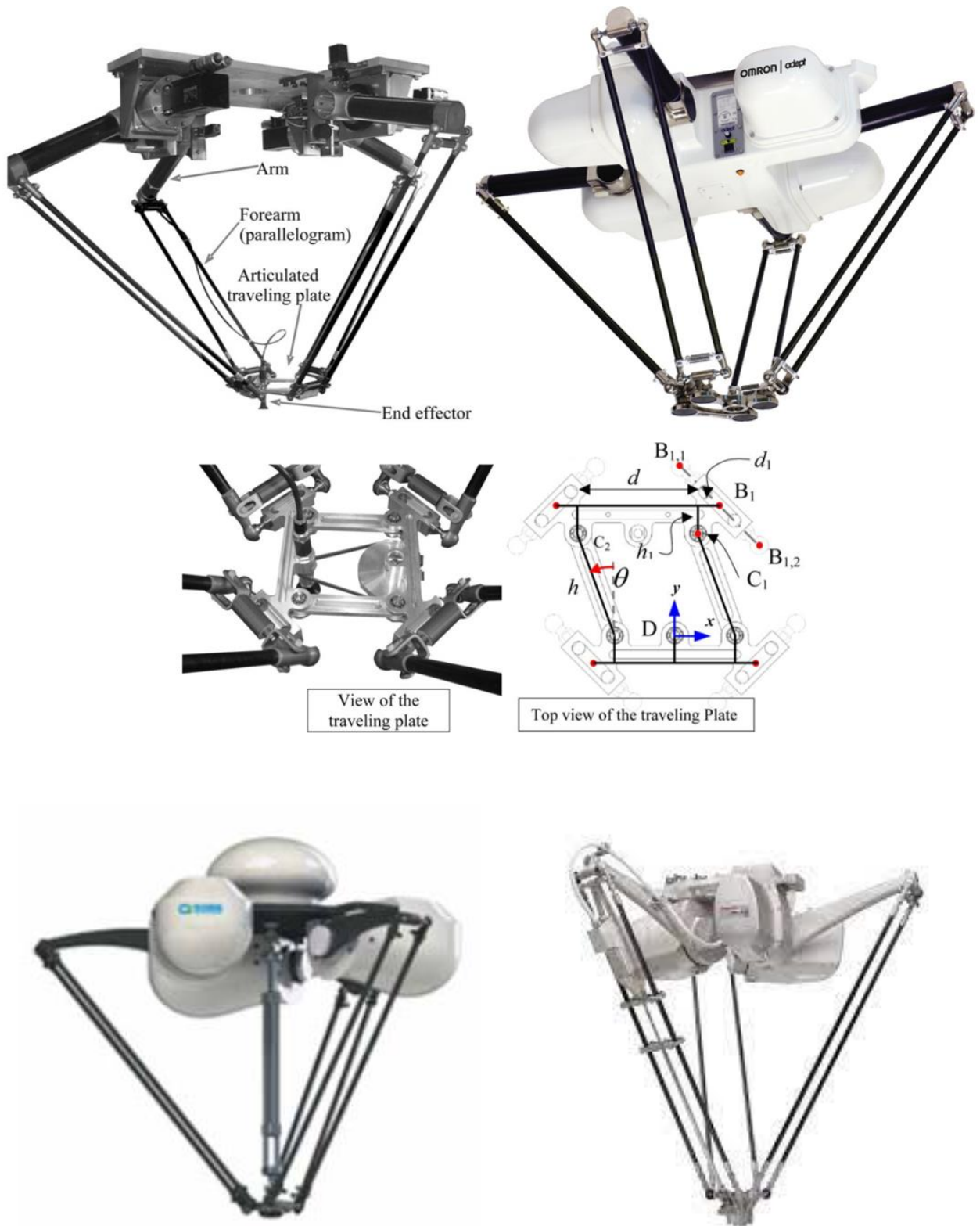


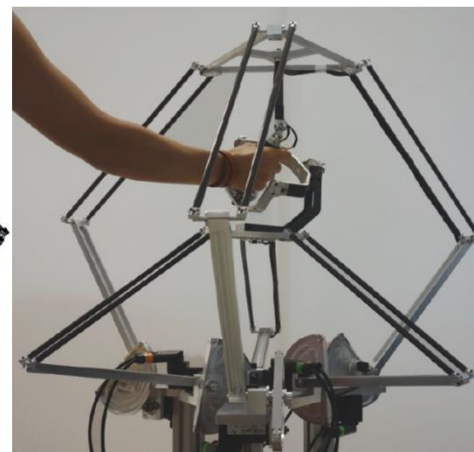
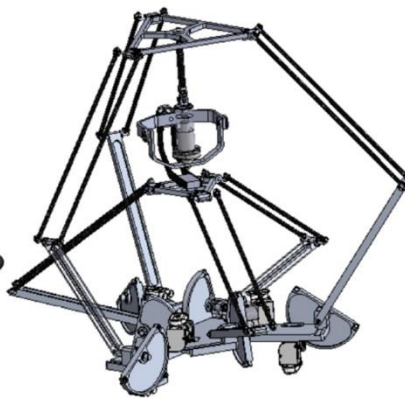
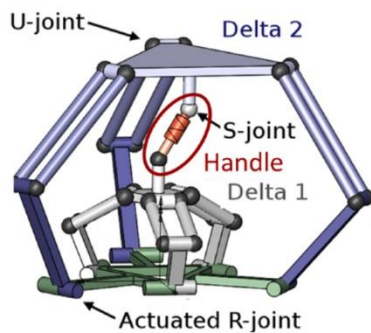
Рис. 1.4. Шарнірно-зчленовані роботи маніпулятори

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 13 |

- паралельні (наприклад, Delta-роботи): використовуються там, де потрібна висока швидкість і точність при малій масі рухомих частин.



| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 14 |



Parallel Robot
Quattro



SCARA Robot
eCobra



Articulated Robot
Viper

Рис. 1.5. Паралельні (Delta-роботи) роботи маніпулятори

Інші ознаки класифікації охоплюють тип приводу (електричний, пневматичний, гідравлічний), спосіб керування (відкритий, зворотний зв'язок, адаптивний), рівень автоматизації (ручне, напівавтоматичне, повністю автоматизоване), сферу застосування (промислове (машинобудівне), медичне, аграрне, тощо).

При проектуванні конструкції враховуються особливості монтажу, характер середовища, параметри завдань, типи об'єктів маніпулювання, наявність обмежень по габаритах та джерелах енергії. Основа конструкції виготовляється з легких, але міцних матеріалів — алюмінієвих сплавів, високоміцних сталей, композитів.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 15 |

Вузли зчленування обладнуються високоточними підшипниковими парами з малим люфтом, що гарантує точність позиціонування. Редуктори вибираються з урахуванням коефіцієнта передатного числа і потрібного моменту на виході. Виконавчі механізми включають:

- паралельні або серво-захвати (механічні);
- пневматичні присоски (для упаковки);
- електромагнітні захвати (робота з металом);
- спеціалізовані інструменти (зварювальні пальники, шліфувальні круги).

Розрахунки включають визначення масо-інерційних параметрів, моментів інерції, навантаження на шарніри, аналіз коливань при високошвидкісному русі. Важливим показником є повторюваність — здатність пристрою повертатись у задану точку з мінімальним відхиленням. Для серійних моделей цей параметр становить $\pm 0,01 \dots 0,1$ мм.

У промисловості роботи-маніпулятори використовуються в технологічних процесах збирання, зварювання, нанесення покриттів, переміщення деталей. У машинобудівних підприємствах застосовуються антропоморфні роботи для збирання вузлів на конвеєрах. У металообробці координатні роботи здійснюють завантаження верстатів з ЧПУ, подачу та вивантаження заготовок.

У харчовій промисловості вакуумні захвати використовуються для сортування і пакування делікатних продуктів. Роботи забезпечують гігієнічність процесів і сталість якості. У фармацевтиці маніпулятори фасують препарати у стерильному середовищі. В електроніці координатні роботи з високою точністю встановлюють мікросхеми на друкованих платах.

У аграрному секторі вони застосовуються для посадки, збирання плодів, автоматизації процесів сортування овочів. Для тепличного господарства створюються моделі з візуальним розпізнаванням стиглих плодів та автоматизованим захопленням. У будівництві автоматизовані маніпулятори монтують арматурні каркаси, подають цеглу, укладають піноблоки.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 16 |

У логістиці вони застосовуються в складських роботизованих системах сортування, укладання та обліку. Інтеграція з RFID-мітками та візуальними системами дозволяє автоматизувати весь ланцюг доставки.

У будівництві автоматизовані механізми подають і орієнтують будівельні матеріали при монтажі конструкцій, виконують повторювані кладочні операції або подачу бетону. На виробництві будівельних модулів застосовують координатні маніпулятори для нанесення клеїв, герметиків, фіксації кріплень.

У сфері ремонту важкої техніки застосовуються гідравлічні роботи для зняття вузлів, що потребують значного зусилля. У деяких виробництвах використовуються маніпулятори з дистанційним керуванням для роботи у середовищах з підвищеним рівнем випромінювання або температури.

Система керування формує траєкторію руху, контролює параметри, забезпечує точне дотримання програми. У більшості моделей використовується ПД-регулювання з можливістю адаптації до зовнішніх впливів. Програмування реалізується як шляхом навчання (Teach-in), так і в офлайн-режимі через симуляційне середовище.

Інтеграція із сенсорами дозволяє реалізувати обхід перешкод, контроль тиску захвату, виявлення об'єктів. У складних умовах використовуються камери машинного зору, що аналізують форму, розміри і положення об'єктів. Зіставлення отриманих даних з моделлю об'єкта дає змогу виконати маніпуляцію навіть при частковій видимості.

Подальший розвиток зосереджений на підвищенні гнучкості, автономності та безпеки роботизованих систем. Колаборативні маніпулятори, здатні до спільної роботи з людьми без огорож, використовуються в умовах обмеженого простору або на змішаних лініях.

Впроваджуються штучний інтелект і машинне навчання для адаптації алгоритмів до змінних умов, оптимізації енергоспоживання, самонавчання при збої або непередбачуваній ситуації. Нові матеріали дозволяють зменшити масу конструкції та підвищити жорсткість.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 17 |

Сучасні тренди охоплюють створення мобільних роботів-маніпуляторів, що поєднують маніпуляційні та транспортні функції. Розвиток автономної навігації і картографування дозволяє впроваджувати такі системи у складських зонах без додаткових міток або напрямних.

Роботи-маніпулятори є важливою складовою автоматизованих технологій у сучасному виробництві. Завдяки своїй конструктивній різноманітності, широкому спектру задач, які вони вирішують, та високій точності дій, вони стають універсальним інструментом інженера. Успішне впровадження таких пристроїв залежить від технічно обґрунтованого вибору конструкції, оптимізації параметрів під конкретні задачі та забезпечення належного обслуговування.

Майбутнє роботів-маніпуляторів пов'язане з розвитком програмного забезпечення, розширенням функцій сенсорики та здатністю до самоадаптації. Їх застосування сприятиме підвищенню ефективності виробничих процесів, зменшенню ризиків і впровадженню інновацій в галузевому машинобудуванні.

1.2. Мобільні платформи та приводи

Мобільна платформа — це основа будь-якого автономного або дистанційно керованого пристрою, здатного переміщуватись у просторі та виконувати певні функції, пов'язані з переміщенням вантажів, навігацією або обслуговуванням технічних об'єктів. Основу такої платформи становить шасі з елементами приводу, живлення та керування. Типова структура включає несучу раму, опорно-рухові механізми (колеса, гусениці тощо), електроприводи, систему стабілізації, акумуляторний блок, а також сенсори для збору інформації про довкілля.

Залежно від призначення, мобільні платформи поділяють на кілька основних типів. Найпоширенішими є колісні — вони забезпечують високу швидкість та енергоефективність на твердих поверхнях і прості в реалізації.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 18 |

Найчастіше використовуються у складських транспортерах, сервісних роботах та медичних візках. Колісна база може бути диференціального типу, коли обертання забезпечується різницею швидкостей обох коліс, або з поворотними механізмами для складніших маневрів. Чотири- та шестиколісні шасі краще підходять для більшого навантаження, тоді як триколісні мають кращу маневровість у вузьких просторах.



Рис. 1.6. Колісні мобільні платформи роботів маніпуляторів

Гусеничні мобільні платформи використовують ланцюгову або стрічкову гусеничну систему, що дозволяє їм переміщуватись по нерівних, сипучих або м'яких поверхнях. Завдяки розподілу навантаження на велику площу, гусеничні бази мають підвищену стійкість і здатні працювати в умовах, де колісна платформа буксувала б. Такі моделі знаходять застосування у військовій техніці, агророботах, аварійно-рятувальних роботах, а також у зондувальних платформах для дослідження ґрунтів.



| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 19 |



Рис. 1.7. Гусеничні мобільні платформи роботів маніпуляторів

Комбіновані або гібридні платформи поєднують переваги колісних і гусеничних систем. Наприклад, існують моделі, де для подолання перешкод або складного рельєфу використовується гусеничний хід, а на рівних ділянках — колеса для зменшення енергоспоживання. Таке компонування часто реалізується на автоматичних робочих платформах, які мають змінні модулі або автоматичне перемикавання типу ходу. Це дозволяє досягти високої універсальності експлуатації.

Нестандартні мобільні платформи включають багатонігі ходові системи, сферичні опори, платформні роботи з гіроскопічною стабілізацією та магнітною левітацією. Наприклад, шестиногі роботи використовують незалежне керування кожною ногою, імітуючи принципи біологічної ходи для досягнення кращої стійкості. Сферичні мобільні системи, де вся платформа

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 20 |

базується на єдиній рухомій кулі, забезпечують унікальні можливості маневрування. Такі системи поки що малопоширені, проте мають значний потенціал у середовищах з обмеженим простором або нестандартною геометрією руху.



Рис. 1.8. Нестандартні мобільні платформи роботів маніпуляторів

Приводи, які використовуються в мобільних платформах, суттєво впливають на ефективність, точність та динаміку їх роботи. Вони розрізняються за типом енергії (електрична, гідравлічна, пневматична), способом керування, потужністю, типом обертового моменту, конструктивними особливостями та рівнем інтеграції з іншими компонентами платформи.

Електроприводи постійного струму (DC) є найпоширенішими завдяки своїй простоті, доступності та здатності до прямого керування. Вони використовуються переважно у малогабаритних і середніх платформах, де важлива економічність та зручність регулювання швидкості. Основною

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 21 |

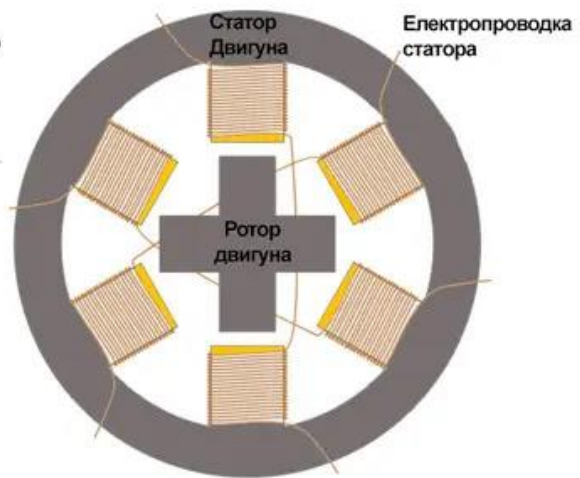
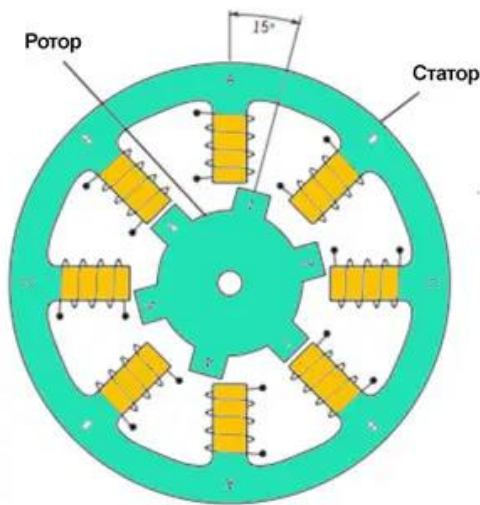
перевагою таких приводів є швидка реакція на зміну напруги живлення, але недоліком є наявність щіток, що зношуються та потребують заміни.



Рис. 1.9. Електроприводи постійного струму (DC)

Крокові двигуни застосовуються у системах, де потрібна висока точність без використання сенсорів. Кожен імпульс керування викликає поворот ротора на фіксований кут, що дозволяє точно визначати положення без необхідності зворотного зв'язку. Проте вони мають низький ККД при високих навантаженнях і потребують ретельного підбору параметрів приводу до умов роботи.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 22 |



Конструкція крокового двигуна



Рис. 1.10. Крокові двигуни

Сучасні платформи дедалі частіше оснащуються безщітковими електродвигунами (BLDC), які мають вищий коефіцієнт корисної дії,

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 23 |

триваліший ресурс і значно менший рівень шуму. BLDC-приводи потребують спеціального контролера з алгоритмом комутації, проте забезпечують плавний старт, чіткий контроль швидкості та високу ефективність у динамічних режимах.

VEISHIDA

Brushless Motor vs. Brushed Motor

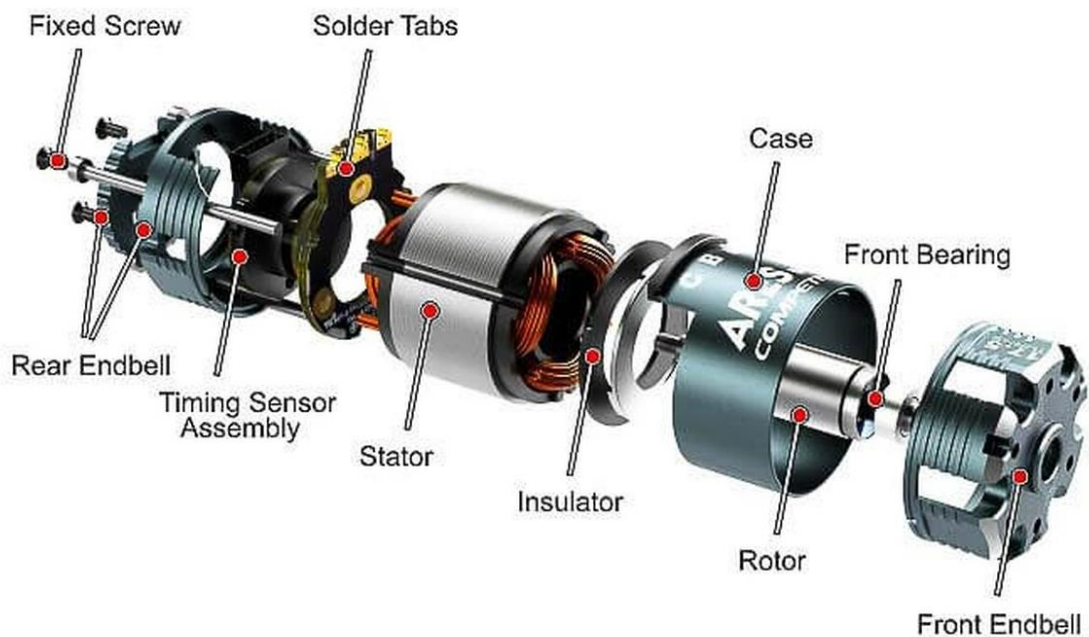
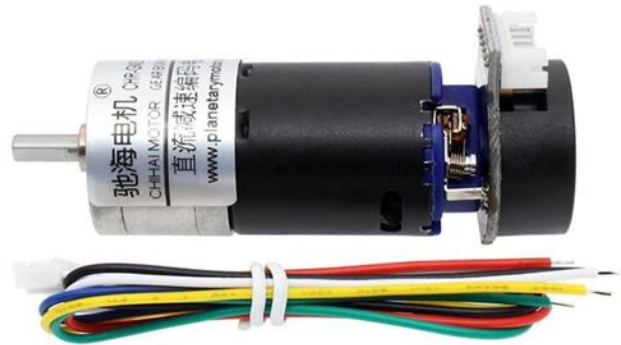
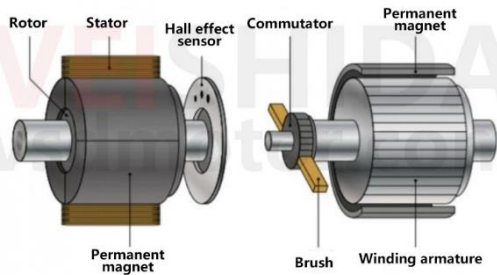


Рис. 1.11. Безщіткові електродвигунами (BLDC)

Серводвигуни, як підтип електроприводів, забезпечують найвищу точність завдяки наявності інтегрованої системи керування та сенсорів. Вони дозволяють з високою точністю регулювати положення, швидкість і момент на валу, динамічно компенсуючи навантаження. Використовуються у

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 24 |

високоточних застосуваннях, зокрема в медичному обладнанні, роботизованих маніпуляторах, автоматизованих системах збирання.



Рис. 1.12. Серводвигуни

Гідравлічні приводи відзначаються високою вантажопідйомністю і здатністю працювати в екстремальних умовах, зокрема під водою, при значних вібраціях, у важких механічних середовищах. Гідравлічні системи включають насос, робочий циліндр або мотор, систему трубопроводів та керуючі клапани. Вони дозволяють створювати великі сили при порівняно компактних розмірах, але потребують складного обслуговування і герметичності всієї системи.

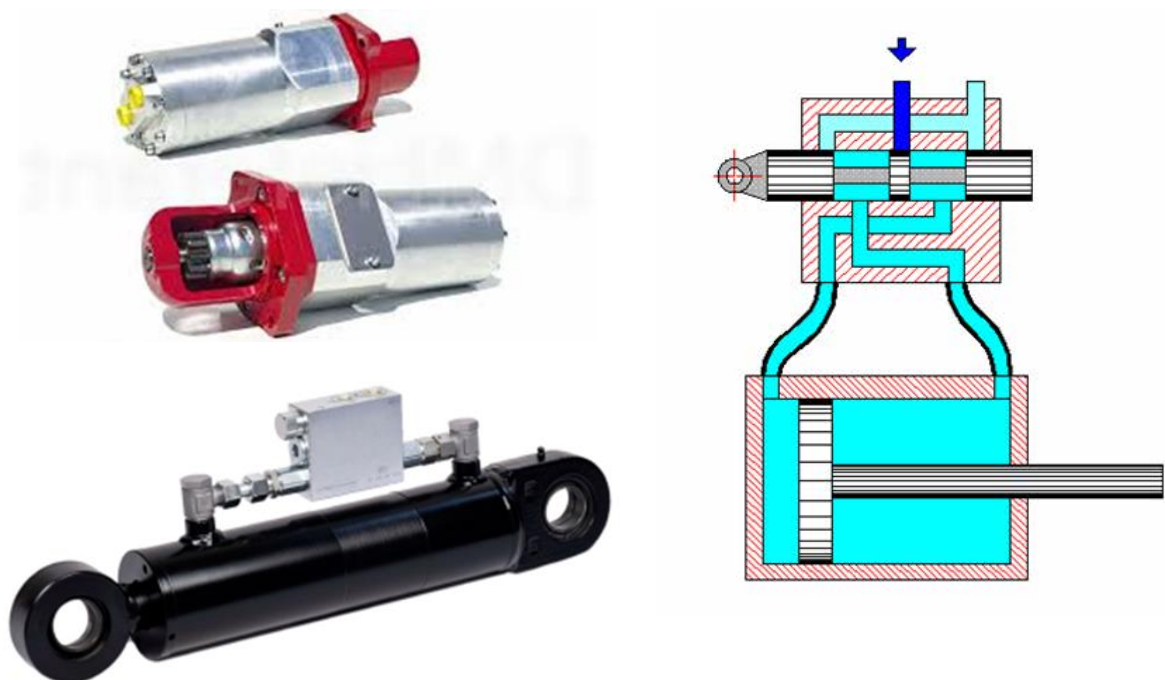
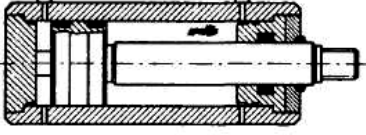

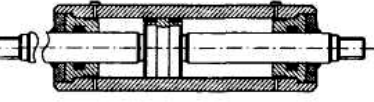

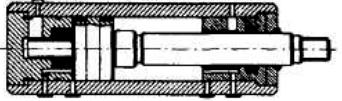
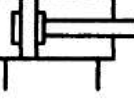
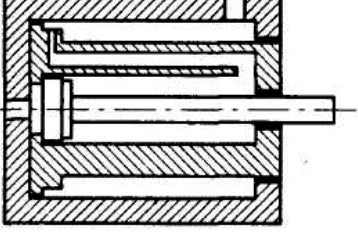
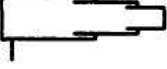
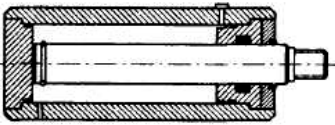



Рис. 1.13. Гідравлічний привод

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 25 |

Таблиця 1.1. Типи гідроциліндрів

| Назва | Конструктивна схема | Умовне позначення | Призначення |
|---|---|---|--|
| Двосторонній одноштоковий гідроциліндр. |  |  | Рух подачі для інструмента та обробленої деталі, затискні пристрої. |
| Двосторонній двоштоковий гідроциліндр. |  |  | Рух стола у шліфувальних верстатах. |
| Двосторонній одноштоковий гідроциліндр з гальмуванням в кінці ходу. |  |  | Рух значних мас, для запобігання ударів у кінці ходу. |
| Телескопічний гідроциліндр (односторонній) |  |  | Забезпечення ходів значно більших від довжини циліндра, для піднімання та переміщення вантажів. |
| Плунжерний гідроциліндр (односторонній) |  |  | Робочий хід здійснюється лише під час прямого ходу, зворотний хід під дією вантажу, переважно вертикальний монтаж. |

Пневматичні приводи мають перевагу у швидкодії, простоті та безпечності при використанні у вибухонебезпечних або стерильних умовах. Вони використовуються для забезпечення простих дій — перемикання положень, відсування тощо. Їхній недолік — низька енергетична ефективність і складність реалізації точного позиціонування без додаткових компенсуючих систем.

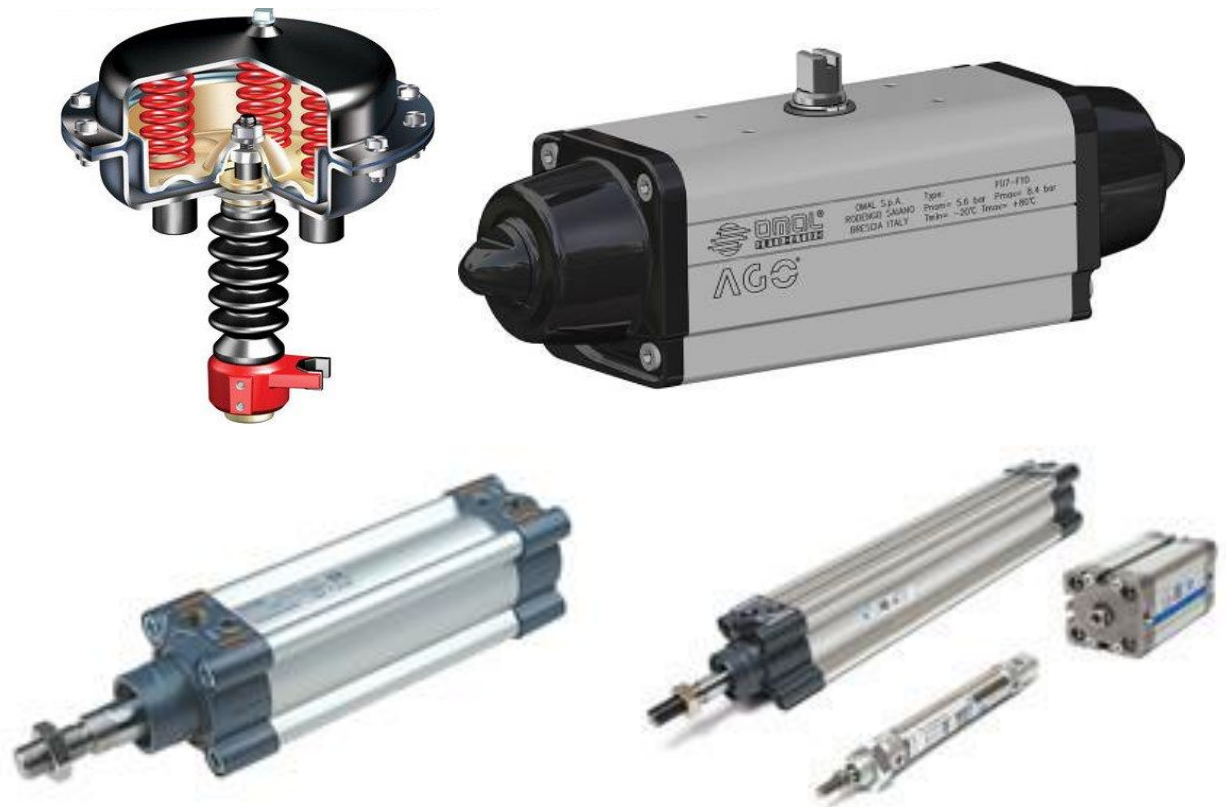


Рис. 1.14. Пневматичні приводи

Гібридні приводні системи можуть об'єднувати в собі кілька типів приводів для виконання комбінованих завдань, наприклад, використання електродвигунів для загального переміщення та гідравліки для забезпечення роботи важких інструментів або маніпуляторів. Це особливо корисно в техніці подвійного призначення — мобільних ремонтних майстернях, самохідних платформах з адаптивними модулями.

Таблиця 1.2. Характеристики приводів мобільних платформ

| Тип приводу | Переваги | Недоліки | Застосування |
|-----------------|---|--------------------------------------|-------------------------------|
| DC двигуни | Простота керування, дешевизна | Знос щіток, обмежений термін служби | Роботи середньої ваги |
| Крокові двигуни | Висока точність, без зворотного зв'язку | Низька ефективність при навантаженні | Лабораторні системи |
| BLDC | Висока надійність, довговічність | Необхідність контролера | AGV, сервісні роботи |
| Гідравлічні | Велике зусилля, плавний хід | Складність обслуговування | Будівельна техніка, військова |
| Пневматичні | Безпечні, швидкодіючі | Низька точність, шумність | Спеціальні середовища |

Розділ 2

РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ТА КОМПОНЕНТІВ РОБОТА-МАНІПУЛЯТОРА

Для виконання інженерних розрахунків мобільної платформи, призначеної для обслуговування посадок полуниці в тепличних умовах, необхідно на початковому етапі визначити її геометричні параметри. Вибір габаритів базується на особливостях розміщення рослин та ширині міжрядь, що безпосередньо впливає на конструкцію ходової частини й розміщення функціональних елементів платформи.

У практиці тепличного вирощування полуниця найчастіше висаджується рядками з інтервалом між ними у межах 60–70 см. Самі рядки формуються з урахуванням можливості розміщення рослини та прокладання крапельної стрічки для зрошення, тому їх ширина, як правило, не перевищує 20 см. З огляду на технічну задачу — обробку рослин за допомогою маніпулятора, встановленого на мобільній базі — особливу увагу слід приділити параметрам ширини шасі. Необхідно забезпечити проїзд платформи по міжряддю з урахуванням збереження рослин та мінімізації ймовірності механічного контакту з елементами посадки.

Враховуючи геометричні особливості насаджень, ширина між краями рядків визначається як різниця між відстанню міжряддя (60 см) і шириною самого посадкового рядка (20 см), тобто становить 40 см. Однак у реальних умовах рослина в процесі вегетації утворює листовий апарат, який частково виходить за межі посадкової смуги, тому технічне рішення має враховувати створення буферної зони для захисту стебел і листя від пошкодження.

| | | | | | | | | |
|-----------|---------------|----------|--------|------|---|---------------|------|---------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | | | | |
| Розроб. | Легур В.О. | | | | РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ТА КОМПОНЕНТІВ РОБОТА-МАНІПУЛЯТОРА | Літ. | Арк. | Аркушів |
| Перевір. | Кадикало І.О. | | | | | | 28 | 89 |
| Реценз. | | | | | | НУБіП України | | |
| Н. Контр. | Ловейкін В.С. | | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | | |

Беручи до уваги ці міркування, доцільно буде прийняти ширину мобільної платформи робота-маніпулятора на рівні 30 см. Це дозволяє залишити по 5 см захисного простору з кожного боку, знижуючи ризики пошкодження рослин при проходженні агрегату вздовж рядків. Зменшення ширини нижче цього значення недоцільне, оскільки це ускладнює розміщення силових та керуючих компонентів у корпусі платформи, знижує її стійкість та зменшує потенціал для встановлення додаткового обладнання (наприклад, акумуляторів, контролерів, електроприводів).

Щодо довжини, виходячи з принципу геометричної пропорційності та потреби забезпечити стабільність руху, запропоновано орієнтовно прийняти значення, що вдвічі перевищує ширину. Отже, за базової ширини 30 см, довжина платформи становитиме 60 см. Такий підхід дозволяє зберегти компактність і забезпечити баланс між габаритами та функціональністю. Крім того, прийняті розміри відповідають вимогам маневровості у тепличних умовах та не перевищують допустимі межі з точки зору радіуса повороту і тягових характеристик.

У процесі проектування роботизованого маніпулятора, інтегрованого на мобільну платформу, критично важливо оцінити стійкість системи під час роботи, зокрема в положенні з максимальним вильотом маніпулятора. Саме в такому випадку виникає найбільший відхилений момент, що може призвести до перекидання платформи, особливо при піднятті вантажу. Попередній аналіз виконується для визначення граничної допустимої маси вантажу, яку система здатна перемістити без втрати рівноваги.

До розрахунків приймаються такі вихідні значення: загальна ширина платформи становить 0,3 м, відстань між посадковими рядами — 0,6 м, а міжряддя — 0,4 м. Висота грядки без урахування рослин — 0,15 м, з урахуванням рослин — 0,3 м. Попередню масу самої платформи задано на рівні 10 кг, що базується на параметрах аналогічних конструкцій подібного типу.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 29 |

Габарити маніпуляторного модуля підбираються з урахуванням обмежень середовища та завдань, що виконуються. Перша ланка за висотою не повинна перевищувати висоту рослини, а сумарна довжина наступних двох ланок має забезпечити досягнення межі посадкового рядка. За цих умов доцільно встановити висоту першої ланки на рівні 0,1 м, що разом із висотою платформи (0,15 м) дає загальну висоту 0,25 м — менше, ніж висота посадки. Довжини другої і третьої ланок приймаються рівними і становлять по 0,2 м, що разом забезпечує робочий радіус до 0,4 м — достатній для маніпулювання вздовж всього рядка.

Для перевірки стійкості застосовується розрахунок за сумою моментів відносно крайньої опорної точки платформи (точка А). У системі враховуються сили: власна вага маніпуляторного модуля ($G = 80 \text{ Н}$), сила m_1 — загальна маса робочого органу з вантажем, що діє на кінці третьої ланки, та сила m_2 — маса сервопривода, яка припадає на стику другої та третьої ланок. Орієнтовна маса сервоприводу визначається на основі даних моделі з моментом $35 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і приймається на рівні 1 кг (10 Н). Маса ланок не враховується через їх незначну величину відносно маси вузлів.

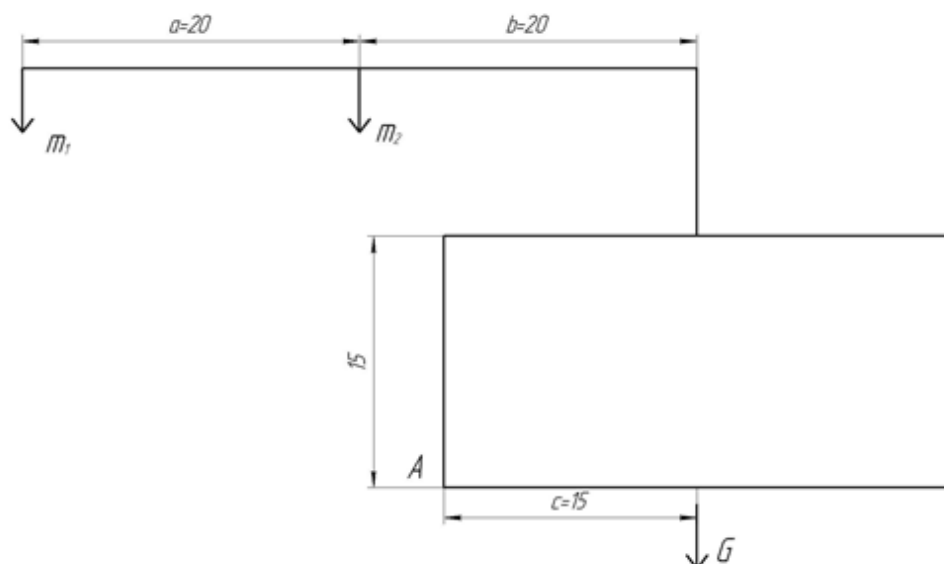


Рис 2.1 Модель сил перекидання платформи робота-маніпулятора

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 30 |

Умовою рівноваги є нульова сума моментів відносно точки обертання.
Підставивши числові значення у вираз:

$$\begin{aligned}\Sigma M_{XA} = 0 \quad m_1 * a + m_2 * b - G * c &= 0 \\ m_1 * 0,25 + 10 * 0,05 - 80 * 0,15 &= 0 \\ m_1 * 0,25 &= 11,25 \\ m_1 &= 45 \text{ Н} = 4,5 \text{ кг}\end{aligned}\tag{2.1}$$

Згідно з розрахунком, допустима маса, яка може розміщуватись на кінці третьої ланки, має бути допустимих межах, не може бути більшою ніж 4,5 кг. Це значення включає масу самого захватного пристрою, сервоприводів та корисного навантаження. Перевищення цього значення створює ризик втрати стійкості мобільної платформи, що є критичним з точки зору безпеки та точності маніпуляцій.

Розрахунок виконувався в умовах горизонтального положення маніпулятора, що є найменш сприятливим із точки зору забезпечення стійкості. За потреби внесення змін у масу платформи або конструкцію маніпулятора необхідно повторити розрахунки для перевірки нової граничної вантажопідйомності системи.

На попередньому етапі моделювання було встановлено, що при статичному прикладанні навантаження масою 45Н на кінцеву ділянку маніпуляторного механізму мобільна платформа не втрачає рівновагу, тобто її стійкість при цьому зберігається. Це дозволяє використати зазначене значення сили, як граничне при визначенні мінімальних механічних характеристик виконавчих приводів.

Виходячи з умов рівноваги та конструктивних параметрів маніпулятора, необхідно визначити мінімальний обертовий момент, який має розвиватися на виході сервоприводів першої та другої ланок. Для обчислення моменту на першому приводі (вал 1) враховується вага вантажу $G = 45 \text{ Н}$, прикладена на краю маніпуляторної системи, та геометричні характеристики: довжини

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 31 |

другої та третьої ланки відповідно $a = 0,2 \text{ м}$ і $b = 0,2 \text{ м}$. Отже, обертальний момент, що діє на валу 1, визначається з урахуванням повної довжини важеля:

$$T_1 = G * (a + b) \quad (2.2)$$

$$T_1 = 45 * (0,2 + 0,2) = 18 \text{ Н * м}$$

Далі визначається навантаження, що прикладається до другого вала (вал 2).

$$T_2 = G * a \quad (2.3)$$

$$T_2 = 45 * 0,2 = 9 \text{ Н * м}$$

Далі задається динамічна умова: при повному розгинанні маніпулятор повинен повернути свою кінцеву ланку на кут $\alpha = 90^\circ$ (що відповідає $1,57 \text{ рад}$) за проміжок часу $t = 2 \text{ с}$. У такому випадку необхідно розрахувати траєкторію, яку проходить кінець маніпулятора, виходячи з того, що рух відбувається по дузі з радіусом $r = a + b = 0,4 \text{ м}$. Довжина дуги L , яку описує голівка маніпулятора, обчислюється за формулою:

$$L = \pi r \frac{\alpha}{180} \quad (2.4)$$

$$L = 3,14 * (0,2 + 0,2) * \frac{90}{180} = 0,628 \text{ м}$$

На підставі цього значення визначається лінійна швидкість кінцевого елемента:

$$v = \frac{L}{t} \quad (2.5)$$

$$v = \frac{0,628}{2} = 0,314 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Наступним етапом є обчислення кутової швидкості ω вихідного вала, яка визначається за виразом:

$$\omega = \frac{\alpha}{t} = \frac{1,57}{2} = 0,785 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.6)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 32 |

Для переходу до обертів за хвилину (об/хв) використовуємо співвідношення:

$$n = \frac{\omega}{2\pi} n = \frac{0,785}{2 * 3,14} = 0,125 \frac{\text{об}}{\text{с}} = 7,5 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \quad (2.7)$$

Період одного повного оберту вала визначається як:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2 * 3,14}{0,785} = 8 \text{ с} \quad (2.8)$$

Після отримання значення кутової швидкості можливо розрахувати потужність, що передається через вал сервопривода. Для цього використовується стандартна формула:

$$P = T * \omega, \text{кВт} \quad (2.9)$$

$$P = 18 * 0,785 = 14,13 \text{ Вт}$$

Отримані значення дають змогу провести перевірку на відповідність параметрів обраного привода (зокрема, сервомотора) робочим навантаженням системи. У разі відхилення від допустимих значень доцільно провести повторне коригування вхідних параметрів або підібрати інший привід із кращими характеристиками щодо моменту, частоти обертання та стабільності за навантаженням.

Після розрахунку потужності, що передається на вихідному валу виконавчого привода, здійснено підбір електродвигуна, характеристики якого відповідають обчисленим навантаженням і режиму роботи. Для подальшої реалізації вузла обґрунтовано доцільність використання двигуна типу D0BLD20-12A-30S, який за своїми параметрами забезпечує стабільну роботу системи при заданих умовах навантаження.

| | |
|---|-----------------|
| Модель | D0BLD20-12A-30S |
| Потужність, Вт | 20 |
| Напруга, В | 12 |
| Частота обертання без навантаження, об/хв | 3300 |
| Номінальна частота обертання, об/хв | 3000 |
| Номінальний струм, А | 2,08 |
| Номінальний крутний момент, Н*м | 0,06 |
| Піковий крутний момент, Н*м | 0,19 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 33 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

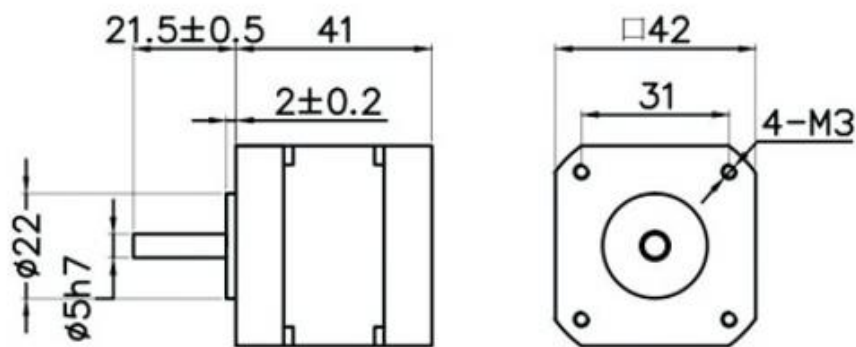


Рис.2.2 Електродвигун D0BLD20-12A-30S

Після завершення етапу підбору електропривода для маніпуляторного вузла необхідно визначити конструктивні параметри редуктора, зокрема тип передач, їх кількість і передаточні числа. На основі попередніх кінематичних розрахунків встановлено, що необхідне загальне передаточне число трансмісії дорівнює:

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{3000}{7,5} = 400 \quad (2.10)$$

де n_1 – частота обертання вихідного валу, а n_2 – частота обертання двигуна.

Конструктивна складність сервопривода полягає в необхідності реалізувати високе передаточне число у компактному корпусі за умови забезпечення достатнього крутного моменту на вихідному валу. Основними функціональними вузлами є електродвигун і багатоступінчастий редуктор. Останній реалізує зниження частоти обертання, одночасно збільшуючи момент на виході.

З огляду на вимоги до компактності, ККД та вантажомісткість передач, для побудови трансмісії було прийнято рішення використовувати зубчасті передачі наступних типів: циліндричні та одну конічну. Вибір обумовлений конструктивними властивостями: циліндричні передачі забезпечують високий ККД і відносно просту компоновку, а конічні — дозволяють змінювати напрямок передавання обертання на 90° , що надає більшу гнучкість під час розміщення електродвигуна в обмеженому просторі.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 34 |

У розрахунковій частині передаточне число кінчної передачі попередньо встановлено як:

$$u_k = 4$$

Загальне передаточне число циліндричної частини трансмісії обчислюється шляхом ділення загального передаточного числа на передаточне число кінчної передачі:

$$u_{\text{цзаг}} = \frac{u}{u_k} = \frac{400}{4} = 100 \quad (2.11)$$

Для визначення кількості ступенів та окремих передаточних чисел обчислюється середнє значення за формулою:

$$u_{\text{ц}} = \sqrt[n]{u_{\text{цзаг}}} \quad (2.12)$$

де $n=4$ – кількість передач в приводі, тобто циліндричних, в даному випадку передач.

$$u_{\text{ц}} = \sqrt[4]{100} = 3,16$$

Із конструктивних міркувань для оптимізації розташування валів і мінімізації кількості підшипникових опор, перші три ступені прийнято однаковими, з передаточним числом $u_{\text{ц1}} = u_{\text{ц2}} = u_{\text{ц3}} = 3,39$, а четвертий ступінь, розташований на окремому тихохідному валу, прийнятий з передаточним числом $u_{\text{ц4}} = 2,56$. Це рішення дозволяє передати збільшений крутний момент на кінцевому етапі без перевищення габаритів передач.

Розрахунок сумарного ККД редуктора виконується як добуток часткових значень:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_k * \eta_{\text{ц}} * \eta_{\text{ц}} * \eta_{\text{ц}} * \eta_{\text{ц}} = 0,96 * 0,97 * 0,97 * 0,97 * 0,97 = 0,85 \quad (2.13)$$

Далі визначається необхідна потужність на вході системи, враховуючи отриманий ККД:

$$P_{\text{дв.п.}} = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{14,13}{0,85} = 16,62 \text{ Вт} \quad (2.14)$$

Таким чином, побудована трансмісія дозволяє ефективно перетворити

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 35 |

кінематичні параметри привода до необхідних значень на виході з урахуванням потужності, габаритів і експлуатаційних обмежень. Конструктивне поєднання однієї конічної та чотирьох циліндричних передач забезпечує не лише потрібне передаточне число, а й дозволяє раціонально використовувати простір корпусу сервопривода при збереженні високої ефективності системи.

При розробці сервоприводного механізму однією з основних вимог є забезпечення компактності конструкції за збереження належних технічних параметрів. Конструктивно сервопривод складається з електродвигуна, багатоступінчастого редуктора та елемента зворотного зв'язку — потенціометра чи/або енкодера. Останній виконує функцію датчика положення для контролю координат виконавчого органу у просторі.

Типова компоновка системи наведена на рис. 2.3. У схемі застосовано потенціометр як зворотній сенсор, однак такий підхід має істотний недолік — збільшення габаритів привода. У зв'язку з цим доцільним є використання енкодера, який за менших розмірів забезпечує визначення абсолютного або інкрементального положення обертального елемента. Принцип його роботи полягає у перетворенні кутового переміщення в цифрові сигнали, які в подальшому обробляються системою керування для визначення положення, швидкості й напрямку обертання.

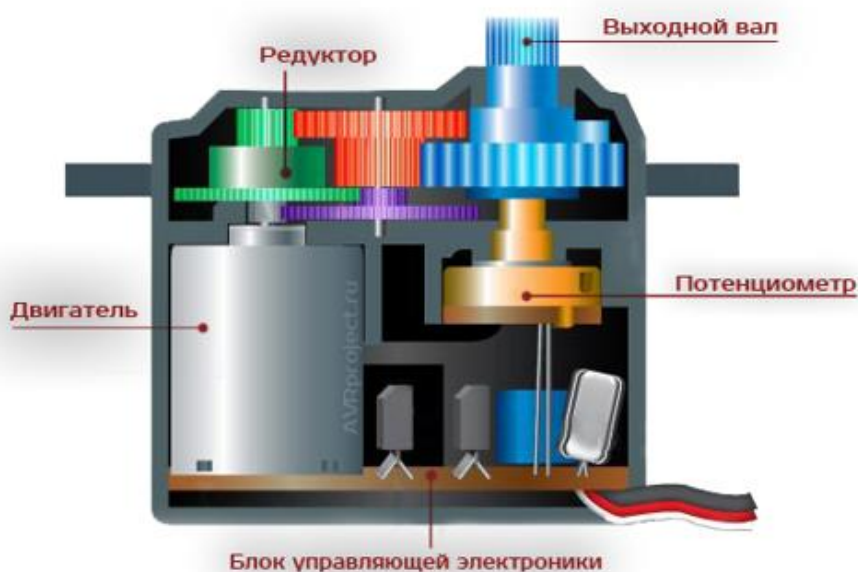


Рис.2.3 Схема сервопривода з потенціометром

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 36 |

Для даного проекту обрано енкодер як основний елемент визначення положення. Його встановлення безпосередньо на валу двигуна дозволяє змістити положення мотора у корпусі, зменшивши загальні розміри сервопривода.

На підставі кінематичної схеми (рис. 2.4), в якій позначено нумерацію валів, та обраної конфігурації передач, виконується послідовний розрахунок основних кінематичних параметрів — потужності, кутової швидкості та обертового моменту на кожному ступені редуктора.

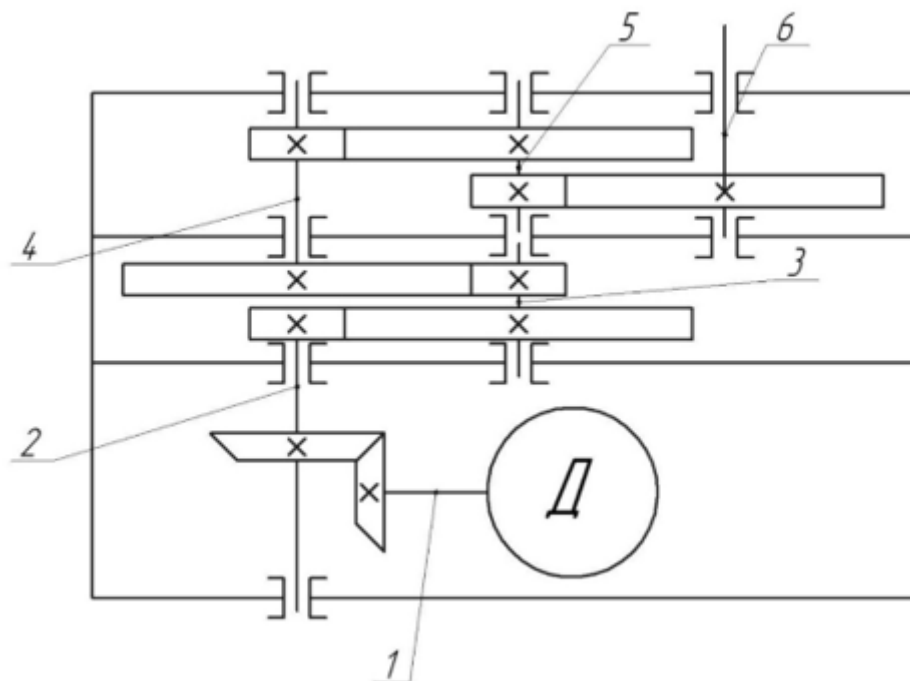


Рис.2.4 Кінематична схема сервопривода

Вихідні значення для першого валу:

I вал

$$P_1 = P_{\text{дв.п}} = 16,62 \text{ Вт}$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{ном}} = 314,159 \text{ рад/с}$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{16,62}{314,159} = 0,053 \text{ Н * м}$$

II вал

$$P_{II} = P_I * \eta_k = 16,62 * 0,96 = 15,955 \text{ Вт}$$

$$\omega_{II} = \frac{\omega_I}{u_k} = \frac{314,159}{4} = 78,54 \text{ рад/с}$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{15,955}{78,54} = 0,203 \text{ Н * м}$$

III вал

$$P_{III} = P_{II} * \eta_u = 15,955 * 0,97 = 15,477 \text{ Вт}$$

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{u_u} = \frac{78,54}{3,39} = 23,168 \text{ рад/с}$$

$$T_{IV} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{15,477}{23,168} = 0,668 \text{ Н * м}$$

IV вал

$$P_{IV} = P_{III} * \eta_u = 15,477 * 0,97 = 15,012 \text{ Вт}$$

$$\omega_{IV} = \frac{\omega_{III}}{u_u} = \frac{23,168}{3,39} = 6,834 \text{ рад/с}$$

$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{15,012}{6,834} = 2,197 \text{ Н * м}$$

V вал

$$P_V = P_{IV} * \eta_u = 15,012 * 0,97 = 14,562 \text{ Вт}$$

$$\omega_V = \frac{\omega_{IV}}{u_u} = \frac{6,834}{3,39} = 2,016 \text{ рад/с}$$

$$T_V = \frac{P_V}{\omega_V} = \frac{14,562}{2,016} = 7,223 \text{ Н * м}$$

VI вал

$$P_{VI} = P_V * \eta_u = 14,562 * 0,97 = 14,125 \text{ Вт}$$

$$\omega_{VI} = \frac{\omega_V}{u_u} = \frac{2,016}{2,56} = 0,787 \text{ рад/с}$$

$$T_{VI} = \frac{P_{VI}}{\omega_{VI}} = \frac{14,125}{0,787} = 17,937 \text{ Н * м}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 38 |

Результати кінематики подано у таблиці 2.1:

Таблиця 2.1. Результати кінематики

| Вал | Потужність P, Вт | Кутова швидкість ω , рад/с (об/хв) | Крутний момент T, Н*м | Передаточне число |
|-----|---------------------|--|--------------------------|----------------------|
| 1 | 16,62 | 314,159 (3000) | 0,053 | - |
| 2 | 15,955 | 78,540 (750) | 0,203 | 4 |
| 3 | 15,477 | 23,168 (221,239) | 0,668 | 3,39 |
| 4 | 15,012 | 6,834 (65,262) | 2,197 | 3,39 |
| 5 | 14,562 | 2,016 (19,251) | 7,223 | 3,39 |
| 6 | 14,125 | 0,787 (7,52) | 17,937 | 2,56 |

Отримані результати свідчать про ефективне перетворення потужності й швидкості на крутний момент у межах вимог до приводу. Зростання моменту на вихідному ступені (6-й вал) підтверджує здатність системи забезпечити обертання робочого органа з необхідною силою, що дозволяє ефективно виконувати операції захоплення або переміщення об'єктів при роботі маніпулятора.

У конструкції сервопривода використовується конічна передача, розташована між електродвигуном і циліндричним ступенем редуктора. Основною функцією цього елемента є зміна напрямку обертального руху з дотриманням компактності конструкції.

Передаточне число $u = 4$;

Частота обертання шестерні $n_1 = 3000$ об/хв

Частота обертання колеса $n_2 = 750$ об/хв

Крутний момент на шестерні $T_1 = 0,053$ Н * м

Крутний момент на колесі $T_2 = 0,203$ Н * м

Запроектована передача функціонуватиме в реверсивному режимі при змінному навантаженні. Орієнтовний термін служби — 10 000 годин.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 39 |

Розрахунок кінематики та міцності передачі проведено відповідно до ГОСТ 19624-74. Методика дозволяє використовувати зовнішній модуль і кількість зубців замість ділильного діаметра.

Таблиця 2.2. Параметри передачі

| Вихідні дані | | Познач. | Розмірн. | Величина |
|--|--------------------------|---------------|----------|----------|
| Зовнішній окружний модуль | | M_e | Мм | 1 |
| Кількість зубів шестерні | | Z_1 | - | 15 |
| Число зубів колеса | | Z_2 | - | 60 |
| Ширина вінця | | b | мм | 10 |
| Міжосьовий кут | | | градус | 90 |
| Зовнішній вихідний контур по ГОСТ 13754-81 | кут профіля | α | градус | 20 |
| | коэф. головки зуба | h^*a | - | 1 |
| | коэф. радіусу кривизни | | - | |
| | Перехідний кривий | $R_0 \cdot f$ | - | 0,2 |
| | глибина заходу | h | - | 2 |
| | коэф. радіального зазора | c^* | - | 0,2 |

Розраховане еквівалентне число зубців z_c , при $\Sigma = 90^\circ$ складає:

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (2.15)$$

$$z_c = \sqrt{15^2 + 60^2} = 61,847$$

І дозволяє обчислити зовнішню конусну відстань в мм:

$$R_e = 0,5m_e z_c \quad (2.16)$$

$$R_e = 0,5 * 1 * 61,847 = 30,923 \text{ мм}$$

При цьому ширина вінця приймається 10 мм, відповідно до обмеження:

$$b \leq 10m_e \quad (2.17)$$

$$b \leq 10 * 1 = 10 \text{ мм}$$

Середня конусна відстань визначена:

$$R = R_e - 0,5b \quad (2.18)$$

$$R = 30,923 - 0,5 * 10 = 25,923 \text{ мм}$$

Середній коловий модуль, що враховує зменшення радіуса по висоті, становить:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 40 |

$$m = m_e \frac{R}{R_e} \quad (2.19)$$

$$m = 1 * \frac{25,923}{30,923} = 0,85$$

Далі визначено середні ділильні діаметри: для шестерні та для колеса:

$$a = mz \quad (2.20)$$

$$a_1 = 0,85 * 15 = 12,75 \text{ мм}$$

$$a_2 = 0,85 * 60 = 51 \text{ мм}$$

Кути ділильного конуса розраховані з урахуванням передаточного співвідношення:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} \quad (2.21)$$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{15}{60} = 0,25$$

Приймаємо $\delta_1 = 14^\circ 02' 10''$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (2.22)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 14^\circ 02' 10'' = 75^\circ 57' 50''$$

Передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.23)$$

$$u = \frac{60}{15} = 4 \quad (2.24)$$

Виходячи з цього, визначено кути вершин і впадин зубців з урахуванням головок і ніжок:

Зовнішня висота головки зуба

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) m_e \quad (2.25)$$

$$h_{ae2} = 2h_a^* m_e - h_{ae1} \quad (2.26)$$

$$h_{ae1} = (1 + 0,5) * 1 = 1,5 \text{ мм}$$

$$h_{ae2} = 2 * 1 * 1 - 1,5 = 0,5 \text{ мм}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 41 |

Зовнішня висота ніжки зуба

$$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* m_e \quad (2.27)$$

$$h_{fe2} = h_{ae1} + c^* m_e \quad (2.28)$$

$$h_{fe1} = 0,5 + 0,2 * 1 = 0,7 \text{ мм}$$

$$h_{fe2} = 1,5 + 1 * 0,2 = 1,7 \text{ мм}$$

Зовнішня висота зуба

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} \quad (2.29)$$

$$h_{e1} = 1,5 + 0,7 = 2,2 \text{ мм}$$

$$h_{e2} = 0,5 + 1,7 = 2,2 \text{ мм}$$

Зовнішня колова товщина зуба

$$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \text{tg}\alpha + x_{\tau 1})m_e \quad (2.30)$$

$$s_{e2} = \pi m_e - s_{e1} \quad (2.31)$$

$$s_{e1} = (0,5 * 3,14 + 2 * 0,5 * 0,364 + 0,042) * 1 = 1,977 \text{ мм}$$

$$s_{e2} = 3,14 * 1 - 1,977 = 1,165 \text{ мм}$$

Кут ніжки зуба

$$\text{tg}\theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e} \quad (2.32)$$

$$\text{tg}\theta_{f1} = \frac{h_{fe1}}{R_e} = \frac{0,7}{30,923} = 0,023$$

$$\text{tg}\theta_{f2} = \frac{h_{fe2}}{R_e} = \frac{1,7}{30,923} = 0,055$$

Приймаємо $\theta_{f1} = 1^\circ 17' 48''$ $\theta_{f2} = 3^\circ 08' 48''$

Кут головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} \quad (2.33)$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} \quad (2.34)$$

$$\theta_{a1} = 3^\circ 08' 48''$$

$$\theta_{a2} = 1^\circ 17' 48''$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 42 |

Кут конуса вершин

$$\delta_a = \delta + \theta_a \quad (2.35)$$

$$\delta_{a1} = \delta + \theta_{a1} = 14^\circ 02' 10'' + 3^\circ 08' 48'' = 17^\circ 10' 58''$$

$$\delta_{a2} = \delta + \theta_{a2} = 75^\circ 57' 50'' + 1^\circ 17' 48'' = 77^\circ 15' 38''$$

Кут конуса впадин

$$\delta_f = \delta - \theta_f \quad (2.36)$$

$$\delta_{f1} = \delta - \theta_{f1} = 14^\circ 02' 10'' - 1^\circ 17' 48'' = 12^\circ 44' 22''$$

$$\delta_{f2} = \delta - \theta_{f2} = 75^\circ 57' 50'' - 3^\circ 08' 48'' = 72^\circ 49' 02''$$

Зовнішні діаметри визначено, як добуток модуля на кількість зубців:

$$d_e = m_e z \quad (2.37)$$

$$d_{e1} = 1 * 15 = 15 \text{ мм}$$

$$d_{e2} = 1 * 60 = 60 \text{ мм}$$

Діаметри вершин зубців:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta \quad (2.38)$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta = 15 + 2 * 1,5 * 0,97 = 17,91 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta = 60 + 2 * 0,5 * 0,243 = 60,243 \text{ мм}$$

Для верифікації міцності на контактне навантаження обчислено середню колову швидкість:

$$v_m = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 * 1000} \quad (2.39)$$

$$v_m = \frac{3,14 * 60 * 750}{60 * 1000} = 2,355 \text{ м/с}$$

Колове зусилля, що діє на шестерню:

$$F_t = \frac{2 * 10^3 * T_2}{0,857 * d_{e2}} \quad (2.40)$$

$$F_t = \frac{2 * 10^3 * 0,203}{0,857 * 60} = 7,896 \text{ Н}$$

Супутні сили: осьова і радіальна:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 43 |

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta \quad (2.41)$$

$$F_{a1} = 3,183 * 0,364 * 0,243 = 0,281 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = F_t * \operatorname{tg} \alpha \cos \delta \quad (2.42)$$

$$F_{r1} = 3,183 * 0,364 * 0,97 = 1,124 \text{ Н}$$

Контактне напруження визначено з урахуванням усіх коефіцієнтів впливу:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{\vartheta_H d_{e2} b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma]_H \quad (2.43)$$

де F_t – колова швидкість в зачепленні, Н;

u_ϕ – фактичне передаточне число конічної передачі;

ϑ_H – коефіцієнт, який враховує вид конічної передачі, для прямозубих передач $\vartheta_H = 1$.

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубцями коліс $K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по ширині вінця. Для прямозубих конічних передач $K_{H\beta} = 1$;

K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження. Визначається в залежності від ступеню точності передачі і колової швидкості коліс, $K_{Hv} = 1,02$.

$[\sigma]_H$ – контактні напруження матеріалу.

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{7,896 * \sqrt{4^2 + 1}}{1 * 60 * 10}} * 1 * 1 * 1,02 = 110 \text{ МПа}$$

Напруження згину для колеса при розрахунку становить $\sigma_{F2}=2,3\text{МПа}$, а для шестерні $\sigma_{F1}=2,15\text{МПа}$. Кінцеві значення після врахування коефіцієнта безпеки:

$$\sigma_{H(F)0} = \sigma_{H(F)} * S_b, \text{ МПа} \quad (2.44)$$

де S_b – коефіцієнт безпеки. Приймаємо $S_b = 1,1$

$$\sigma_{H0} = 110 * 1,1 = 121 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F0} = 2,3 * 1,1 = 2,53 \text{ МПа}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 44 |

У якості матеріалу зубчастих коліс передбачено ABS-пластик, що має високі характеристики ударної в'язкості, зносостійкості та жорсткості. Матеріал допускає короточасну експлуатацію при температурі до 100°C, а тривалу — до 80°C. Відповідно до формули, при твердості по Брінеллю HB = 110–150 МПа, контактна межа міцності становить:

$$[\sigma]_H = 2 * HB + 70 \quad (2.45)$$

$$[\sigma]_H = 2 * \left(\frac{110 + 150}{2} \right) + 70 = 330 \text{ МПа}$$

Таблиця 2.3. Технічні характеристики матеріалу

| Характеристика ABS | Значення |
|---|-----------------------------|
| Щільність | 1,02-1,08 г/см ³ |
| Міцність при розтягуванні | 35-50 МПа |
| Міцність при згині | 50-87 МПа |
| Міцність при стисненні | 60-80 МПа |
| Твердість по Брінеллю | 110-150 МПа |
| Вологопоглинання | 0,2-0,4% |
| Максимальна температура тривалої експлуатації | 75-80 °C |

За значенням отриманих напружень: $[\sigma]_H \geq 121 \text{ МПа}$, $[\sigma]_F \geq 2,53 \text{ МПа}$, матеріал ABS повністю задовольняє вимоги міцності та стійкості передачі. Отже, проектна конфігурація є технологічно доцільною та механічно надійною для умов експлуатації в мобільному сервоприводі.

Визначення геометричних та силових параметрів циліндричної передачі та її ступенів (першого, другого, третього та четвертого ступеня) виконувалось згідно з вимогами ГОСТ 16532-70. Методика передбачає розрахунок основних розмірів передачі за відомими значеннями зовнішнього колового модуля і чисел зубців для шестерні та зубчастого колеса.

Основні вихідні параметри наступні:

Розрахункове передаточне число $u = 3,39$;

Частота обертання шестерні $n_1 = 78,540 \text{ рад/с}$

Частота обертання колеса $n_2 = 23,168 \text{ рад/с}$

Крутний момент на шестерні $T_1 = 0,203 \text{ Н * м}$

Крутний момент на колесі $T_2 = 0,668 \text{ Н * м}$

Передача працює в умовах змінного навантаження, з реверсивним режимом, у складі дрібносерійної продукції, з проектним ресурсом 10 000 годин.

З метою уникнення підрізання зубців, для модуля $m=1$ приймається мінімальне допустиме число зубів шестерні $z_1=18$. Відповідно, кількість зубів колеса дорівнює:

$$z_2 = u * z_1 \quad (2.46)$$

$$z_2 = 3,39 * 18 = 61$$

Фактичне передаточне число при цьому дорівнює:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{61}{18} = 3,389 \quad (2.47)$$

Ширина зубчастого вінця колеса розрахована як:

$$b_2 = (6 \dots 8)m = 6 * 1 = 6 \text{ мм} \quad (2.48)$$

Ширина шестерні, що дозволяє компенсувати можливі зміщення при складанні:

$$b_1 = b_2 + (1 \dots 2) = 6 + 2 = 8 \text{ мм} \quad (2.49)$$

Таблиця 2.4. Параметри передачі циліндричної, перша ступінь

| Вихідні дані | | Познач. | Розмірн. | Величина |
|---|--------------------------|-------------|----------|----------|
| Зовнішній коловий модуль | | m | Мм | 1 |
| Кількість зубів шестерні | | Z1 | - | 18 |
| Число зубів колеса | | Z2 | - | 61 |
| Ширина вінця шестерні | | B1 | мм | 8 |
| Ширина вінця колеса | | B2 | мм | 6 |
| Кут нахилу | | β | градус | 0 |
| Нормальний вихідний контур по ГОСТ 13755-81 | кут профіля | <u>Alfa</u> | градус | 20 |
| | коэф. головки зуба | <u>h*a</u> | | 1 |
| | коэф. радіусу кривизни | | | |
| | Коеф. граничної висоти | <u>H*1</u> | | 2 |
| | Перехідний кривий | <u>pf</u> | | 0,38 |
| | коэф. радіального зазора | <u>c*</u> | | 0,25 |

Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2\cos\beta} \quad (2.50)$$

$$a_w = \frac{(18 + 61) * 1}{2 * 1} = 39,5 \text{ мм}$$

Ділильний діаметр

$$d_i = \frac{m * z_i}{\cos\beta} \quad (2.51)$$

$$d_1 = \frac{1 * 18}{1} = 18 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{1 * 68}{1} = 61 \text{ мм}$$

Початковий діаметр

$$d_{w1} = \frac{m * z_1}{\cos\beta} \quad (2.52)$$

$$d_{w1} = \frac{1 * 18}{1} = 18 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u + 1} \quad (2.53)$$

$$d_{w2} = \frac{2 * 39,5 * 3,39}{3,39 + 1} = 61 \text{ мм}$$

Діаметри вершини зубців

$$d_{ai} = d_i + 2m \quad (2.54)$$

$$d_{a1} = 18 + 2 * 1 = 20 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 61 + 2 * 1 = 63 \text{ мм}$$

Діаметри впадин зубців:

$$d_{fi} = d_i - 2,5m \quad (2.55)$$

$$d_{f1} = 18 - 2,5 * 1 = 15,5 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 61 - 2,5 * 1 = 58,5 \text{ мм}$$

Колова сила на зубцях визначена з виразу:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2 * 10^3}{d_2} = \frac{2 * 0,668 * 10^3}{61} = 21,9 \text{ Н} \quad (2.56)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 47 |

Радіальна складова навантаження становить:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} * \operatorname{tg}\alpha \quad (2.57)$$

$$F_{r2} = 21,9 * 0,364 = 7,97 \text{ Н}$$

Оскільки передача прямозуба, осьова складова сили дорівнює нулю.

Контактне напруження на робочій поверхні визначено за формулою:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma_H] \quad (2.58)$$

де K – допоміжний коефіцієнт. Для прямозубих передач $K = 436$;

$K_{H\alpha}$ – Коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зуб'ями, для прямозубих передач $K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба, $K_{H\beta} = 1$;

K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження, який залежить від колової швидкості коліс і ступеню точності передачі $K_{Hv} = 1,03$;

u_ϕ – фактичне передаточне число, $u_\phi = 3,389$.

$$\sigma_H = 436 * \sqrt{\frac{21,9 * (3,389 + 1)}{61 * 6} * 1 * 1 * 1,03} = 123 \text{ МПа}$$

Напруження згину для колеса та шестерні визначено з урахуванням геометрії та силового навантаження:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_1}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F \quad (2.59)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_F \quad (2.60)$$

де $Y_{F1} = 4,27$ і $Y_{F2} = 3,62$ – коефіцієнти форми зуба шестерні і колеса відповідно. Для прямозубих передач визначаються залежності від числа зуб'ів шестерні z_1 і колеса z_2 .

Y_β – коефіцієнт, який враховує нахил зуба, $Y_\beta = 1$.

$[\sigma]_F$ – напруження згину матеріалу передачі.

$$\sigma_{F2} = 3,62 * 1 * \frac{21,9}{6 * 1} * 1 * 1 * 1,03 = 13,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{13,6 * 4,27}{3,62} = 16 \text{ МПа}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 48 |

Після застосування коефіцієнта безпеки отримано значення:

$$\sigma_{H0} = 123 * 1,1 = 135 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F0} = 16 * 1,1 = 17,6 \text{ МПа}$$

Для виготовлення зубчастих елементів передачі обґрунтовано використання ABS-пластику, що має високу механічну міцність, задовільну зносостійкість і достатній рівень теплостійкості. Для підтвердження відповідності матеріалу вимогам розраховано допустиме контактне напруження: $[\sigma]_H \geq 135 \text{ МПа}$ та напруження згину: $[\sigma]_F \geq 17,6 \text{ МПа}$, що значно перевищує розрахункові значення. Отже, застосування цього полімерного матеріалу дозволяє забезпечити експлуатаційну надійність обраної передачі в межах заданих навантажень.

Розрахунок наступних ступенів (другого, третього та четвертого) проводимо за аналогією з першим ступенем циліндричної передачі.

Після проведених розрахунків занесемо дані до таблиці 2.5.

Таблиця 2.5. Параметри геометрії зубчастих коліс

| Передача | Конічна | <u>Цилінд.</u> перша ступінь | <u>Цилінд.</u> друга ступінь | <u>Цилінд.</u> третя ступінь | <u>Цилінд.</u> четверта ступінь |
|----------|---------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|---------------------------------------|
| m | 1 | 1 | 1 | 1 | 1,5 |
| a_w | - | 39,5 | 39,5 | 39,5 | 48 |
| d_1 | 15 | 18 | 18 | 18 | 27 |
| d_2 | 60 | 61 | 61 | 61 | 69 |
| b_1 | 10 | 8 | 10 | 10 | 12 |
| b_2 | 10 | 6 | 6 | 8 | 10 |
| u | 4 | 3,389 | 3,389 | 3,389 | 2,55 |

У процесі проектування сервоприводу важливу роль відіграє визначення параметрів валів, зокрема їх діаметрів, з урахуванням величини передаваного крутного моменту. Нижче подано зведені дані щодо моментів, які діють на вали конструкції.

Таблиця 2.6 — Величина крутних моментів на кожному з валів

| Номер валу на кінематичній схемі | Крутний момент на валу, Н · м |
|----------------------------------|-------------------------------|
| 1 | 0,053 |
| 2 | 0,203 |
| 3 | 0,668 |
| 4 | 2,197 |
| 5 | 7,223 |
| 6 | 17,937 |

Вал №1 не підлягає розрахунку, оскільки є частиною електричного двигуна. Для всіх наступних валів виконано аналіз діючих навантажень, визначено опорні реакції, побудовано діаграми моментів у горизонтальній і вертикальній площинах та встановлено небезпечні перерізи.

Вал №2 є конструктивним елементом приводу, на якому одночасно змонтовані елементи двох видів зубчастих передач: колесо конічного типу та циліндрична шестерня. Для проведення статичного розрахунку цього вала необхідно враховувати наступні вхідні параметри. Крутний момент, який передається валом, становить $T_1 = 0,203 \text{ Н} \cdot \text{м}$. На конічне колесо впливають такі сили: осьова $F_{a1} = 0,28 \text{ Н}$, радіальна $F_{r1} = 1,124 \text{ Н}$, та колова $F_{t1} = 7,896 \text{ Н}$. Водночас на циліндричну шестерню діють: радіальна сила $F_{r2} = 7,97 \text{ Н}$ та колова сила $F_{t2} = 21,9 \text{ Н}$.

Оскільки силові навантаження мають компоненти у двох ортогональних площинах, розрахунок виконується окремо у вертикальній та горизонтальній площинах. Це необхідно для точного визначення реакцій в опорах та побудови епюр згинальних моментів по кожній площині.

У горизонтальній площині застосовується умова рівноваги моментів відносно опор. Спершу складається рівняння моментів відносно опори А. При цьому враховуються плечі сил відносно точки прикладання та геометричні розміри елементів. Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорі D по горизонталі:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 50 |

$$\sum M_A^r = 0; F_{r2} * a - F_{r1} * (a + b) - 0,5 * F_{a1} * d_{m2} - R_D^r * (a + b + c) = 0$$

$$R_D^r = \frac{0,5 * F_{a1} * d_{m2} - F_{r2} * a + F_{r1} * (a + b)}{(a + b + c)}$$

$$R_D^r = \frac{0,5 * 0,28 * 0,06 - 7,97 * 0,007 + 1,124 * (0,007 + 0,015)}{(0,007 + 0,015 + 0,0365)} = -0,92 \text{ Н}$$

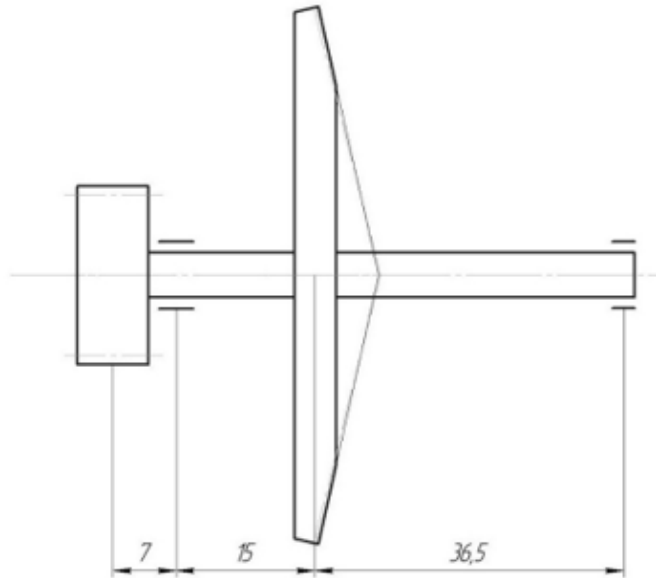


Рис 2.5 Вал №2 сервопривода

$$\sum M_D^r = 0; R_B^r * (b + c) - F_{r2} * (a + b + c) - 0,5 * F_{a1} * d_{m2} - F_{r1} * b = 0$$

$$R_B^r * (b + c) = F_{r2} * (a + b + c) + 0,5 * F_{a1} * d_{m2} + F_{r1} * b$$

$$R_B^r = \frac{F_{r2} * (a + b + c) + 0,5 * F_{a1} * d_{m2} + F_{r1} * b}{(b + c)}$$

$$R_B^r = \frac{7,97 * 0,0585 + 0,5 * 0,28 * 0,060 + 1,124 * 0,015}{(0,015 + 0,0365)} = 10,01 \text{ Н}$$

Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорах по вертикалі:

$$\sum M_A^B = 0; -F_{t1} * a + F_{t2} * b - R_D^B * (b + c) = 0$$

$$R_D^B * (b + c) = F_{t2} * b - F_{t1} * a$$

$$R_D^B = \frac{F_{t2} * b - F_{t1} * a}{(b + c)}$$

$$R_D^B = \frac{7,896 * 0,015 - 21,9 * 0,007}{(0,015 + 0,0365)} = -0,68 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_D^B = 0; R_B^B * (b + c) - F_{t2} * (b + c) + F_{t1} * b = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_{t2} * (b + c) + F_{t1} * b}{(b + c)}$$

$$R_B^B = \frac{21,9 * 0,515 + 7,896 * 0,0365}{0,515} = 19,26 \text{ Н}$$

Для оцінки напруженого стану вала у характерних перерізах було здійснено обчислення згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах у точках А, В, С і D.

У результаті враховано вплив силових факторів, що виникають під дією передаваних навантажень через зубчасті елементи.

У площині, яка розташована горизонтально, згинальні моменти розраховано як добуток відповідної сили на плече її дії.

$$M_A^F = 0;$$

$$M_B^F = -F_{r2} * a = 0,056 \text{ Н * м};$$

$$M_C^F = 0,5 * F_{a1} * d_{m2} = 0,281 * 0,06 * 0,5 = 0,00843 \text{ Н * м};$$

$$M_D^F = -F_{r1} * c = -1,124 * 0,0365 = 0,041 \text{ Н * м}.$$

Аналогічно проведено розрахунок у вертикальному напрямку.

$$M_A^B = 0;$$

$$M_B^B = F_{t2} * a = 21,9 * 0,007 = 0,1533 \text{ Н * м};$$

$$M_C^B = F_{t2} * (a + b) = 21,9 * (0,007 + 0,015) = 0,4818 \text{ Н * м};$$

$$M_D^B = 0 \text{ Н * м}.$$

Після визначення складових згинання у двох взаємно перпендикулярних площинах обчислено повний згинальний момент у кожному з перерізів за допомогою рівнокореневого методу:

$$M_i = \sqrt{M_i^{\Gamma^2} + M_i^{B^2}} \quad (2.61)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 52 |

$$M_A = 0;$$

$$M_B = \sqrt{0,056^2 + 0,1533^2} = 0,16 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_C = \sqrt{0,4818^2 + 0,00843^2} = 0,48 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_D = \sqrt{0,041^2 + 0^2} = 0,041 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Аналіз результатів показав, що найбільше значення згинального моменту спостерігається у перерізі С. Це свідчить про наявність критичної ділянки по міцності, саме в якій доцільно оцінювати допустимі напруження та визначати необхідний діаметр вала.

Для оцінки комбінованого впливу крутіння та згину обчислюється приведенне навантаження у вигляді еквівалентного моменту. Його обчислення проводиться за наступним виразом, у якому враховано вплив крутного моменту із коефіцієнтом вагомості 0,75:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M^2 + 0,75 * T^2} \quad (2.62)$$

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{0,48^2 + 0,75 * 0,203^2} = 0,51 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

На основі отриманого значення еквівалентного моменту розраховується необхідний діаметр вала у найбільш навантаженому перерізі. Для цього використовується формула, яка враховує матеріал, межу витривалості, та запас міцності:

$$d = 10 * \sqrt[3]{\frac{32 * M_{\text{екв}}}{\pi * G_p}} \quad (2.63)$$

$$d = 10 * \sqrt[3]{\frac{32 * 0,51}{3,14 * 71,34}} = 4,1 \text{ мм}$$

У даній конструкції передбачається застосування вала, виготовленого з конструкційної вуглецевої сталі марки 45 відповідно до ГОСТ 1050–88. Допустиме значення дотичних напружень для цього матеріалу визначено шляхом поділу границі витривалості на коефіцієнт запасу:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 53 |

$$G_p = G_{-13r}/n_{-1} \quad (2.64)$$

$$G_p = \frac{250}{3,5} = 71,34 \text{ МПа}$$

Після підстановки значень у розрахункову формулу отримано діаметр, який забезпечує необхідну міцність вала. З урахуванням технологічних можливостей обробки, ремонтпридатності та уніфікації елементів, доцільно прийняти номінальне значення діаметра вала у критичному перерізі на рівні $d = 5 \text{ мм}$. Такий розмір забезпечує достатню стійкість до навантаження при допустимому рівні механічних напружень.

Вал №3 є конструктивним елементом приводу, на якому змонтовано колесо першого ступеня та шестерню другого ступеня циліндричної зубчастої пари. Вони передають навантаження в межах проміжної ланки редуктора, що зумовлює підвищену відповідальність цього вала у загальній кінематичній схемі. Для проведення статичного розрахунку цього вала необхідно враховувати наступні вхідні параметри. Крутний момент, який передається валом, становить $T_1 = 0,668 \text{ Н} \cdot \text{м}$. На колесо впливають такі сили: радіальна $F_{r1} = 7,97 \text{ Н}$, та колова $F_{t1} = 21,9 \text{ Н}$. Водночас на циліндричну шестерню діють: радіальна сила $F_{r2} = 26,2 \text{ Н}$ та колова сила $F_{t2} = 72 \text{ Н}$.

Оскільки силові навантаження мають компоненти у двох ортогональних площинах, розрахунок виконується окремо у вертикальній та горизонтальній площинах. Це необхідно для точного визначення реакцій в опорах та побудови епюр згинальних моментів по кожній площині.

У горизонтальній площині застосовується умова рівноваги моментів відносно опор. Спершу складається рівняння моментів відносно опори А. При цьому враховуються плечі сил відносно точки прикладання та геометричні розміри елементів. Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорі D по горизонталі.

Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорах по вертикалі:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 54 |

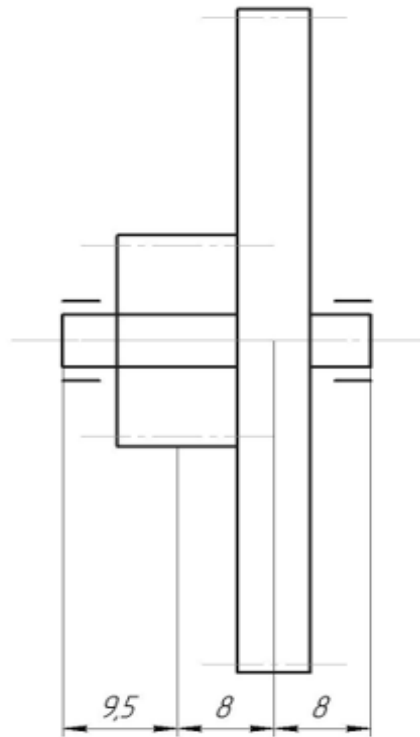


Рис 2.6 Вал №3сервопривода

$$\sum M_A^r = 0; -F_{r2} * a - F_{r1} * (a + b) - R_D^r * (a + b + c) = 0$$

$$R_D^r = \frac{-F_{r2} * a - F_{r1} * (a + b)}{(a + b + c)}$$

$$R_D^r = \frac{-26,2 * 0,008 - 7,97 * (0,0095 + 0,008)}{(0,0095 + 0,008 + 0,008)} = -15,23 \text{ Н}$$

$$\sum M_D^r = 0; R_A^r * (a + b + c) - F_{r2} * (a + b + c) + F_{r1} * b = 0$$

$$R_A^r = \frac{F_{r2} * (b + c) - F_{r1} * b}{(b + c)}$$

$$R_A^r = \frac{-26,2 * (0,008 + 0,008) - 7,97 * 0,008}{(0,0095 + 0,008 + 0,008)} = -19,3 \text{ Н}$$

$$\sum M_A^B = 0; F_{t2} * a + F_{t1} * (a + b) - R_D^B * (a + b + c) = 0$$

$$R_D^B = \frac{F_{t2} * a + F_{t1} * (a + b)}{(a + b + c)}$$

$$R_D^B = \frac{72 * 0,0095 + 21,9 * (0,0095 + 0,008)}{(0,0095 + 0,008 + 0,008)} = 42,7 \text{ Н}$$

$$\sum M_D^B = 0; R_A^B * (a + b + c) - F_{t2} * (b + c) - F_{t1} * b = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_{t2} * (b + c) + F_{t1} * b}{(a + b + c)}$$

$$R_A^B = \frac{72 * (0,008 + 0,008) + 21,9 * 0,008}{(0,0095 + 0,008 + 0,008)} = 52 \text{ Н}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 55 |

Для оцінки напруженого стану вала у характерних перерізах було здійснено обчислення згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах у точках А, В, С і D.

У результаті враховано вплив силових факторів, що виникають під дією передаваних навантажень через зубчасті елементи.

У площині, яка розташована горизонтально, згинальні моменти розраховано як добуток відповідної сили на плече її дії.

$$M_A^{\Gamma} = 0;$$

$$M_B^{\Gamma} = -F_{r1} * a = -7,97 * 0,008 = -0,06376 \text{ Н * м};$$

$$M_C^{\Gamma} = F_{r2} * a = 26,2 * 0,008 = 0,21 \text{ Н * м};$$

$$M_D^{\Gamma} = 0;$$

Аналогічно проведено розрахунок у вертикальному напрямку.

$$M_A^B = 0;$$

$$M_B^B = F_{t1} * a = 21,9 * 0,008 = 0,1715 \text{ Н * м};$$

$$M_C^B = -F_{t2} * (a + b) = 72 * 0,008 = -0,576 \text{ Н * м};$$

$$M_D^B = 0 \text{ Н * м}.$$

Після визначення складових згинання у двох взаємно перпендикулярних площинах обчислено повний згинальний момент у кожному з перерізів за допомогою рівнокореневого методу:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = \sqrt{(-0,06376)^2 + 0,1715^2} = 0,18 \text{ Н * м};$$

$$M_C = \sqrt{0,21^2 + (-0,576)^2} = 0,61 \text{ Н * м};$$

$$M_D = 0;$$

Аналіз результатів показав, що найбільше значення згинального моменту спостерігається у перерізі С. Це свідчить про наявність критичної ділянки по міцності, саме в якій доцільно оцінювати допустимі напруження та визначати необхідний діаметр вала.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 56 |

Для оцінки комбінованого впливу крутіння та згину обчислюється приведенне навантаження у вигляді еквівалентного моменту. Його обчислення проводиться за наступним виразом, у якому враховано вплив крутного моменту із коефіцієнтом вагомості 0,75:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{0,61^2 + 0,75 * 0,668^2} = 0,84 \text{ Н * м}$$

На основі отриманого значення еквівалентного моменту розраховується необхідний діаметр вала у найбільш навантаженому перерізі. Для цього використовується формула, яка враховує матеріал, межу витривалості, та запас міцності:

$$d = 10 * \sqrt[3]{\frac{32 * 0,51}{3,14 * 65,7}} = 4,94 \text{ мм}$$

У даній конструкції передбачається застосування вала, виготовленого з конструкційної вуглецевої сталі марки 45 відповідно до ГОСТ 1050–88. Допустиме значення дотичних напружень для цього матеріалу визначено шляхом поділу границі витривалості на коефіцієнт запасу:

$$G_p = \frac{250}{3,5} = 71,43 \text{ МПа}$$

Після підстановки значень у розрахункову формулу отримано діаметр, який забезпечує необхідну міцність вала. З урахуванням технологічних можливостей обробки, ремонтпридатності та уніфікації елементів, доцільно прийняти номінальне значення діаметра вала у критичному перерізі на рівні $d = 5 \text{ мм}$. Такий розмір забезпечує достатню стійкість до навантаження при допустимому рівні механічних напружень.

Вал №4 є конструктивним елементом приводу, на якому змонтовано колесо другого ступеня та шестерню третього ступеня циліндричної зубчастої пари. Вони передають навантаження в межах проміжної ланки редуктора, що зумовлює підвищену відповідальність цього вала у загальній кінематичній схемі. Для проведення статичного розрахунку цього вала необхідно враховувати наступні вхідні параметри. Крутний момент, який передається валом, становить $T_1 = 2,197 \text{ Н * м}$. На колесо впливають такі сили: радіальна

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 57 |

$F_{r1} = 26,2 \text{ Н}$, та колова $F_{t1} = 72 \text{ Н}$. Водночас на циліндричну шестерню діють: радіальна сила $F_{r2} = 86,3 \text{ Н}$ та колова сила $F_{t2} = 237 \text{ Н}$.

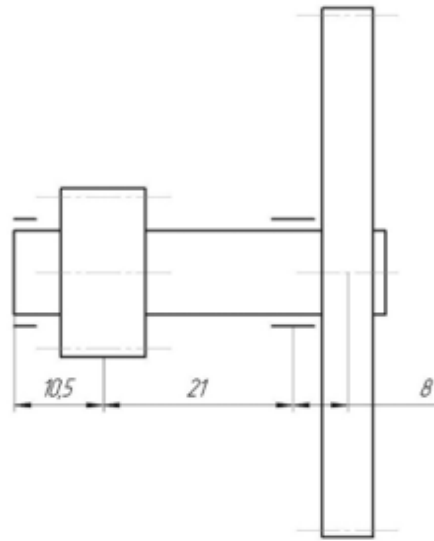


Рис 2.7 Вал №4сервпоривода

Оскільки силові навантаження мають компоненти у двох ортогональних площинах, розрахунок виконується окремо у вертикальній та горизонтальній площинах. Це необхідно для точного визначення реакцій в опорах та побудови епюр згинальних моментів по кожній площині.

У горизонтальній площині застосовується умова рівноваги моментів відносно опор. Спершу складається рівняння моментів відносно опори А. При цьому враховуються плечі сил відносно точки прикладання та геометричні розміри елементів. Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорі D по горизонталі.

$$\sum M_A^r = 0; -F_{r1} * a - R_C^r * (a + b) - F_{r2} * (a + b + c) = 0$$

$$R_C^r = \frac{-F_{r1} * a - F_{r2} * (a + b + c)}{(a + b)}$$

$$R_C^r = \frac{-86,3 * 0,01 - 26,2 * (0,01 + 0,21 + 0,008)}{(0,01 + 0,021)} = -220 \text{ Н}$$

$$\sum M_C^r = 0; R_A^r * (a + b) + F_{r1} * b - F_{r2} * c = 0$$

$$R_A^r = \frac{F_{r2} * c - F_{r1} * b}{(a + b)}$$

$$R_A^r = \frac{26,2 * 0,008 - 86,3 * 0,021}{0,01 + 0,021} = -51,7 \text{ Н}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 58 |

Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорах по вертикалі:

$$\sum M_A^B = 0; F_{t1} * a - R_C^B * (a + b) + F_{t2} * (a + b + c) = 0$$

$$R_C^B = \frac{F_{t2} * (a + b + c) + F_{t1} * a}{a + b}$$

$$R_C^B = \frac{72 * (0,01 + 0,021 + 0,008) + 237 * 0,01}{0,01 + 0,021} = 167 \text{ Н}$$

$$\sum M_C^B = 0; R_A^B * (a + b) - F_{t2} * c + F_{t1} * b = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_{t2} * (b + c) - F_{t1} * b}{(a + b)}$$

$$R_A^B = \frac{72 * (0,021 + 0,008) - 237 * 0,021}{0,01 + 0,021} = -93,2 \text{ Н}$$

Для оцінки напруженого стану вала у характерних перерізах було здійснено обчислення згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах у точках А, В, С і D.

У результаті враховано вплив силових факторів, що виникають під дією передаваних навантажень через зубчасті елементи.

У площині, яка розташована горизонтально, згинальні моменти розраховано як добуток відповідної сили на плече її дії.

$$M_A^I = 0;$$

$$M_B^I = -R_C^I * b - F_{r2} * (b + c) = -(-220) * 0,021 - 26,2 * (0,021 + 0,008) = 3,86 \text{ Н * м};$$

$$M_C^I = -F_{r2} * c = -26,2 * 0,008 = 0,21 \text{ Н * м};$$

$$M_D^I = 0;$$

Аналогічно проведено розрахунок у вертикальному напрямку.

$$|M_A^B = 0;$$

$$M_B^B = -R_C^B * b + F_{t2} * (b + c) = -(-220 * 0,008) + 72 * (0,021 + 0,008) = 3,85 \text{ Н * м};$$

$$M_C^B = F_{t2} * c = 72 * 0,008 = 0,576 \text{ Н * м};$$

$$M_D^B = 0 \text{ Н * м}.$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 59 |

Після визначення складових згинання у двох взаємно перпендикулярних площинах обчислено повний згинальний момент у кожному з перерізів за допомогою рівнокореневого методу:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = \sqrt{3,86^2 + 0,18^2} = 3,864 \text{ Н * м};$$

$$M_C = \sqrt{0,21^2 + (0,576)^2} = 0,61 \text{ Н * м};$$

$$M_D = 0;$$

Аналіз результатів показав, що найбільше значення згинального моменту спостерігається у перерізі В. Це свідчить про наявність критичної ділянки по міцності, саме в якій доцільно оцінювати допустимі напруження та визначати необхідний діаметр вала.

Для оцінки комбінованого впливу крутіння та згину обчислюється приведенне навантаження у вигляді еквівалентного моменту. Його обчислення проводиться за наступним виразом, у якому враховано вплив крутного моменту із коефіцієнтом вагомості 0,75:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{3,864^2 + 0,75 * 2,197^2} = 4,3 \text{ Н * м}$$

На основі отриманого значення еквівалентного моменту розраховується необхідний діаметр вала у найбільш навантаженому перерізі. Для цього використовується формула, яка враховує матеріал, межу витривалості, та запас міцності:

$$d = 10 * \sqrt[3]{\frac{32 * 0,51}{3,14 * 65,7}} = 8,5 \text{ мм}$$

У даній конструкції передбачається застосування вала, виготовленого з конструкційної вуглецевої сталі марки 45 відповідно до ГОСТ 1050–88. Допустиме значення дотичних напружень для цього матеріалу визначено шляхом поділу границі витривалості на коефіцієнт запасу:

$$G_p = \frac{250}{3,5} = 71,43 \text{ МПа}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 60 |

Після підстановки значень у розрахункову формулу отримано діаметр, який забезпечує необхідну міцність вала. З урахуванням технологічних можливостей обробки, ремонтпридатності та уніфікації елементів, доцільно прийняти номінальне значення діаметра вала у критичному перерізі на рівні $d = 10$ мм. Такий розмір забезпечує достатню стійкість до навантаження при допустимому рівні механічних напружень.

Вал №5 є конструктивним елементом приводу, на якому змонтовано колесо третього ступеня та шестерню четвертого ступеня циліндричної зубчастої пари. Вони передають навантаження в межах проміжної ланки редуктора, що зумовлює підвищену відповідальність цього вала у загальній кінематичній схемі. Для проведення статичного розрахунку цього вала необхідно враховувати наступні вхідні параметри. Крутний момент, який передається валом, становить $T_1 = 7,223$ Н * м. На колесо впливають такі сили: радіальна $F_{r1} = 86,2$ Н, та колова $F_{t1} = 237$ Н. Водночас на циліндричну шестерню діють: радіальна сила $F_{r2} = 189$ Н, та колова сила $F_{t2} = 520$ Н.

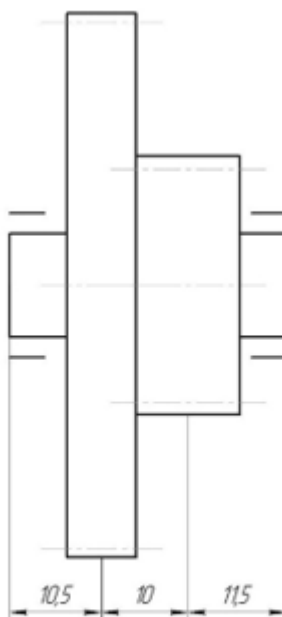


Рис 2.8 Вал №5сервопривода

Оскільки силові навантаження мають компоненти у двох ортогональних площинах, розрахунок виконується окремо у вертикальній та горизонтальній площинах. Це необхідно для точного визначення реакцій в опорах та побудови епюр згинальних моментів по кожній площині.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 61 |

У горизонтальній площині застосовується умова рівноваги моментів відносно опор. Спершу складається рівняння моментів відносно опори А. При цьому враховуються плечі сил відносно точки прикладання та геометричні розміри елементів. Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорі D по горизонталі.

$$\sum M_A^r = 0; -F_{r1} * a - F_{r2} * (a + b) - R_D^r * (a + b + c) = 0$$

$$R_D^r = \frac{-F_{r1} * a - F_{r2} * (a + b)}{(a + b + c)}$$

$$R_D^r = \frac{-86,2 * 0,0105 - 189 * (0,0105 + 0,01)}{(0,0105 + 0,01 + 0,0105)} = -154 \text{ Н}$$

$$\sum M_D^r = 0; R_A^r * (a + b + c) + F_{r1} * (b + c) + F_{r2} * c = 0$$

$$R_A^r = \frac{-F_{r1} * (b + c) - F_{r2} * c}{(a + b + c)}$$

$$R_A^r = \frac{-86,2 * (0,01 + 0,0105) - 189 * 0,0105}{(0,0105 + 0,01 + 0,0105)} = -121 \text{ Н}$$

Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорах по вертикалі:

$$\sum M_A^B = 0; F_{t1} * a + F_{t2} * (a + b) - R_D^B * (a + b + c) = 0$$

$$R_D^B = \frac{F_{t1} * a + F_{t2} * (a + b)}{(a + b + c)}$$

$$R_D^B = \frac{237 * 0,0105 + 520 * (0,0105 + 0,01)}{(0,0105 + 0,01 + 0,0105)} = 424 \text{ Н}$$

$$\sum M_D^B = 0; R_A^B * (a + b + c) - F_{t1} * (b + c) - F_{t2} * c = 0$$

$$R_A^B = \frac{F_{t1} * (b + c) + F_{t2} * c}{(a + b + c)}$$

$$R_A^B = \frac{237 * (0,0105 + 0,01) + 520 * 0,0105}{(0,0105 + 0,01 + 0,0105)} = 333 \text{ Н}$$

Для оцінки напруженого стану вала у характерних перерізах було здійснено обчислення згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах у точках А, В, С і D.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 62 |

У результаті враховано вплив силових факторів, що виникають під дією передаваних навантажень через зубчасті елементи.

У площині, яка розташована горизонтально, згинальні моменти розраховано як добуток відповідної сили на плече її дії.

$$M_A^F = 0;$$

$$M_B^F = -F_{r2} * b - R_D^F * (b + c) = -189 * 0,01 - (-154 * (0,01 + 0,0105)) = 1,27 \text{ Н} * \text{м};$$

$$M_C^F = -R_D^F * c = -154 * 0,0105 = -1,62 \text{ Н} * \text{м};$$

$$M_D^F = 0;$$

Аналогічно проведено розрахунок у вертикальному напрямку.

$$M_A^B = 0;$$

$$M_B^B = -R_D^B * (b + c) + F_{t2} * b = -424 * 0,0105 + 520 * 0,01 = 0,75 \text{ Нм};$$

$$M_C^B = -R_D^B * c = -424 * 0,0105 = -4,45 \text{ Н} * \text{м};$$

$$M_D^B = 0 \text{ Н} * \text{м}.$$

Після визначення складових згинання у двох взаємно перпендикулярних площинах обчислено повний згинальний момент у кожному з перерізів за допомогою рівнокореневого методу:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = \sqrt{1,27^2 + 0,75^2} = 1,5 \text{ Н} * \text{м};$$

$$M_C = \sqrt{(-1,62)^2 + 0,61^2} = 1,73 \text{ Н} * \text{м};$$

$$M_D = 0;$$

Аналіз результатів показав, що найбільше значення згинального моменту спостерігається у перерізі С. Це свідчить про наявність критичної ділянки по міцності, саме в якій доцільно оцінювати допустимі напруження та визначати необхідний діаметр вала.

Для оцінки комбінованого впливу крутіння та згину обчислюється приведені навантаження у вигляді еквівалентного моменту. Його обчислення проводиться за наступним виразом, у якому враховано вплив крутного моменту із коефіцієнтом вагомості 0,75:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 63 |

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{1,73^2 + 0,75 * 7,223^2} = 6,5 \text{ Н * м}$$

На основі отриманого значення еквівалентного моменту розраховується необхідний діаметр вала у найбільш навантаженому перерізі. Для цього використовується формула, яка враховує матеріал, межу витривалості, та запас міцності:

$$d = 10 * \sqrt[3]{\frac{32 * 0,51}{3,14 * 65,7}} = 9,7 \text{ мм}$$

У даній конструкції передбачається застосування вала, виготовленого з конструкційної вуглецевої сталі марки 45 відповідно до ГОСТ 1050–88. Допустиме значення дотичних напружень для цього матеріалу визначено шляхом поділу границі витривалості на коефіцієнт запасу:

$$G_p = \frac{250}{3,5} = 71,43 \text{ МПа}$$

Після підстановки значень у розрахункову формулу отримано діаметр, який забезпечує необхідну міцність вала. З урахуванням технологічних можливостей обробки, ремонтпридатності та уніфікації елементів, доцільно прийняти номінальне значення діаметра вала у критичному перерізі на рівні $d = 10 \text{ мм}$. Такий розмір забезпечує достатню стійкість до навантаження при допустимому рівні механічних напружень.

Вал №6 є конструктивним тихохідним елементом приводу, на якому змонтовано колесо четвертого ступеня циліндричної зубчастої пари. Він передає навантаження, що зумовлює найвищу відповідальність цього вала у загальній кінематичній схемі. Для проведення статичного розрахунку цього вала необхідно враховувати наступні вхідні параметри. Крутний момент, який передається валом, становить $T = 17,937 \text{ Н * м}$. На колесо впливають такі сили: радіальна $F_{r1} = 189 \text{ Н}$, та колова $F_{t1} = 520 \text{ Н}$ та сили, що діють при виході валу двигуна радіальна сила F_{r2} та колова сила F_{t2} .

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 64 |

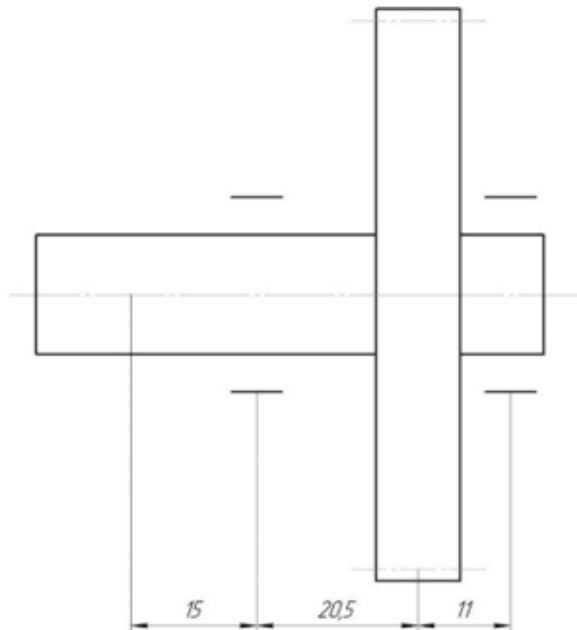


Рис 2.9 Вал №6сервопривода

При моделюванні навантажень, які діють на вихідному кінці маніпулятора, значення сил приймаються із урахуванням коефіцієнта запасу, що становить 20 % від відповідних сил, переданих через останню ступінь зубчастої передачі. Такий підхід дає змогу компенсувати можливі динамічні перевантаження, інерційні впливи робочого органа та похибки, пов'язані з експлуатаційними умовами. У результаті цього, розрахункові значення сил на виході маніпулятора приймаються на 20 % вищими за відповідні сили, які діють на зубчастому колесі останнього ступеня.

$$F_{t(r)2} = F_{t(r)1} * 1,2 \quad (2.65)$$

$$F_{t2} = 520 * 1,2 = 624 \text{ Н}$$

$$F_{r2} = 189 * 1,2 = 227 \text{ Н}$$

Оскільки силові навантаження мають компоненти у двох ортогональних площинах, розрахунок виконується окремо у вертикальній та горизонтальній площинах. Це необхідно для точного визначення реакцій в опорах та побудови епюр згинальних моментів по кожній площині.

У горизонтальній площині застосовується умова рівноваги моментів відносно опор. Спершу складається рівняння моментів відносно опори А. При

цьому враховуються плечі сил відносно точки прикладання та геометричні розміри елементів. Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорі D по горизонталі.

$$\sum M_D^r = 0; F_{r2} * a - F_{r1} * b - R_D^r * (b + c) = 0$$

$$R_D^r = \frac{F_{r1} * b - F_{r2} * a}{(b + c)}$$

$$R_D^r = \frac{189 * 0,0205 - 227 * 0,015}{(0,0205 + 0,011)} = 14,9 \text{ Н}$$

$$\sum M_B^r = 0; R_B^r * (b + c) + F_{r1} * c + F_{r2} * (a + b + c) = 0$$

$$R_B^r = \frac{-F_{r2} * (a + b + c) - F_{r1} * c}{(b + c)}$$

$$R_B^r = \frac{-227 * (0,015 + 0,0205 + 0,011) - 189 * 0,011}{0,0205 + 0,011} = -400 \text{ Н}$$

Застосувавши відповідні розрахункові вирази, визначається реакція в опорах по вертикалі:

$$\sum M_D^B = 0; -F_{t2} * a - R_D^B * (b + c) + F_{t1} * b = 0$$

$$R_D^B = \frac{F_{t1} * b - F_{t2} * a}{b + c}$$

$$R_D^B = \frac{520 * 0,0205 - 624 * 0,015}{0,0205 + 0,011} = 42 \text{ Н}$$

$$\sum M_B^B = 0; R_B^B * (b + c) - F_{t2} * (a + b + c) - F_{t1} * c = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_{t2} * (a + b + c) + F_{t1} * c}{(b + c)}$$

$$R_B^B = \frac{624 * (0,015 + 0,0205 + 0,011) + 520 * 0,011}{0,0205 + 0,011} = 1103 \text{ Н}$$

Для оцінки напруженого стану вала у характерних перерізах було здійснено обчислення згинальних моментів у горизонтальній і вертикальній площинах у точках А, В, С і D.

У результаті враховано вплив силових факторів, що виникають під дією передаваних навантажень через зубчасті елементи.

У площині, яка розташована горизонтально, згинальні моменти розраховано як добуток відповідної сили на плече її дії.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 66 |

$$M_A^{\Gamma} = 0;$$

$$M_B^{\Gamma} = -F_{r1} * b - R_D^{\Gamma} * (b + c) = -189 * 0,0205 - 14,9 * (0,0205 + 0,011) = -4,3 \text{ Н} * \text{ м};$$

$$M_C^{\Gamma} = -R_D^{\Gamma} * c = -14,9 * 0,0112 = -0,17 \text{ Н} * \text{ м};$$

$$M_D^{\Gamma} = 0;$$

Аналогічно проведено розрахунок у вертикальному напрямку.

$$M_A^B = 0;$$

$$M_B^B = -R_D^B * (b + c) + F_{t1} * b = -42 * (0,0205 + 0,011) + 520 * 0,011 = 4,4 \text{ Н} * \text{ м};$$

$$M_C^B = -R_D^B * c = -42 * 0,011 = -0,46 \text{ Н} * \text{ м};$$

$$M_D^B = 0 \text{ Н} * \text{ м}.$$

Після визначення складових згинання у двох взаємно перпендикулярних площинах обчислено повний згинальний момент у кожному з перерізів за допомогою рівнокореневого методу:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = \sqrt{-4,4^2 + 4,4^2} = 6,15 \text{ Н} * \text{ м};$$

$$M_C = \sqrt{-0,17^2 + -0,46^2} = 0,5 \text{ Н} * \text{ м};$$

$$M_D = 0;$$

Аналіз результатів показав, що найбільше значення згинального моменту спостерігається у перерізі В. Це свідчить про наявність критичної ділянки по міцності, саме в якій доцільно оцінювати допустимі напруження та визначати необхідний діаметр вала.

Для оцінки комбінованого впливу крутіння та згину обчислюється приведенне навантаження у вигляді еквівалентного моменту. Його обчислення проводиться за наступним виразом, у якому враховано вплив крутного моменту із коефіцієнтом вагомості 0,75:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{6,15^2 + 0,75 * 17,937^2} = 16,7 \text{ Н} * \text{ м}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 67 |

На основі отриманого значення еквівалентного моменту розраховується необхідний діаметр вала у найбільш навантаженому перерізі. Для цього використовується формула, яка враховує матеріал, межу витривалості, та запас міцності:

$$d = 10 * \sqrt[3]{\frac{32 * 0,51}{3,14 * 65,7}} = 13,35 \text{ мм}$$

У даній конструкції передбачається застосування вала, виготовленого з конструкційної вуглецевої сталі марки 45 відповідно до ГОСТ 1050–88. Допустиме значення дотичних напружень для цього матеріалу визначено шляхом поділу границі витривалості на коефіцієнт запасу:

$$G_p = \frac{250}{3,5} = 71,43 \text{ МПа}$$

Після підстановки значень у розрахункову формулу отримано діаметр, який забезпечує необхідну міцність вала. З урахуванням технологічних можливостей обробки, ремонтпридатності та уніфікації елементів, доцільно прийняти номінальне значення діаметра вала у критичному перерізі на рівні $d = 15 \text{ мм}$. Такий розмір забезпечує достатню стійкість до навантаження при допустимому рівні механічних напружень.

Після завершення етапу розрахунку валів і уточнення посадочних з'єднань були внесені корективи до геометричних параметрів елементів валів, зокрема до їх діаметральних розмірів. У конструкції п'ятого вала передбачено виконання ступінчастої форми: діаметр основної частини залишено незмінним і він становить $d_o = 10 \text{ мм}$, тоді як для ступені, на якій монтується колесо, встановлено діаметр $d_c = 12 \text{ мм}$. Таке конструктивне рішення спрощує процес встановлення зубчастого елемента, забезпечуючи точне позиціонування та механічну жорсткість з'єднання.

Аналогічна конфігурація застосована і для шостого вала, який також виконаний у вигляді ступінчастого. Основна ділянка цього вала має діаметр $d_o = 15 \text{ мм}$, а посадочна частина $d_c = 20 \text{ мм}$. Такий підхід дозволяє не лише

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 68 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

забезпечити раціональне компонування елементів у межах габаритів корпусу, а й підвищити експлуатаційну надійність у місцях кріплення зубчастих коліс, що особливо важливо для навантажених вузлів сервопривода.

У конструкції сервопривода передбачається застосування підшипників ковзання на всіх проміжних валах, за винятком вихідного вала, на якому будуть встановлені підшипники кочення з огляду на вищі експлуатаційні навантаження та вимоги до точності й ресурсу. Матеріал, що обирається для виготовлення вкладишів, має відповідати технічним критеріям: зносостійкість, достатня механічна міцність, антифрикційні властивості та стійкість до навантажувального режиму роботи без необхідності постійного змащення.

Серед матеріалів, які відповідають зазначеним характеристикам, найбільш доцільно використати бронзографіт — композиційний спечений матеріал на основі бронзи з введенням графіту як твердої змазки. До його складу входить мідь як основний компонент, олово в межах 8,5–9% і частки графіту у концентрації 1,5–3%, рівномірно розподілені в структурі бронзової матриці. Технологія отримання такого матеріалу базується на методах порошкової металургії, що дозволяє отримати контрольовану пористу структуру, заповнену мастильними рідинами в процесі виготовлення. Завдяки капілярному ефекту масло, що зберігається у порах, вивільняється в процесі роботи, забезпечуючи ефективне змащення без необхідності зовнішньої системи мащення.

З урахуванням умов експлуатації в якості конструкційного матеріалу втулок підшипників ковзання прийнято бронзографіт марки ПА-БрОГр. Це дозволяє забезпечити надійність роботи при обертових рухах у межах встановленого навантаження і температурного режиму. Геометричні параметри втулок нормуються за наступними полями допуску: внутрішній отвір – з полем Н7, що гарантує точність посадки з нульовим або мінімальним зазором; зовнішній діаметр – за полем допуску к6, що забезпечує посадку з гарантованим натягом у корпусній частині вузла. Такий підхід дозволяє

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 69 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

досягти оптимального балансу між точністю складання і експлуатаційною надійністю підшипникового вузла.

Для забезпечення підтримки обертальних елементів на вихідному валу сервопривода було проведено перевірковий розрахунок підшипників кочення, з урахуванням фактичних навантажень і режиму експлуатації. Оскільки зубчаста передача, встановлена на валу, є прямозубою, осьове навантаження відсутнє, тобто $F_a = 0 \text{ Н}$. Загальний ресурс вузла обертання задано у межах $L_h = 10000 \text{ год}$.

На початковому етапі було прийнято попереднє рішення щодо типорозміру підшипника це кульковий підшипник, що є радіальним із внутрішнім діаметром 12 мм. Кутова швидкість обертання вала становить $\omega = 0,785 \text{ рад/с}$. Температурні умови експлуатації не перевищують 100°C , що відповідає стандартному температурному режиму без потреби коригування розрахункових коефіцієнтів.

Для визначення навантажень на кожну з опор були враховані компоненти радіального навантаження, що утворюються в результаті дії зовнішніх сил у горизонтальній та вертикальній площинах. Результуюче навантаження на першу та другу опори:

$$P_{r1} = \sqrt{R_1^{B2} + R_1^{r2}} = \sqrt{R_D^{r2} + R_D^{B2}} = \sqrt{-400^2 + 1103^2} = 1173 \text{ Н};$$

$$P_{r2} = \sqrt{R_2^{B2} + R_2^{r2}} = \sqrt{R_A^{r2} + R_A^{B2}} = \sqrt{14,9^2 + 42^2} = 44,6 \text{ Н};$$

Загальне еквівалентне навантаження підшипника визначається з урахуванням коефіцієнта запасу міцності $K_\delta = 1,3$ та температурного коефіцієнта $K_t = 1,0$, який відповідає температурі експлуатації до 100°C :

$$P = P_r * K_\delta * K_t = 1173 * 1,3 * 1,0 = 1525 \text{ Н} \quad (2.66)$$

Далі обчислюється приведена довговічність підшипника в мільйонах обертів:

$$L = \frac{573,2 * \omega * L_h}{10^6} = \frac{573,2 * 0,785 * 10000}{10^6} = 4,5 \text{ млн. об} \quad (2.67)$$

де $\omega = 15 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість обертання одного з кілець підшипників;

L_h - довговічність підшипника в годинах роботи, $L_h = 10\ 000 \text{ год}$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 70 |

На основі отриманих значень визначаємо необхідну динамічну вантажопідйомність підшипника:

$$C = PL^{1/\alpha}, \text{ Н} \quad (2.68)$$

де P – еквівалентне динамічне навантаження, Н

α – показник степені, для шарикових підшипників $\alpha = 3$

$$C = 1173 * 4,5^{0,333} = 1759 \text{ Н}$$

Порівнюючи розраховану величину з параметрами типових виробів, було обрано кульковий підшипник (радіальний) типу 61802-2RS1 виробництва SKF, який має такі технічні характеристики: внутрішній діаметр $d=15$ мм; зовнішній діаметр $D=24$ мм; ширина $B=5$ мм; динамічна вантажопідйомність $C=1900$ Н; статична вантажопідйомність $C_0=1100$ Н; маса одного підшипника $m=0,0074$ кг.

Таким чином, на кожну з опор вихідного вала доцільно встановити по одному радіальному кульковому підшипнику зазначеної моделі, що повністю забезпечує ресурс та умови навантаження у межах заданого режиму експлуатації.

У ході розробки конструкції приводу увагу приділимо геометричним і функціональним параметрам корпусу сервопривода, оскільки цей елемент виконує низку ключових функцій. Корпус слугує не лише базою для встановлення та фіксації елементів редукторного вузла, але також забезпечує захист від механічних домішок і пилу, формує замкнену просторову систему для циркуляції мастила, а також сприймає зовнішні та внутрішні навантаження, які виникають під час роботи зубчастих передач, підшипникових вузлів та вихідного вала.

З огляду на технічні вимоги, пов'язані з експлуатаційною надійністю, технологічністю виготовлення і жорсткістю конструкції, корпус проектувався у вигляді прямокутного паралелепіпеда. Така конфігурація забезпечує оптимальний розподіл механічних напружень, зменшує кількість концентрацій напружень у місцях з'єднання й сприяє спрощенню обробки на

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 71 |

верстатах. При цьому всі стінки виконані гладкими, без технологічних виступів, що спрощує литво, механічну обробку та зменшує ризики скупчення мастила або пилу у важкодоступних місцях.

Зовнішні габарити корпусу визначені на основі кінематичної схеми редуктора та габаритів встановлюваних елементів — зокрема, мотор-редуктора, валів та зубчастих пар. Всі внутрішні вузли повинні бути вписані в прямокутний об'єм, що відповідає просторовим обмеженням, заданим у технічному завданні. Конструктивно передбачено, що вертикальні стінки розміщуються під прямим кутом до основи, тоді як верхня частина (кришка) паралельна базовій площині.

При виборі товщини корпусних стінок враховано механічне навантаження, яке передається через підшипникові вузли та зубчасті колеса. Згідно з нормативними рекомендаціями для малонавантажених редукторів, попередній розрахунок дає:

$$\delta = 1,8\sqrt[4]{T} \geq 6 \text{ мм}$$

$$\delta = 1,8\sqrt[4]{20} = 3,8 \text{ мм}$$

Підставляючи значення крутного моменту $T=20 \text{ Н}\cdot\text{м}$, отримаємо $\delta=3,8 \text{ мм}$, однак з метою уніфікації та підвищення жорсткості прийнято мінімальне значення товщини стінок $\delta=6 \text{ мм}$.

Внутрішній об'єм корпусу розділено на три функціональні відсіки за допомогою поперечних перегородок. Перша частина призначена для розміщення електродвигуна, енкодера та конічної передачі. У другій секції встановлено перший та другий ступені циліндричних передач. Остання частина містить третій і четвертий щаблі передач та вихідний вал, що функціонує у режимі понижених обертів.

Корпус виконаний з двох симетричних половин, що з'єднуються по площині, яка проходить крізь осі валів. У передній частині передбачено технічний отвір діаметром 3 мм, призначений для виведення кабелів від енкодера та електродвигуна. З'єднання корпусних частин здійснюється за допомогою болтів, що розміщені по периметру. Для монтажу сервопривода на

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 72 |

маніпулятор у конструкції передбачено чотири наскрізні отвори у поперечній площині корпусу.

Щоб забезпечити просторову стабільність і зменшити деформації при навантаженні, в районі перегородок реалізовано додаткові ребра жорсткості. В місцях, де вали виходять за межі корпусу, встановлюються захисні кришки, що не лише виконують герметизуючу функцію, але й утримують підшипники у стабільному положенні. Для виключення осьових зміщень валів у процесі роботи застосовуються регульовальні шайби, які встановлюються між торцями валів і поверхнями корпусу або кришок. Це дозволяє точно виставити робочі зазори та виключити виникнення осьових люфтів під час експлуатації механізму.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 73 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Розділ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

Ефективна і безпечна експлуатація мобільних роботизованих систем, зокрема роботів-маніпуляторів, передбачає дотримання низки вимог охорони праці, спрямованих на запобігання аварійним ситуаціям, зменшення ризиків травмування персоналу, а також забезпечення довготривалої та надійної працездатності техніки. У випадку з мобільними платформами, оснащеними маніпуляторами, актуальними є питання взаємодії людини і роботизованого обладнання в динамічному середовищі, зокрема при застосуванні в сільськогосподарському секторі, де відзначається висока варіативність робочих умов і наявність зовнішніх шкідливих факторів природного та техногенного характеру.

Мобільні платформи можуть функціонувати як в автономному режимі, так і з дистанційним керуванням. Враховуючи це, питання безпеки персоналу набуває особливого значення, оскільки прямий контакт з рухомими механізмами можливий як в процесі обслуговування, так і в разі аварійного або непередбаченого маневру пристрою. Згідно з принципами системного аналізу ризиків, умовні небезпеки при експлуатації мобільної платформи поділяються на контактні і безконтактні.

Контактні ризики виникають у випадках безпосереднього доторку робочих органів або шасі платформи до тіла людини. До таких ситуацій відносять наїзд на оператора, удар маніпулятором, а також ураження електричним струмом. Для мінімізації ймовірності наїзду на людину застосовуються системи технічного зору, серед яких найчастіше використовуються камери та лідарні сенсори. Камера забезпечує візуальний

| | | | | | | | | |
|-----------|------|---------------|--------|------|---|---------------|------|---------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | | | | |
| Розроб. | | Легур В.О. | | | ОХОРОНА ПРАЦІ | Літ. | Арк. | Аркушів |
| Перевір. | | Кадикало І.О. | | | | | 74 | 89 |
| Реценз. | | | | | | | | |
| Н. Контр. | | Ловейкін В.С. | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | | |
| | | | | | | НУБіП України | | |

контроль оператором, тоді як лідар дозволяє платформі виявляти перешкоди автоматично і уникати їх без втручання оператора.

При контактах маніпулятора з твердими тілами, включаючи частини тіла людини, зростає момент навантаження, що миттєво відображається на показниках струму живлення сервопривода. При перевищенні допустимого навантаження система керування повинна реагувати шляхом відключення живлення, щоб запобігти травмуванню. Такий принцип реалізовано шляхом обмеження струму у схемі живлення на основі даних з енкодера або потенціометра. Після відключення живлення платформа переходить у стан зупинки або аварійного гальмування.

Щодо електробезпеки, мобільна платформа зазвичай живиться від джерела напругою в межах 12–24 В. Ці значення не перевищують гранично допустимого рівня для безпечного контакту з тілом людини (36 В), однак при несправностях можлива поява потенційно небезпечних струмових витікань. Тому електронні компоненти встановлюються у герметичному корпусі з ізоляційного пластику, оснащеному силікагелевими вкладками для абсорбції вологи. Крім того, для запобігання коротким замиканням у схемі живлення застосовуються відповідні плавкі запобіжники.

Літій-іонні акумулятори, що використовуються в мобільних роботах, характеризуються високою енергієємністю, однак у разі перегріву або механічного пошкодження вони здатні до загоряння або вибуху. Тому при проектуванні враховується розміщення акумуляторних блоків у захисному термостійкому контейнері та впровадження системи контролю температури. Робота поблизу джерел високої температури або в умовах прямого сонячного випромінювання потребує додаткового захисту – наприклад, пасивного охолодження або термозахисного кожуха.

Безконтактні фактори безпеки включають в себе вплив хімічних, фізичних або акустичних подразників, які можуть надходити в навколишнє середовище в процесі експлуатації пристрою. У випадку роботів-маніпуляторів, що оснащені функцією 3D-друку або працюють з

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 75 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

термопластиками, виникає ризик виділення летких органічних речовин (ЛОР) при розігріванні філаменту. Такі сполуки мають виражену токсичність і можуть призвести до порушень дихальних функцій у операторів при тривалому впливі. Запобігання реалізується шляхом організації витяжної вентиляції в зоні роботи обладнання та використанням термостійких кожухів із локалізацією джерела випарів.

Вплив вібрацій як системного небезпечного чинника актуальний лише у випадках контактного керування або монтажу платформи на раму, що передає коливання на елементи конструкції. В умовах дистанційного або автономного керування передача вібрацій на людину відсутня, однак тривалі мікровібрації можуть впливати на точність роботи сенсорів та виконавчих механізмів, що потребує відповідного конструктивного демпфірування.

Шум, що утворюється внаслідок роботи електроприводів, редукторів або шасі, відноситься до механічного типу і відзначається середньою інтенсивністю та невисокою частотою. Акустичні коливання створюють додаткове навантаження на слуховий апарат людини, особливо при тривалій експозиції. Крім прямого впливу на органи слуху, шум викликає кумулятивний ефект – він накопичується в нервовій системі оператора, призводячи до функційних порушень, погіршення реакції, зміни рівня уваги та емоційного стану. Особливо небезпечними є умови, коли обслуговування платформ виконується в замкнених приміщеннях із недостатнім звукопоглинанням. У такому разі доцільно використовувати шумозахисні екрани або індивідуальні засоби захисту органів слуху.

Особливості експлуатації мобільного робота-маніпулятора в агропромисловому комплексі вимагають додаткових заходів безпеки. Підвищена запиленість, наявність вологи, високий перепад температур та вплив ультрафіолетового випромінювання створюють складні умови для електронних систем. У зв'язку з цим електричні та силові вузли потребують вологозахисного виконання за стандартами не нижче IP65, а контактні роз'єми мають бути оснащені захисними кришками.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 76 |

При виконанні сільськогосподарських завдань, зокрема сортуванні, завантаженні або пересуванні продуктів рослинництва і тваринництва, є ризик забруднення механічних вузлів біологічним матеріалом, що може викликати корозію або механічне блокування. Це вимагає впровадження системи планового технічного обслуговування з періодичною перевіркою герметичності вузлів, стану мастила і справності датчиків.

Загалом, безпечна експлуатація мобільного робота-маніпулятора можлива лише за умови поєднання конструктивних, організаційних і технологічних заходів. Конструктивні – це реалізація аварійного відключення, контроль перевантажень, термозахисту, герметизація електроніки. Організаційні – регламентація доступу до зони обслуговування, інструктаж, використання індивідуальних засобів захисту. Технологічні – це відповідність умов роботи нормативним вимогам щодо температури, вологості, запиленості та шумового навантаження.

Таким чином, з урахуванням специфіки роботи мобільного маніпулятора, зокрема в аграрному виробництві, питання охорони праці потребує системного підходу, який охоплює весь життєвий цикл пристрою – від проєктування до утилізації, включаючи етапи монтажу, пусканаладки, експлуатації і технічного обслуговування.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 77 |

Розділ 4

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

У даному розділі техніко-економічних розрахунків виконано індивідуальний розрахунок собівартості при виготовленні дослідного екземпляра сервопривода. Грошові величини виражаються за розрахунковим співвідношенням 1 USD = 42 UAH, що відповідає затвердженому на плановий період курсу. Подальші обчислення виконані для одиничного випуску зразка; при цьому сумарна вартість агрегату формується з двох основних складових: ціни закупного оснащення (електродвигун разом із датчиком зворотного зв'язку) та витрат на виготовлення комплекту деталей.

$$C = C_{\text{обл}} + C_{\text{дет}} \quad (4.1)$$

Витрати на комплектувальні елементи

Розрахунок цієї складової виконуємо за співвідношенням:

$$C_{\text{обл}} = C_{\text{дв}} + C_{\text{ен}} \quad (4.12)$$

де $C_{\text{дв}}$ – ціна електромотора, що входить до складу сервопривода, становить варіативний характер, тому обираємо ціну 28 дол. США;

$C_{\text{ен}}$ – собівартість датчика положення (енкодера), також має варіативний характер, тому приймаємо на рівні 80 грн.

$$C_{\text{обл}} = 28 * 42 + 80 = 1256 \text{ грн}$$

Витрати на виготовлення комплектуючих визначаються за наступним співвідношенням:

$$C_{\text{дет}} = C_{\text{вал}} + C_{\text{шест}} + C_{\text{підш}} + C_{\text{корп}} \quad (4.3)$$

де $C_{\text{вал}}$ – грошові витрати на виготовлення комплекта валів;

| | | | | | | | |
|-----------|---------------|----------|--------|------|---|------|---------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | | | |
| Розроб. | Легур В.О. | | | | Літ. | Арк. | Аркушів |
| Перевір. | Кадикало І.О. | | | | | 78 | 89 |
| Реценз. | | | | | НУБіП України | | |
| Н. Контр. | Ловейкін В.С. | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | |

$C_{\text{шест}}$ – сукупна ціна зубчастих (шестерень) коліс;

$C_{\text{підш}}$ – ціна підшипникових вузлів.

Собівартість виготовлення валів обчислюємо за виразом:

$$C_{\text{вал}} = C_{\text{ст}} + C_{\text{обр}} \quad (4.4)$$

де $C_{\text{ст}}$ – витрати на метал, при розрахунках прийнято, що для виготовлення комплекту валів потрібний 1 кг конструкційної сталі марки 40 ціною 50 грн/кг;

$C_{\text{обр}}$ – сумарна вартість токарно-фрезерної обробки вказаних валів.

$$C_{\text{обр}} = N_{\text{зп}} * t \quad (4.5)$$

де $N_{\text{зп}}$ – оплата праці за одну годину, грн/год; t – тривалість виконання технологічних операцій, год.

За розрахунками середня годинна оплата роботи токарно-фрезерної групи оцінюється у 500 грн. Для механічної обробки одного вала потрібно приблизно 0,5 год, отже для п'яти валів необхідно 2,5 год (150 хв).

$$C_{\text{обр}} = 500 * 2,5 = 1250 \text{ грн}$$

$$C_{\text{вал}} = 50 + 1250 = 1300 \text{ грн}$$

Витрати на виготовлення зубчастих передач поділяються на два технологічні маршрути. Пара коліс, що монтується на валах №2 та №3, виготовляється методом ливарного формування, оскільки на цих деталях передбачені видавки, які складно отримати різанням. Собівартість самого литва становить 800 грн, додатково потрібно одноразово виготовити литвеву форму вартістю 2000 грн. У підсумку формування двох комплектів зубчастих коліс обійдеться у 5600 грн.

Для решти ступенів доцільно застосувати FDM-друк. У цьому випадку витрати розраховуються виходячи з питомої ціни друку одного грама полімеру. Загальна вартість комплекту друкованих шестерень визначається за виразом:

$$C_{\text{шест}} = C_{\text{др}} * \rho_{\text{пл}} * V_{\text{шест}} \quad (4.6)$$

де $C_{\text{др}}$ – розцінка за адитивне виготовлення 1 г матеріалу (3D-друк), 5 грн/г;

$\rho_{\text{пл}}$ – середня об'ємна маса застосованого полімеру, г/мм³;

$V_{\text{шест}}$ – геометричний об'єм відповідної шестерні, мм³.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 79 |

$$V_{\text{шест}} = \sum \frac{\pi d^2}{2} * b, \quad (4.7)$$

де b – робоча ширина зубчастого вінця, мм; d – дільний (розрахунковий) діаметр шестерні, мм.

$$V_{\text{шест}} = \frac{3,14 * 18^2}{2} * 8 + \frac{3,14 * 61^2}{2} * 6 + \frac{3,14 * 18^2}{2} * 10 + \frac{3,14 * 61^2}{2} * 6 + \frac{3,14 * 18^2}{2} * 8 + \frac{3,14 * 61^2}{2} * 8 + \frac{3,14 * 27^2}{2} * 12 + \frac{3,14 * 72^2}{2} * 10 = 4069,44 + 35051,82 + 5086,8 + 35051,82 + 4069,44 + 46735,76 + 13734,36 + 81388,8 = 225188,24 \text{ мм}^3.$$

$$C_{\text{шест}} = 5600 + 5 * 0,0013 * 225188,24 = 7065 \text{ грн}$$

Для розрахунку витрат на підшипникові вузли сервопривода, знаходимо, як суму двох компонентів – ціни радіальних кулькових підшипників кочення $C_{\text{підш.коч}}$ та вартості бронзографітових втулок ковзання $C_{\text{підш.ковз}}$:

$$C_{\text{підш}} = C_{\text{підш.коч}} + C_{\text{підш.ковз}} \quad (4.8)$$

Витрати на кулькові радіальні підшипники типу 61802-2RS1, 425 грн.

У конструкції використано два такі елементи. Комплект втулок із порошкової бронзи, 280 грн. Втулки ковзання монтуються попарно на кожен із чотирьох проміжних валів, тобто потрібно вісім позицій.

$$C_{\text{підш}} = 2 * 425 + 280 * 8 = 3090 \text{ грн}$$

Корпус редуктора друкується адитивним методом із ABS-пластику. Витрати на виготовлення визначено добутком тарифу 3-D друку та маси заготовки:

$$C_{\text{корп}} = C_{\text{др}} * m = 5 * 500 = 2500 \quad (4.9)$$

Підсумувавши всі статті калькуляції деталей, одержуємо загальну внутрішню собівартість комплексу механічних елементів:

$$C_{\text{дет}} = 1300 + 7065 + 3090 + 2500 = 13955 \text{ грн}$$

Додаємо вартість закупного устаткування (двигун/енкодер) та отримуємо повну одиничну собівартість сервопривода:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 80 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

$$C = 1256 + 13955 = 15211 \text{ грн}$$

Для порівняння з імпортними аналогами витрати переведено у валюту за курсом, ухваленим для даної роботи: 1 USD = 42 UAH. Таким чином

$$C = \frac{15211}{42} = 362 \text{ долара США.}$$

Наведений результат відображає сумарні прямі витрати на виготовлення однієї одиниці сервопривода з урахуванням поточного курсу та актуальних цін на комплектувальні вироби й матеріали.

Економічний аналіз показує, що собівартість сервопривода у великій мірі залежить від способу формоутворення зубчастих коліс та корпусу. Для одиничного виготовлення адитивні технології й універсальні металообробні операції залишаються доцільними, оскільки дозволяють швидко отримати готовий виріб без інвестицій у спеціальне оснащення. Перехід до серійного випуску доцільно розпочинати з оптимізації передач (заміна литих коліс на штамповані або формовані прес-порошковою технологією) та впровадження литих полімерних корпусів. Запропонований розрахунок є основою для подальшого техніко-економічного обґрунтування та визначення точки беззбитковості при різних обсягах виробництва.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 81 |

Висновки

У процесі виконання кваліфікаційної роботи було сформовано повний цикл проектних та розрахункових процедур, що забезпечили створення сервопривода для мобільного робота-маніпулятора, адаптованого до умов сільськогосподарського виробництва. Перед початком розрахунків проаналізовано сучасний стан роботизованих маніпуляційних систем: наведено класифікацію промислових, сервісних та аграрних роботів, показано, що в польових умовах найдоцільніше застосовувати колісні або гусеничні мобільні платформи з електромеханічними приводами, оскільки вони поєднують достатню прохідність із можливістю живлення від автономних джерел. На підставі огляду альтернативних технічних рішень сформульовано вимоги до силової лінії маніпулятора, зокрема межі крутного моменту на тихохідному валі 18...20 Н·м, компактність редуктора та мінімізація маси рухомих частин.

Подальша робота була зосереджена на твердих розрахунках привода. Спочатку визначено реальні навантаження, що діють у характерних режимах збирання та сортування плодів: сила ваги оброблюваного об'єкта, інерційні складові при розгоні та гальмуванні, а також реакції від можливих зіткнень із рослинністю. Виходячи з отриманої діаграми моментів, обґрунтовано вибір безколекторного двигуна постійного струму з номінальною потужністю 35 Вт та кутовою швидкістю 3000 об/хв. Розрахунок початкового передаточного числа показав необхідність чотиріступеневого редуктора із загальним коефіцієнтом 150.

Для зміни напрямку потоку потужності застосовано конічну пару з модулем 1 мм та передаточним числом 4. Міцність зубців перевірено за контактними напруженнями та напруженнями згину відповідно до

| | | | | | | | | |
|-----------|------|---------------|--------|------|---|---------------|------|---------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | | | | |
| Розроб. | | Легур В.О. | | | ВИСНОВКИ | Літ. | Арк. | Аркушів |
| Перевір. | | Кадикало І.О. | | | | | 82 | 89 |
| Реценз. | | | | | | | | |
| Н. Контр. | | Ловейкін В.С. | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | | |
| | | | | | | НУБіП України | | |

ГОСТ 19624-74; отримані запас міцності 1,3 та 1,5 засвідчили коректність вибраних геометричних параметрів. Далі виконано кінематичний та силовий розрахунок чотирьох циліндричних ступенів. Для кожної ступені підібрано зовнішній модуль і число зубців так, щоб виключити підрізання, забезпечити плавність ходу та уніфікувати технологічний процес виготовлення. Для першого і другого ступенів зубчасті колеса сформовано методом лиття під тиском, що дозволило інтегрувати шпонкові видавки без додаткової механообробки; третій та четвертий ступені виготовлено FDM-друком із ABS-пластику з подальшим термоформуванням, що скоротило витрати та масу.

Вали редуктора перевірено на міцність за методикою еквівалентних напружень при спільній дії згину і кручення. Для найнавантаженого (тихохідного) вала діаметром 15 мм коефіцієнт запасу становить 1,25 при матеріалі сталь 45 з термообробкою до HB 230...240. Усі зубчасті колеса встановлені на вали через циліндричні шпонки DIN 6885; перевірка на зминання та зріз підтвердила відповідність з'єднань вимогам довговічності. У підшипникових вузлах швидкохідних валів використано кулькові радіальні підшипники типорозміру 61802-2RS1, а для проміжних валів прийнято гільзи ковзання з пористої бронзи, просоченої мастилом, що зменшує потребу в обслуговуванні в польових умовах.

Окремий розділ присвячено безпечній експлуатації мобільної системи. Розроблено алгоритм виявлення перешкод на основі ультразвукових датчиків та обмеження струму в обмотках сервопривода при різкому зростанні моменту. Показано, що напруга тягової батареї 24 В перебуває нижче порогової величини, небезпечної для людини, однак передбачено плавкі запобіжники й температурний контроль для запобігання термічним пошкодженням літій-іонного осередку. Проаналізовано чинники шуму і вібрації; рівень звукового тиску не перевищує 70 дБА, що відповідає гігієнічним нормам для відкритих майданчиків.

Економічна частина роботи показала, що при курсі 1 USD = 42 UAH одинична собівартість комплексу, виготовленого дрібним серійним способом,

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 83 |

становить 15211 грн, або близько 262 USD. Найбільшу частку витрат формують зубчасті колеса (49 %) та корпус (27 %), що підтверджує доцільність використання адитивних технологій для подальшого зниження вартості. Порівняння з імпортними аналогами, ціна яких коливається в межах 280...320 USD, демонструє економічну доцільність розробленого рішення за умови локального виробництва.

Таким чином, поставлені в роботі завдання виконані повністю: проведено аналітичний огляд галузі, розроблено та прораховано механічну схему сервопривода, перевірено міцність усіх елементів, обґрунтовано вибір підшипників і типів передач, забезпечено вимоги безпеки та підтверджено конкурентоспроможність виробу з погляду собівартості. Отримані результати можуть бути використані для виготовлення дослідної партії роботів-маніпуляторів, призначених для автоматизації операцій збирання та сортування сільськогосподарської продукції.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 84 |

Список літературних джерел

1. Нікольський, Г. І. Основи робототехніки. — Львів: ЛНУ, 2016.
2. Павленко І.І. Структура промислових роботів. — Кіровоград.: КІСМ, 1998. — 100с.
3. ПАВЛЕНКО, І. І.; ГОДУНКО, М. О. Структурні особливості будови та функціонування захватних пристроїв промислових роботів. 2007.
4. ПАВЛЕНКО, І. І.; МАЖАРА, В. А. Продуктивність функціонування двозахватних промислових роботів на позиціях допоміжних пристроїв. 2005.
5. Правила виконання кінематичних схем. Позначення умовні графічні в схемах. Елементи кінематики. (Стандарт кафедри)/ Упор. Б. В. Орловський, В. О. Пищиков, Арабінова Н.С. - .: КНУТД. – 2003. -32 с.
6. Анурьев В.И. – Справочник конструктора – машиностроителя в 3-х томах – М.:Машиностроение .-1979.
7. 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.
8. Справочник по промышленной робототехнике: в 2 т.: пер. с англ.: Handbook of industrial robotics / Shimon Y. Nof. – John Wiley Sons, New York /Ш. Ноф. М.: Машиностроение, 1989, с.121 – 122.
9. Polishchuk, M. Anthropomorphic gripping device for an industrial robot: design and calculation of parameters. SN Appl. Sci. (2019) 1: 503. <https://doi.org/10.1007/s42452-019-0535-z>
10. Поліщук М.М. Напрямки розвитку мобільних роботів довільної орієнтації

| | | | | | | | | |
|-----------|------|---------------|--------|------|---|---------------|------|---------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | | | |
| Змн. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | | | | |
| Розроб. | | Легур В.О. | | | СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ | Літ. | Арк. | Аркушів |
| Перевір. | | Кадикало І.О. | | | | | 85 | 89 |
| Реценз. | | | | | | НУБіП України | | |
| Н. Контр. | | Ловейкін В.С. | | | | | | |
| Затверд. | | | | | | | | |

- в просторі. International Multidisciplinary Conference: Key issues of education and sciences: development prospects for Ukraine and Poland (Stalowa Wola, Republic of Poland 21 July 2018). Stalowa Wola, Volume 6, 2018, p.p. 95-99.
11. Saunders A., Goldman D.I, Fullb R.J. and Buehler M. The RiSE Climbing Robot: Body and Leg Design. Boston Dynamics, Unmanned Systems Technology VIII. Proc. of SPIE Vol. 6230. 2005.13p.
 12. Tin Lun Lam, Yangsheng Xu. Tree Climbing Robot: Design, Kinematics and Motion Planning. Springer Heidelberg, New York, 2012. 178p.
 13. Auke Ijspeert, Carlo Menon. Modelisation and Simulation of Climbing Robots. Master Project, Simon Ruffieux, Simon Fraser University, 2008, p.21.
 14. Крокуючий мобільний робот: пат. 117065 Україна: МПК В62D 57/032. № а201701440; опубл. 11.06.2018, Бюл. 11. 8 с.
 15. Polishchuk M., Opashnianskyi M., Suyazov N. Walking Mobile Robot of Arbitrary Orientation. International Journal of Engineering and Manufacturing (IJEM). 2018. Vol.8, No.3. P. 1–11.
 16. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. – Кіровоград; КНТУ, 2007. – 420 с.
 17. Павленко І.І. Аналіз впливу характеристик захватних пристроїв промислових роботів на силові їх навантаження / Павленко І.І., Годунко М.О. – Кіровоград: КНТУ, 2008. – С.150 – 154. – (Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація; вип. 20).
 18. Павленко І.І., Мажара В.А. Роботизовані технологічні комплекси: Навчальний посібник. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.
 19. Макаров І. М., Топчєєв Ю. І. Робототехніка: Історія та перспективи. - М: Наука; Вид-во МАІ, 2003. - 349 с.
 20. Ловейкін В.С., Рибалко В.М., Ромасевич Ю.О., Матухно Н.В., Ляшко А.П., Деталі машин. Друге видання. Навчальний посібник. К.: «Компрінт», 2020. 736 с.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 86 |

21. Курмаз Л.В. Основи конструювання деталей машин: навчальний посібник. Харків: Видавництво «Підручник НТУ «ХПІ». 2010. 532 с.
22. Булгаков В. М. Інженерна механіка / В. М. Булгаков, О. І. Литвинов, Д. Г. Войтюк. - Вінниця: Нова книга, 2006. - 504 с.
23. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін., за ред. С.С. Яцуна. - К.: Мета, 2003. - 448 с.
24. Павлице В. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник. Львів: Афіша, 2003. — 560 с.
25. НПАОП 0.00-1.80-18 Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання. [Чинний від 2018—04—10]. Київ : Міністерство соціальної політики України, 2018.
26. <https://zakon.rada.gov.ua>
27. НПАОП 0.00-1.01-07. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідійомних кранів. [Чинний від 2007—09—01]. Київ : Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду, 2007.
28. ДБН А.3.2-2-2009 «Система стандартів безпеки праці. Промислова безпека у будівництві. Основні положення»;
29. НПАОП 0.00-1.75-15 «Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних робіт»;
30. НПАОП 40.1-1.21-98 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів»;
31. НПАОП 0.00-7.11-12 «Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників»;
32. НПАОП 0.00-1.71-13 «Правила охорони праці під час роботи з інструментом та пристроями»;
33. НПАОП 0.00-7.17-18 «Мінімальні вимоги безпеки і охорони здоров'я при використанні працівниками засобів індивідуального захисту на робочому

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 87 |

місці»;

34. НПАОП 45.2-7.03-17 «Мінімальні вимоги з охорони праці на тимчасових або мобільних будівельних майданчиках».
35. Монтаж, ремонт, наладка обладнання харчових виробництв. Навчальний посібник. / Гурський П.В., Перцевой В.В., Гулий І.С. та ін. – Харків.: ХДАТОХ 2001. - 230 с.
36. https://www.alibaba.com/product-detail/High-Efficiency-42mm-12v-Brushless-10w_60704983329.html.
37. <https://m-teh.com.ua/enkoder-serii-re08-ec08-re08110ax-v01-0423-115mm/?srsltid=AfmBOorCZXwXIyYJOXy-As1wWdn2eDXGU9CtEmSHpUYWu0QqciPf91QAIvG>.
38. <https://www.olx.ua/d/uk/obyavlenie/zagotovki-stal-40h-stal-45h-12hn-9hs-IDVZ2ZX.html>
39. <https://kabanchik.ua/ua/kyiv/category/tokarni-roboty>.
40. <https://easy3dprint.com.ua/uk/3d-druk/3d-druk-v-kiyevi/>
41. <https://pidshypnyk.com/ru/pidshypnyk-61802-2rs1-host1180802-skf-shvetsiia15kh24kh5-mm-kulkovyi-radialnyi/>.
42. <https://www.tme.eu/ua/details/xsm-1618-15/pidshipniki-kovzannia/igus/?brutto=0¤cy=USD>

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 88 |

ДОДАТКИ

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---|------|
| | | | | | 01.09 – КР. 2265 “С” 2024.12.16. 026 ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 89 |